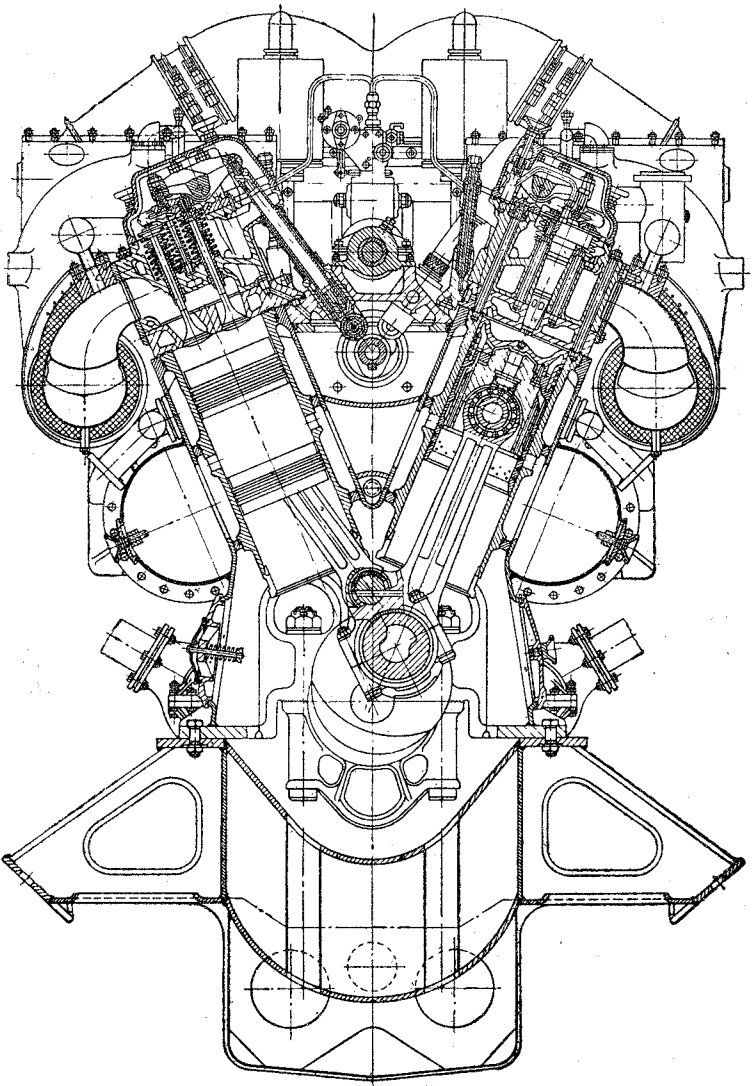


А. С. ОРЛИН  
М. Г. КРУГЛОВ



# **КОМБИНИРОВАННЫЕ ДВУХТАКТНЫЕ ДВИГАТЕЛИ**

**А. С. ОРЛИН,**

**М. Г. КРУГЛОВ**

**ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»**

**Москва 1968**

**Комбинированные двухтактные двигатели.** Орлин А. С. и Круглов М. Г., М., «Машиностроение», 1968, 576 с.

Силовые установки, применяемые для строительных, дорожных и буровых работ, в сельскохозяйственном производстве и на транспорте (за исключением авиации), являются наиболее рациональными при использовании в них поршневых двигателей внутреннего сгорания, в частности комбинированных. Этим объясняется преобладающее распространение указанных двигателей в народном хозяйстве, мощность которых достигает 90% суммарной мощности всех энергетических установок.

В книге содержатся основы теории процессов газообмена в цилиндре и в смежных с ним системах двухтактных комбинированных двигателей. Приводятся приближенные зависимости, относящиеся к влиянию неустановившегося движения при газообмене, и результаты экспериментальных работ в этой области.

Рассматриваются также экспериментальные работы, выполненные на двигателях и моделях, с целью изучения качества процесса газообмена, вопросы развития и совершенствования конструктивных схем и отдельных узлов этих двигателей и аппаратуры для проведения исследований. Кроме того, описывается состояние работ по наддуву и совершенствованию конструкций двухтактных комбинированных двигателей и, в частности, систем воздухообеспечения и агрегатов наддува, а также перспективы дальнейшего развития этих двигателей.

Книга предназначена для инженеров-конструкторов и экспериментаторов, занимающихся проектированием, испытанием и исследованием комбинированных двигателей. Книга может быть полезна также студентам при изучении теории, расчета и конструкции двигателей этого типа. Илл. 312, табл. 16, библи. 119 назв.

Рецензенты: кандидаты техн. наук П. М. Мерлис,  
Е. А. Никитин и П. С. Моргулис



Комбинированным двигателем следует называть такую энергетическую установку, в которой преобразование тепловой энергии в механическую осуществляется поршневым двигателем внутреннего сгорания совместно с компрессорами (нагнетателями), обеспечивающими предварительное сжатие воздуха (или топливо-воздушной смеси), поступающего в цилиндры двигателя внутреннего сгорания, и расширительными машинами для продолженного расширения выпускных газов. Эффективная мощность в такой установке передается потребителю валом двигателя внутреннего сгорания или валом расширительной машины или обоими валами одновременно.

Количество компрессоров и расширительных машин, их типы и конструкция, связь их с двигателем внутреннего сгорания и между собой определяются назначением комбинированного двигателя, его конструктивной схемой и условиями эксплуатации.

Наиболее компактными и экономичными комбинированными двигателями являются турбопоршневые. Турбопоршневыми следует называть такие комбинированные двигатели, в которых к поршневому двигателю внутреннего сгорания (поршневой части) подсоединяются турбомашинны для совместного преобразования теплоты в работу; отдача мощности потребителю обычно осуществляется через коленчатый вал поршневой части<sup>1</sup>.

Габаритные размеры турбомашин, затрачивающих соизмеримую с поршневой частью долю энергии на производство внешней работы, невелики по сравнению с габаритными размерами поршневой части, поэтому турбопоршневые двигатели характеризуются большими габаритными мощностями. Таким образом, основными преимуществами комбинированного двигателя являются высокие габаритная и удельная мощности и, что не менее важно,

---

<sup>1</sup> Попытки уточнения терминов современных двигателей делались и ранее [64].

высокая экономичность, превосходящая экономичность обычного дизеля.

В 1906 г. профессор МВТУ В. И. Гриневецкий предложил оригинальную конструкцию двухтактного поршневого двигателя, в котором рабочий цикл осуществляется последовательно в трех цилиндрах (рис. 1): компрессорном 1 (предварительное сжатие), сожигательном 2 (сжатие, сгорание и расширение) и расширительном 3 (последующее расширение). Вначале двигатель предназначался для тепловозов, но в дальнейшем он был переделан

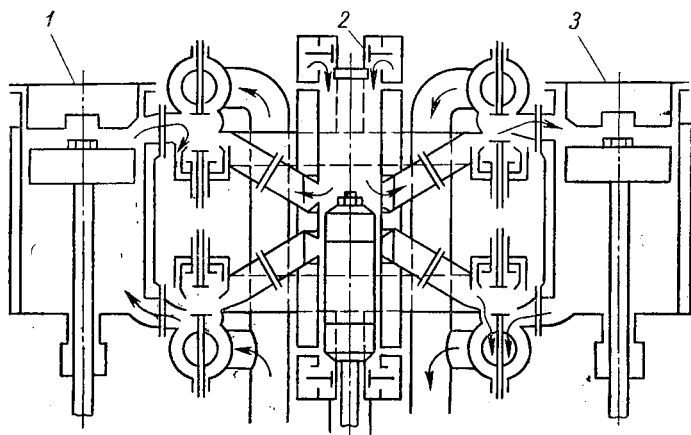


Рис. 1. Схема двигателя В. И. Гриневецкого

для тепловозов. В 1909 г. двигатель был построен на Путиловском заводе, однако работы по его доводке не были проведены из-за отсутствия средств.

В 1920—1925 гг. проф. Н. Р. Брилингом, инж. А. А. Микулиным и В. Н. Фоминым в НАМИ был построен легкий двигатель НРБ по аналогичной схеме (с двойным сжатием и расширением), предназначавшийся для авиации. Он также не был доведен; кроме того, он был недоработан в конструктивном отношении.

В 1912 г. А. Н. Шелест предложил для тепловозов силовую установку в виде механического генератора газа, включавшую компрессор, четырехтактный поршневой двигатель и расширительную машину. Отличие от схемы В. И. Гриневецкого заключалось в отсутствии механической связи между сожигательным цилиндром и расширительной машиной. Получаемая в рабочем цилиндре мощность расходовалась на приведение в действие компрессора и на механические потери в генераторе газов. Конструкция расширительной машины предполагалась также в виде газовой турбины, с вала которой должна была сниматься полезная мощность.

Насколько известно, турбина, работающая на выпускных газах, впервые была применена французским инженером Рато для привода центробежного компрессора авиационного двигателя. Эта же идея, но в другом виде, была реализована швейцарским инженером Бюки, который использовал энергию выпускных газов дизелей.

В начале 30-х годов Б. С. Стечкин предложил конструкцию быстроходного двухтактного авиационного турбопоршневого двигателя, работающего на легком топливе, и показал расчетным путем, что подобная установка может быть перспективной как в отношении габаритных размеров, так и экономичности.

В 1927 г. шведская фирма Гётаверкен построила мотогенератор, состоящий из двухтактного одноцилиндрового двигателя, поршневого компрессора и поршневой расширительной машины—установки судового типа. В дальнейшем этой же фирмой были построены в 1929 г. мотогенератор для маневрового тепловоза мощностью 300 л. с. и в 1939 г. мотогенераторы для минного заградителя мощностью 6500 л. с. В последнем случае расширительными машинами были газовые турбины (по две на четыре генератора).

Дальнейшие расчетные и конструкторские работы в 30-х и 40-х годах по созданию мотогенераторов, турбопоршневых двигателей (преимущественно двухтактных дизелей) вели А. Д. Чаромский, А. И. Толстов, В. А. Ваншейдт, М. М. Масленников и другие отечественные ученые. В качестве примера турбопоршневых двигателей, созданных за рубежом, следует назвать двухтактный двигатель (дизель) фирмы Зульцер (Швейцария) с прямой продувкой, построенный в 1940 г. В этом дизеле повышенный наддув ( $p_k = 2 \text{ кг/см}^2$ ) осуществляется с помощью поршневого компрессора, а энергия отработавших газов использовалась в турбине, соединенной с валом дизеля зубчатой передачей. Мощность двигателя равнялась 1130 л. с., а удельный эффективный расход топлива составлял 155 г/(л. с. ч.). Двигатель был горизонтальным, рядным, с противоположно движущимися поршнями.

Позже фирма Зульцер построила двигатель аналогичного типа мощностью 2750 л. с., превращавшийся при давлении  $p_k = 6 \text{ кг/см}^2$  в мотогенератор; расход топлива составлял 160—190 г/(л. с. ч) при  $p_e = 18 \text{ кг/см}^2$ . Был построен также быстроходный экспериментальный двигатель, который при  $p_k = 2; 3$  и  $6 \text{ кг/см}^2$  имел соответственно  $p_e = 12, 14$  и  $18 \text{ кг/см}^2$ .

Турбопоршневой двухтактный двигатель с петлевой продувкой «Номад» был построен в 1951 г. фирмой Нэпир (Англия). В этом двигателе мощности, снимаемые с вала поршневого двигателя и с вала турбины, были примерно одинаковыми. Насколько известно, мощность двигателя достигала 3000 л. с. Турбина служила для привода осевого компрессора, а поршневой

двигатель приводил в движение центробежный компрессор. Минимальный удельный эффективный расход топлива составлял 148 г/(л. с. ч), а во всем диапазоне рабочих режимов не превышал 160 г/(л. с. ч).

Другим примером комбинированной установки, в которой мощность снималась с вала поршневого двигателя и турбины, может служить авиационный двигатель Райт (США).

Фирма MAN провела ряд работ по созданию и исследованию экспериментальных двигателей с повышенным давлением наддува. В частности, был построен четырехтактный двигатель с давлением  $p_k = 3 \text{ кг/см}^2$  и средним индикаторным давлением  $p_i = 20 \div 22 \text{ кг/см}^2$ . Повышению  $p_i$  способствовало охлаждение воздуха после сжатия в обеих ступенях компрессоров (осевого и центробежного), приводимых в движение газовой турбиной.

В последние годы как в СССР, так и за рубежом проведены большие теоретические и экспериментальные исследования, позволившие создать новые четырех- и двухтактные турбопоршневые двигатели повышенной удельной и общей мощности, в том числе с механической связью валов поршневой части и турбины. Юго-западный научно-исследовательский институт в Сан-Антонио (США) в результате исследования установил в диапазоне мощностей 300—1000 л. с. для определенных комбинированных двухтактных двигателей меньшие удельные габариты, чем для газовых турбин. Были исследованы турбопоршневые двигатели, схема которых напоминала схему установки со свободнопоршневым генератором газа. В этих машинах поршни дизеля связаны с коленчатым валом с помощью балансиров и шатунов, а турбина — с помощью зубчатой передачи.

Известные перспективы для определенных областей народного хозяйства имеют упомянутые выше безвальные мотогенераторы — свободнопоршневые генераторы газа, которыми в 20-х годах занимались Е. Е. Лонткевич, Г. А. Варшавский и другие отечественные исследователи. Значительных успехов в рассматриваемом вопросе добилась фирма Сигма (Франция), построившая несколько сотен установок со свободнопоршневыми генераторами газа по схеме Пескара. Последние достаточно надежно работают на судах, а также на электростанциях.

В СССР еще в 30-х годах на заводах начались работы по применению газотурбинного наддува и по созданию турбопоршневых двигателей. Первые опытные экземпляры турбокомпрессоров были спроектированы и построены в 1930 г., однако только в 1938 г. началось серийное изготовление турбокомпрессоров для четырехтактных двигателей.

Среди двухтактных дизелей следует назвать двигатели 12ДН 23/30 (заводская марка 30Д) по проекту П. М. Мерлиса и 6ДН 39/45 (37Д) по проекту М. П. Маркина. Для обоих двигателей исследовалась возможность развития их в турбопорш-



невые двигатели. Двигатель 6Н 39/45 без наддува был создан в 1946—1950 гг., и в дальнейшем он был форсирован с помощью газотурбинного наддува до мощности 2500 л. с. В это же время была возобновлена доводка двигателя 6ДН 23/30, успешно завершенная в 50-х годах. Начатые работы по форсированию этого двигателя закончились к 1957 г. созданием двигателя 40Д, остающегося до настоящего времени одним из наиболее форсированных дизелей этого типа (с реверсом оригинальной конструкции). В этом двигателе применяется интенсивное охлаждение воздуха, что обуславливает повышение надежности и экономичности [71].

Одновременно были проведены работы по повышению моторесурса, уменьшению массы двигателя путем замены литых деталей остова сварно-литыми и сварными, широкого применения легких сплавов и легированных сталей, а также термообработки и упрочнения поверхностей деталей.

На базе дизеля 40Д в последние годы были созданы и создаются следующие модификации: шестнадцатцилиндровый двигатель 11Д45 мощностью 3000 л. с. для тепловозов, двенадцатцилиндровый двигатель 1Д40 мощностью 2000 л. с. с гидропередачей, двигатель 9Д40 для привода стационарных электрогенераторов, шестнадцатцилиндровый двигатель 10Д40, предназначенный в качестве главного двигателя для речных толкачей, и другие.

Харьковским заводом транспортного машиностроения им. Малышева и другими заводами велись работы по форсированию с помощью наддува и улучшению экономичности двигателя типа Д100 с противоположно движущимися поршнями для тепловозов и судов мощностью 2000—3000 л. с. В частности, двигатель 10Д100 для магистральных тепловозов мощностью 3000 л. с. имеет две ступени наддува: от турбокомпрессора и от приводного компрессора.

В настоящее время как в СССР, так и за рубежом в эксплуатации находится большое число комбинированных (турбопоршневых) двух- и четырехтактных двигателей различного назначения, мощность которых изменяется в широком диапазоне.

К таким двигателям относятся отечественные двухтактные судовые, тепловозные и другие транспортные двигатели с противоположно движущимися поршнями, и двигатели с клапанно-щелевой продувкой, а также четырехтактные двигатели того же назначения. Большая часть из созданных двигателей имеет газовую связь поршневого двигателя и лопаточных машин.

К двигателям этого типа относятся двигатели ЧН  $\frac{18}{22}$  завода «Дальдизель», двигатели типа ДН  $\frac{15}{18}$  и другие.

Некоторые комбинированные двигатели, в особенности в последнее время, имеют механическую связь между валом турбины и компрессора и валом поршневого двигателя, выполненную в различных конструктивных вариантах. В частности, к двигателям данной группы относятся четырехтактный двигатель ФТК — один из вариантов 12-цилиндрового V-образного двигателя М-50 с непосредственным струйным смесеобразованием и двухтактный судовой дизель 61Д с противоположно движущимися поршнями повышенной мощности.

Успешному освоению и развитию производства комбинированных двигателей в немалой степени способствовали теоретические и экспериментальные исследования, проведенные в научно-исследовательских организациях и на заводах. В начале 20-х годов профессора Н. Р. Брилинг, Е. К. Мазинг и Б. С. Стечкин приступили к уточнению и развитию теплового расчета двигателей внутреннего сгорания (предложенного в 1907 г. проф. В. И. Гриневецким) и распространению его на двигатели всех назначений.

В 40-х и 50-х годах В. А. Ваншейдт, Н. М. Глаголев, А. И. Толстов, Д. А. Портнов и другие отечественные ученые провели большие исследовательские работы по созданию и уточнению теплового расчета, расчета теплообмена, наддува и других явлений процессов в комбинированных двигателях. В лаборатории двигателей внутреннего сгорания Высшего технического училища им. Баумана проводятся исследования процессов смесеобразования и сгорания, переходных и неустановившихся процессов, газообмена и наддува, а также влияния на них процессов в смежных с цилиндром системах.



## ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ КОМБИНИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ



### § 1. Комбинированные двигатели с газовой связью поршневого двигателя внутреннего сгорания и лопаточных машин

Наиболее распространенными и доработанными являются турбопоршневые двигатели с газовой связью поршневой части с турбиной и компрессором; при этом лопаточные машины обычно жестко соединены между собой (рис. 2). В этих конструкциях мощности турбины и компрессора практически одинаковы на всех режимах работы двигателя.

Основными преимуществами рассматриваемой конструктивной схемы являются следующие:

1. К. п. д. турбины выше, чем в комбинированном двигателе с механической связью, вследствие автоматического изменения соотношений между скоростью газов и окружной скоростью рабочего колеса турбины, обеспечивающих минимальные потери на удар в лопаточном венце газовой турбины при данной нагрузке.

2. Простота конструкции и меньшие, как правило, габаритные размеры.

3. Несколько меньшие механические потери при сравнительно мало различающихся насосных потерях и потерях на трение в поршневой части комбинированных двигателей с газовой и механической связями.

4. Возможность использования готовых турбокомпрессоров при современном состоянии развития комбинированных двигателей.

К числу недостатков рассматриваемых двигателей относятся:

1. Худшие по сравнению с двигателями с механической связью приемистость и пусковые качества вследствие главным образом более замедленного увеличения числа оборотов («вялой

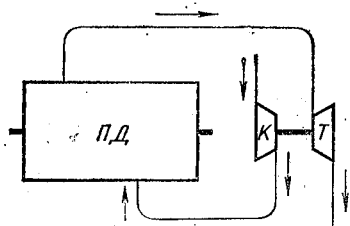


Рис. 2. Схема турбопоршневого двигателя с газовой связью: ПД — поршневой двигатель внутреннего сгорания; Т — турбина; К — компрессор

раскрутки») турбокомпрессора при пуске и увеличении мощности двигателя в эксплуатации, что объясняется малым градиентом давления наддува при пуске и увеличении нагрузки двигателя, определяемым инерцией роторов турбокомпрессоров.

2. Меньшая возможность увеличения мощности двигателя путем повышения наддува, чем при механической связи, вследствие того, что давление наддува непосредственно

зависит от давления и температуры газов на выпуске.

3. Недостаточность при малых нагрузках энергии выпускных газов для приведения в движение турбокомпрессора: величина мощности турбины мала для подачи в цилиндр необходимого количества воздуха, в результате чего затрудняется пуск двигателя и работа его при неполной нагрузке.

Отмеченные недостатки, в особенности первый, при отсутствии регулирования турбокомпрессора являются серьезным препятствием при применении газовой связи в транспортных двигателях, работающих на переменных режимах. Это относится прежде всего к двигателям наземного транспорта, работающим большую часть времени (не менее 70—80%) на неполных нагрузках при наличии частых переходных режимов.

Несмотря на приведенные выше недостатки, комбинированные двигатели с газовой связью турбины и компрессора с поршневой частью получили наиболее широкое распространение в промышленности и на транспорте (особенно в тех случаях, когда преимущество не является главным качеством).

В двухтактных двигателях и в ряде четырехтактных нередко применяется двухступенчатое сжатие воздуха. Такие двигатели, часто называемые двигателями с комбинированной связью турбины и компрессора с поршневой частью или двигателями с комбинированной системой наддува, могут иметь одну из следующих схем: 1) первая ступень сжатия — турбокомпрессор, вторая — приводной компрессор (рис. 3, а); 2) первая ступень — приводной компрессор, вторая — турбокомпрессор (рис. 3, б). При разделении перепада давлений между ступенями сжатия в случае первой схемы затраты мощности на привод компрессора (второй ступени сжатия) меньше, в результате чего к. п. д. двигателя получается несколько выше. Однако при этом ухудшается преимущество двигателя, и последний по эксплуатационным качествам приближается к двигателю с обычным газотурбинным наддувом. При увеличении работы сжатия второй ступени улучшается преимущество двигателя.

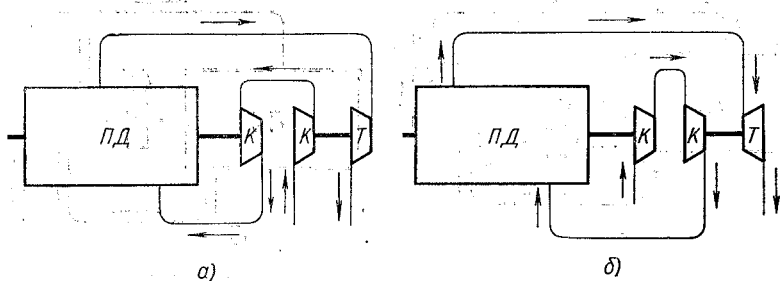


Рис. 3. Схемы турбопоршневого двигателя с комбинированной связью

Наличие двухступенчатого сжатия обуславливает возможность применения промежуточного охлаждения воздуха и, следовательно, уменьшение мощности, затрачиваемой для получения заданного количества сжатого воздуха. Двигатели с двухступенчатым сжатием, несмотря на усложнение конструкции, получили широкое распространение сначала в авиации, а в настоящее время они устанавливаются на судах и машинах наземного транспорта.

## § 2. Комбинированные двигатели с механической связью поршневого двигателя внутреннего сгорания и лопаточных машин

В комбинированном двигателе с механической связью валы турбины и компрессора связаны между собой и с валом дизеля механической передачей. Соотношение между мощностями дизеля и турбины может быть самым разнообразным. Если мощность турбины меньше мощности, потребной для обеспечения наддува, то недостающая мощность отбирается у дизеля. Если турбина имеет избыточную мощность, то последняя передается на вал, с которого снимается мощность; обычно таким валом является вал дизеля.

В комбинированных двигателях с механической связью возможны следующие виды связи, которая в некоторых случаях усложняется наличием гидромуфт, что позволяет иногда выделять двигатели с гидравлической связью в отдельный класс:

1) компрессор и турбина порознь соединены с коленчатым валом дизеля (рис. 4, а);

2) компрессор и турбина соединены одним валом; на вал дизеля передается разность мощностей турбины и компрессора (рис. 4, б);

3) валы компрессора и турбины связаны с валом дизеля с помощью двух независимых гидромуфт ГМ (рис. 4, в);

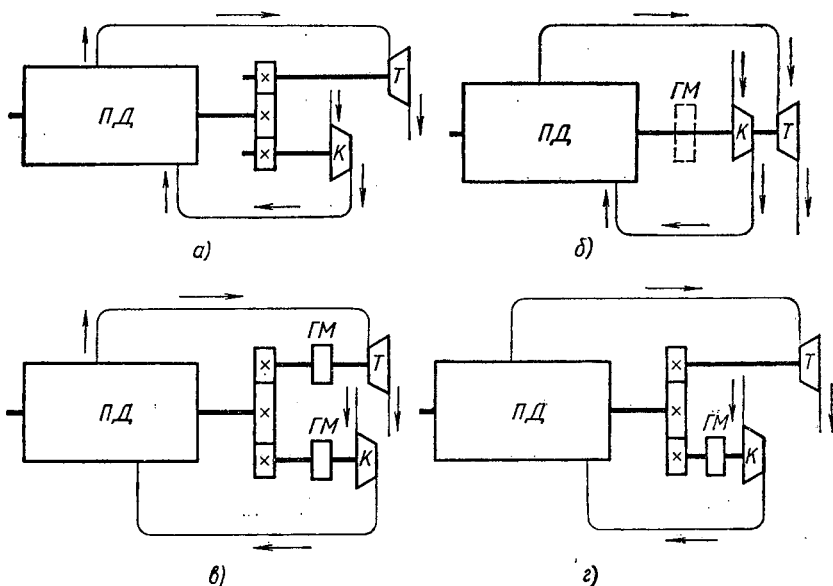


Рис. 4. Схемы турбопоршневого двигателя с механической связью

4) компрессор связан с валом дизеля с помощью гидромуфты, а турбина — только зубчатой передачей (рис. 4, г);

5) компрессор и турбина связаны между собой жестко, а с валом дизеля — при помощи гидромуфты ГМ (рис. 4, б), которая передает разность мощностей компрессора и турбины на вал двигателя.

Рассматриваемые конструктивные схемы двигателей с механической связью характеризуются тем, что давление наддува может быть повышенным, не зависящим от мощности турбины. Имеется возможность более полного использования энергии выпускных газов независимо от давления наддува.

Вследствие наличия механической связи между компрессором и дизелем они синхронно работают на всех режимах, что способствует хорошему газообмену и на переходных режимах. Последнее особенно важно для двухтактных двигателей, в которых труднее достичь удовлетворительного наполнения цилиндров на частичных нагрузках. Кроме того, механическая связь обеспечивает хорошие приемистость и пусковые качества двигателя.

К числу недостатков рассматриваемых двигателей следует отнести большую сложность конструкции и дополнительные потери мощности в механизме передачи. Механическая связь затрудняет достижение рационального соотношения окружной скорости рабочего колеса турбины со скоростью истечения газов, особен-

но на нерасчетных режимах, вследствие чего к. п. д. на этих режимах понижается.

Конструкция с двумя гидромуфтами (рис. 4, в) характеризуется значительной сложностью и большими габаритными размерами. Одну из муфт следует проектировать на передачу полной мощности турбины, а другую — на передачу полной мощности компрессора. Кроме того, имеется большая теплоотдача в масло. Упрощение конструкции (одна гидромуфта) приводит к ухудшению экономичности двигателя вследствие постоянства передаточного числа между турбиной и дизелем при изменении числа оборотов компрессора. Применение двух гидромуфт способствует улучшению характеристики двигателя на нерасчетных режимах. Несмотря на то, что при одной муфте несколько ухудшается экономичность двигателя, некоторое предпочтение следует отдать именно этой схеме, когда компрессор или турбина соединены гидромуфтой с валом двигателя. В данном случае к. п. д. турбины на нерасчетных режимах имеет довольно высокое значение.

Применение гидромуфт целесообразно во многих случаях, так как оно позволяет осуществить бесступенчатое изменение передаточного числа между дизелем и компрессором, что обуславливает улучшение характеристики двигателя и повышает коэффициент приспособляемости.

В комбинированных двигателях с механической связью турбины и дизеля фазы газораспределения иногда устанавливают так, чтобы выпускные газы имели повышенное давление (по сравнению с двигателями, имеющими газовую связь). Газовых турбин может быть несколько; в частности их может быть две (рис. 5): силовая турбина  $T_1$  и турбина  $T_2$ , связанная с компрессором. Выпускные органы, связанные с выпуском в турбину  $T_1$ , открываются ранее. При наличии двух не зависящих друг от друга турбин нередко упрощается компоновка, расположение их на двигателе и регулирование, а также повышается к. п. д. в расчетной области. Турбины могут быть установлены последовательно. Первая, использующая энергию предварения выпуска, выполняется импульсной, вторая работает при постоянном давлении.

Почти все приведенные выше схемы относятся как к четырех-, так и к двухтактным двигателям.

Тяговая характеристика двигателей, имеющих механическую связь турбин с коленчатым валом дизеля, несколько хуже тяговой характеристики

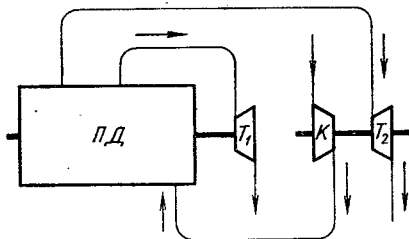


Рис. 5. Схема турбопоршневого двигателя с механической связью (с двумя турбинами)

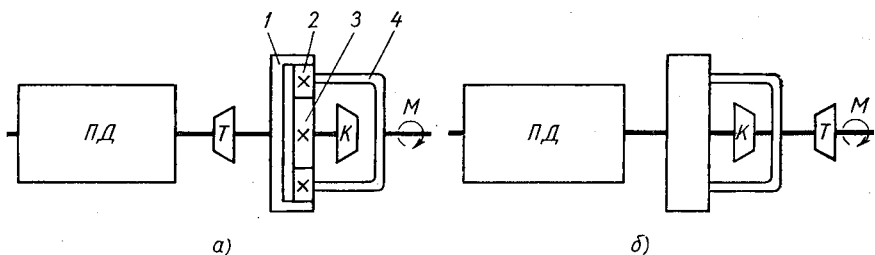


Рис. 6. Схема турбопоршневого двигателя с дифференциальной связью между основными звеньями:

1 — коронная шестерня; 2 — сателлит; 3 — солнечная шестерня; 4 — водило

газотурбинных двигателей. Однако при значительной доле мощности, снимаемой с вала газовой турбины, тяговая характеристика комбинированного двигателя приближается к характеристике газовой турбины.

Несмотря на трудность достижения согласованности режимов работы поршневого двигателя внутреннего сгорания и газовой турбины в широком диапазоне эксплуатационных нагрузок (даже при наличии регулирования газовой турбины), рассматриваемую конструктивную схему соединения вала дизеля с валом турбины следует считать прогрессивной, особенно для двухтактных транспортных двигателей. В последних содержащаяся в продувочном воздухе и выпускных газах энергия используется в более полной мере, чем в четырехтактных. В данном случае двухтактные двигатели приобретают особое значение вследствие малых габаритных размеров, легкости и хорошей экономичности. В частности, это касается двигателей с противоположно движущимися поршнями, широко применяемых в Англии в установках наземного и морского типа, а также в опытных конструкциях Юго-западного научно-исследовательского института США.

Тяговые характеристики турбопоршневого двигателя могут быть улучшены путем создания рациональной конструкции механической связи вала турбины с коленчатым валом дизеля. Достигнуть этого можно путем введения в указанную связь механизма с изменяемым передаточным числом. Тяговые характеристики комбинированных двигателей могут быть улучшены путем применения дифференциальной связи между основными звеньями установки — дизелем, компрессором и турбиной (рис. 6, а и б). Следует напомнить, что в обычных дизелях с механическим приводом компрессора, являющегося агрегатом наддува, дифференциальная связь между дизелем и компрессором также может обусловить улучшение тяговых характеристик двигателя.

Известного улучшения параметров турбопоршневых двигателей можно достичь, применяя охлаждение воздуха, подаваемого из агрегатов наддува, в соответствующих устройствах, например в воздухо-водяных радиаторах или холодильниках. След-



ствие высокой теплонапряженности двухтактного двигателя вопросы охлаждения продувочного воздуха в этом случае приобретают особо важное значение.

Следует признать перспективным развитие и применение турбопоршневых двигателей с механической связью турбины с валом поршневой части, имеющих преимущества в отношении удельного расхода топлива, удельной массы, а также стоимости производства и эксплуатации. Однако данные двигатели при прочих равных условиях получаются более тяжелыми и менее надежными главным образом из-за наличия редукторов. Для улучшения внешней характеристики двигателя целесообразно применение привода специальной конструкции. Насколько известно, фирмой Перкинс была отработана одна из систем дифференциального привода, которая позволила получить коэффициент приспособляемости более 2, т. е. почти гиперболическую зависимость крутящего момента двигателя от числа оборотов.

Конструкция передачи с дифференциальным механизмом обычно весьма сложна и громоздка, а напряженность составных элементов ее достаточно высока. Не следует забывать, что данный механизм является силовым и передает полную мощность двигателя. Пуск такого двигателя, особенно двухтактного, затруднителен.

### § 3. Комбинированные двигатели со свободнопоршневыми генераторами газа и свободнопоршневые дизель-компрессоры

Если мощность поршневого двигателя внутреннего сгорания полностью расходуется на привод компрессора, а эффективная мощность снимается с вала турбины, работающей на выпускных газах, то данный агрегат называется комбинированным двигателем или газовой турбиной (ГТ) со свободнопоршневым генератором газа (СПГГ) (рис. 7) и сокращенно обозначается СПГГ + ГТ. К комбинированным двигателям относится и свободнопоршневой дизель-компрессор (СПДК), являющийся также безвальной установкой.

К числу основных преимуществ рассматриваемых двигателей следует отнести благоприятное изменение крутящего момента турбины с изменением числа оборотов вала. Крутящий момент непрерывно повышается с уменьшением числа оборотов и при числе оборотов, в 4—5 раз меньшем максимального, превосходит в 1,8—2 раза крутящий момент,

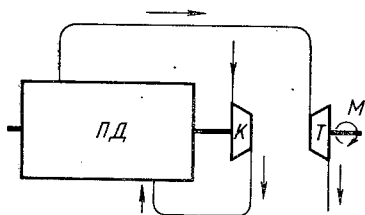


Рис. 7. Схема свободнопоршневого генератора газа

соответствующий максимальной мощности двигателя. В связи с этим коэффициент приспособляемости получается значительно более высоким, чем у двигателей, описанных выше.

Кроме того, к преимуществам этих двигателей относятся: удобство эксплуатации и ремонта, занимающего сравнительно немного времени; отсутствие тяжелых фундаментов; возможность отключения одного или нескольких СПГГ без остановки остальных, в частности при ремонте; возможность повышения давления наддува и максимального давления сгорания; увеличенный по сравнению с другими комбинированными двигателями моторесурс. В случае рациональной конструкции может быть уменьшена трудоемкость изготовления данного двигателя по сравнению с двигателями такой же мощности, рассмотренными выше. Для транспортной установки отпадает необходимость в дорогостоящих и неэффективных электро- и гидропередачах. Следует отметить также более низкие требования, предъявляемые к топливу для рассматриваемых двигателей.

Однако ряд недостатков является серьезным препятствием для производства и развития СПГГ. Основной из них — трудность обеспечения тепловой стойкости основных деталей двигателей, в первую очередь поршневой группы, работающей при повышенных давлениях в цилиндре. Значительные трудности представляет организация процессов газообмена и смесеобразования в специфических условиях свободного движения поршней, регулирование и автоматизация управления СПГГ, достижение эффективной работы самодействующих клапанов поршневых компрессоров при высокой цикличности и сложность решения вопроса надежной работы механизмов, синхронизирующих движение поршней. Кроме того, нерешенными вопросами являются: уменьшение износа основных движущихся деталей, снижение шума при работе двигателя и равномерное распределение масла по рабочим поверхностям.

Вследствие перечисленных выше недостатков развитие производства СПГГ на предприятиях, выпускающих комбинированные двигатели с СПГГ, несколько замедлилось.



**ОСОБЕННОСТИ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ  
ПОВЫШЕННОЙ УДЕЛЬНОЙ МОЩНОСТИ**

Поршневые двухтактные двигатели внутреннего сгорания, являющиеся ступенью комбинированного (обычно турбопоршневого) двигателя, работают при высоких давлениях на впуске в цилиндр и выпуске из него при значительном влиянии выпускной системы, включающей турбину, работающую на выпускных газах.

В отличие от газотурбинных двигателей, двух- и четырехтактные поршневые двигатели работают при периодически повторяющихся процессах сгорания и газообмена, переменных по времени сечений органов газораспределения и резко меняющихся по времени давлениях и температурах. Все это обуславливает сложность выбора и расчета оптимальных параметров рабочего процесса и конструкции.

Изучение процесса в поршневых двигателях внутреннего сгорания весьма затрудняется вследствие непрерывного повышения числа оборотов (особенно в последние годы) и связанного с этим непрерывного уменьшения времени, отводимого на протекание процессов (в частности, очистки и наполнения цилиндра). Сказанное выше относится в первую очередь к двухтактным двигателям, в которых основная часть процесса газообмена происходит при одновременно открытых впускных и выпускных органах и значительном влиянии выпускной системы.

В то же время следует подчеркнуть актуальность применения двухтактного двигателя внутреннего сгорания как звена турбопоршневого двигателя, имеющего большие перспективы дальнейшего развития в качестве силовой установки для судов и наземных транспортных машин.

Вопрос о том, в каких случаях следует применять двухтактный цикл, а в каких — четырехтактный, является весьма сложным и большей частью дискуссионным. Нередко, основываясь на опыте личной конструкторской и исследовательской работы, специалисты приходят к неверным, односторонним выводам

о нецелесообразности применения двигателя с одним из указанных циклов и о необходимости применения двигателя с другим циклом. Двигатели каждого из указанных выше типов имеют преимущества и недостатки, и иногда бывает трудно сказать, что превалирует в том или другом случае. Только при решении конкретной задачи, имея большой опыт по конструированию двигателей и используя многочисленные статистические данные по конструкции и эксплуатации их, можно сделать выводы о целесообразности применения четырех- или двухтактного двигателя.

#### **§ 4. Сравнение двухтактных и четырехтактных двигателей**

В различных отраслях народного хозяйства используются комбинированные двухтактные двигатели, мощность и скоростные режимы которых изменяются в широком диапазоне.

Двигатели, применяющиеся в качестве силовых установок для машин наземного безрельсового транспорта, до настоящего времени строятся преимущественно четырехтактными. Основными причинами недостаточного развития быстроходных двухтактных транспортных двигателей являются: отсутствие широкого опыта в области их создания, часто большая сложность конструкций и повышенная стоимость по сравнению с четырехтактными, а также необходимость преодоления значительных трудностей при их постройке и доводке.

Известное значение имеет большая приспособленность четырехтактного двигателя к переменным скоростным и нагрузочным режимам.

Для судов различного назначения, тепловозов, тягачей, грузовых автомобилей большой грузоподъемности и других машин наземного транспорта требуются экономичные двигатели, имеющие значительные удельные и общие мощности и обеспечивающие большой радиус действия. В данном случае (при установке комбинированных поршневых двигателей) рационально применять дизели, отличающиеся наилучшей экономичностью.

Сравнение четырех- и двухтактных двигателей позволяет сделать следующие выводы.

Разница в литровых мощностях двигателей при одинаковых числах оборотов, условиях на выпуске, индикаторных к. п. д. и коэффициента избытка воздуха определяется числом тактов и средним индикаторным давлением. Последнее в двухтактном двигателе (отнесенное ко всему ходу поршня) обычно ниже, чем в четырехтактном, главным образом вследствие наличия окон в цилиндре. На величину среднего индикаторного давления влияет также несколько худшая очистка цилиндра от продуктов сгорания, присущая большей части двухтактных двигателей. Можно считать, что при прочих равных условиях литровая мощ-

ность двухтактного двигателя на 50—70% больше литровой мощности четырехтактного, что является основным преимуществом двухтактного двигателя, так как вследствие этого получаются меньшие его габаритные размеры и масса при условии правильно выбранных конструктивных параметров. Выбираемое число оборотов вала зависит главным образом от размеров цилиндра, надежности работы поршневой группы и других основных деталей двигателя. При прочих равных условиях число оборотов быстроходного двухтактного двигателя с прямоточной схемой газообмена чаще несколько ниже числа оборотов четырехтактного двигателя. Число оборотов двигателя с щелевой (бесклапанной) схемой газообмена обычно практически не ниже числа оборотов четырехтактного двигателя.

Удельный расход топлива в двигателе зависит главным образом от индикаторного и механического к. п. д. Как известно, величина индикаторного к. п. д. определяется своевременностью и полнотой сгорания топлива и количеством теплоты, отдаваемой в стенки. Можно считать, что индикаторный к. п. д. двухтактного двигателя с прямоточной продувкой, отличающегося хорошим качеством процесса газообмена, смесеобразования и сгорания и имеющего примерно одинаковые с четырехтактным двигателем тепловые потери в стенку, не ниже индикаторного к. п. д. последнего. Механический к. п. д. двухтактного двигателя чаще получается несколько ниже механического к. п. д. четырехтактного двигателя, несмотря на отсутствие насосных потерь у двухтактного. Если сравнивать конструкции комбинированных двух- и четырехтактных двигателей, механический к. п. д. практически оказывается одинаковым.

Таким образом, эффективный удельный расход топлива в двухтактном двигателе с прямоточной схемой газообмена может быть не выше удельного расхода топлива в четырехтактном двигателе. Опыт последних лет показывает, что и в двигателях с петлевой схемой удельные расходы топлива нередко приближаются к удельным расходам топлива четырехтактных двигателей.

Получение повышенной удельной мощности и пониженного расхода топлива в двухтактном быстроходном двигателе связано с преодолением значительных трудностей, особенно при высоких давлениях на впуске и выпуске, характерных для комбинированных двигателей.

Большую сложность представляет решение проблемы очистки и наполнения цилиндра на высоких числах оборотов при переменных скоростных и нагрузочных режимах работы двигателя. Это касается в первую очередь двигателей, характеризующихся широким диапазоном изменения числа оборотов. Данная задача пока решается только экспериментальным путем на опытных двигателях или на специальных одноцилиндровых отсеках. При

этом расположение и конструкцию впускных и выпускных органов и значения параметров процесса выбирают в соответствии с различными режимами работы двигателя.

При создании двигателя с V-образным или другим более сложным расположением цилиндров (особенно с кривошипно-шатунным механизмом, имеющим прицепные шатуны, законы движения которых не одинаковы с законами движения главного шатуна) целесообразно строить двухцилиндровый V-образный или другой усложненный отсек. Также может быть полезным проведение опытов на специальных моделях, особенно если размеры последних и параметры процессов, протекающих в них, определяются с учетом законов газодинамического подобия.

Основная трудность при постройке двухтактного двигателя повышенной удельной мощности заключается в создании надежной конструкции поршневой группы, работающей при высокой температуре. Высокая температура процесса приводит к повышению тепловой напряженности поршня, стенок цилиндра и головки цилиндра, а также влияет на работу поршневых колец, в особенности первого (если считать от камеры сгорания). Необходимо применять специальные конструкции поршней с интенсивным охлаждением. Особенно это касается поршневой группы дизелей повышенной удельной мощности, в которых высокое давление сгорания способствует прорыву газов между поршнем и цилиндром, что приводит к ухудшению теплопередачи от поршня к стенкам цилиндра. В результате этого температура корпуса поршня и поршневых колец повышается, что вызывает прогорание днища поршня, поломки деталей поршневой группы, потерю упругости колец и их пригорание.

На напряженность поршня дизеля известное влияние оказывает также неравномерное распространение пламени, вызывающее местные перегревы поршня, а в некоторых конструкциях и догорание во время такта расширения. Одностороннее воздействие давления газов способствует уменьшению подвижности колец в канавках поршней двухтактных двигателей. Вследствие этого создаются условия, способствующие образованию нагара в канавке и «прихватыванию» колец. Потери упругости поршневыми кольцами, прихватывание их и образование нагара в поршневых канавках у двухтактных двигателей встречаются несколько чаще, чем у четырехтактных.

Конструирование поршневой группы двухтактных дизелей повышенной мощности является особо сложной проблемой, требующей для своего решения специальных экспериментальных работ, которые целесообразно проводить на отсеках. Одним из удачных решений вопроса следует признать применение составных чугунных или стальных поршней, а также поршней, имеющих специальные охлаждающие устройства или головки из жаропрочного материала.

Длина поршня двухтактного двигателя определяется в первую очередь отношением  $S/D$ . При больших значениях этого отношения длина поршня, а также и длина цилиндра могут получиться большими, чем у четырехтактного двигателя той же мощности. Заметим, что схемы с гильзовым распределением позволяют создать конструкцию, в которой длина поршня примерно на 20% меньше его хода. Поршни с малой длиной могут быть осуществлены и в крейцкопфных двигателях, если ресивер продувочного воздуха выполнен в виде коробки, в которую опущен цилиндр, и отделен от картера специальной перегородкой — диафрагмой.

К недостаткам двухтактных двигателей следует отнести более тяжелые по сравнению с четырехтактными двигателями условия работы шатунных и коренных вкладышей и подшипника поршневого пальца из-за плохого отвода теплоты от трущихся поверхностей, так как при односторонней нагрузке, характерной для двухтактного двигателя, уменьшается количество масла, прокачиваемого между поверхностями. Вследствие этого приходится увеличивать подачу и давление масла. Следует, однако, отметить более благоприятный характер нагружения подшипников в результате односторонней нагрузки, что уменьшает опасность ударного воздействия.

Из-за ухудшения условий смазки цилиндров и увеличения числа рабочих ходов темп износа цилиндров и поршневых колец у двухтактных двигателей несколько выше, чем у четырехтактных. При увеличении диаметра цилиндра этот недостаток двухтактных двигателей несколько уменьшается, а при малых диаметрах цилиндра он может быть весьма существенным.

Топливоподающая система двухтактных дизелей характеризуется тем, что вал топливного насоса почти во всех конструкциях вращается с числом оборотов, равным числу оборотов коленчатого вала, т. е. с числом оборотов, вдвое большим, чем у четырехтактного двигателя. В результате этого скорости и ускорения плунжера достигают больших значений, что необходимо учитывать при конструировании кулачка и передачи, расположенной между кулачком и плунжером насоса. Увеличение давления вырыска (характерное для некоторых конструкций) и цикловых подач заставляет обратить внимание на силовую схему насоса. Кроме того, следует отметить большие, чем в случае четырехтактных двигателей (при той же мощности), возможности нарушения равномерности подачи на режимах малых чисел оборотов и нагрузок из-за малого количества подаваемого за цикл топлива.

Таким образом, топливоподающая система может ограничить диапазон возможных рабочих чисел оборотов двухтактного двигателя вследствие нарушения равномерности подачи на режимах малых нагрузок. В этом случае рационально увеличить число

насосов на один цилиндр (например, два насоса на цилиндр). Во время работы на режимах малых нагрузок один из насосов выключается.

В комбинированных двухтактных двигателях габаритные размеры компрессоров часто несколько больше габаритных размеров компрессоров четырехтактных двигателей из-за других условий протекания процессов газообмена, требующих повышенного избытка воздуха. Габаритные размеры компрессора, а также его расположение влияют на габаритные размеры силовой установки, которые могут быть весьма значительными при неудачной компоновке. Увеличенный по сравнению с четырехтактным двигателем расход воздуха вызывает необходимость установки воздухоочистителя большой производительности.

Недостатком транспортного комбинированного двухтактного двигателя является повышенная по сравнению с четырехтактным чувствительность к смене скоростного режима вследствие изменения давления продувочного воздуха (особенно у двигателей с приводным компрессором) и время-сечений впускных и выпускных органов.

Как уже отмечалось выше, при малых нагрузках двухтактного двигателя энергии выпускных газов недостаточно для приведения в движение турбокомпрессора в случае газовой связи турбины и поршневой части, так как мощность турбины не обеспечивает подачи в цилиндр необходимого количества воздуха, в результате чего затрудняется пуск двигателя. Путем комбинирования турбокомпрессора с приводным компрессором (в этих случаях первой ступенью обычно служит турбокомпрессор, а второй — приводной центробежный компрессор) можно решить задачу применения турбонаддува.

Пониженная температура выпускных газов в двухтактных двигателях способствует повышению надежности работы деталей турбины и уменьшению ее мощности.

Повышенное противодавление на выпуске вызывает ухудшение качества газообмена.

Выпускная и впускная системы влияют на качество процессов очистки и наполнения в большей степени в двухтактных двигателях (особенно в комбинированных), чем в четырехтактных. В последних при наличии газотурбинного наддува и продувки камеры сгорания период, соответствующий одновременно открытым впускным и выпускным органам, составляет 15—30% всего периода открытия распределительных органов; в двухтактных двигателях указанный период равен 60—80%. Процесс продувка — наполнение осуществляется в основном продувочно-наддувочным агрегатом. При этом выталкивающее и всасывающее действие поршня почти отсутствует. На протекание процесса в цилиндре значительное влияние оказывает вся цепь элементов, направляющих поток воздуха и газов (впускная система —



пусковые органы — цилиндр — выпускные органы — выпускная система).

Особенно большое влияние на процессы в цилиндре оказывают динамические явления в выпускной системе комбинированного двухтактного двигателя как при импульсном наддуве, так и при наддуве с постоянным давлением. Данные явления чрезвычайно трудно учесть при создании новых двигателей, несмотря на многочисленные попытки их учета аналитическим и экспериментальными путями. Необходимо отметить также большую сложность составления при исследовании полноценной концепции для построения расчета даже при использовании полуэмпирических зависимостей.

До настоящего времени еще не вполне ясным следует считать характер процесса истечения газов при выпуске из цилиндра и степень влияния инерционных и волновых явлений. При волнах с большими амплитудами в расчете должны учитываться как скорость распространения волн сжатия и разрежения, так и скорость движения газов в выпускной системе. Сказанное относится в первую очередь к двигателям с импульсным наддувом.

Недостаточно ясным является также вопрос образования скачков уплотнений при процессе выпуска. Некоторые исследователи отрицают возможность получения сверхзвуковых скоростей при течении газов, основываясь на проведенных экспериментах по определению степени разрежения в цилиндре. Другие же не только утверждают возможность наличия подобных скачков, но и фиксируют появление скачков уплотнения при надкритических перепадах давления между цилиндром и выпускным трубопроводом, исследуя течение газов (воздуха) через выпускные клапаны на моделях. Вследствие неясности этого вопроса усложняется построение и доводка группы газораспределения при создании новых конструкций двухтактных комбинированных двигателей повышенной удельной мощности.

При малом коэффициенте избытка продувочного воздуха выпускные клапаны двухтактных двигателей с клапанно-щелевой схемой газообмена находятся в несколько более тяжелых температурных условиях, чем выпускные клапаны четырехтактных двигателей. Уменьшить тепловую напряженность клапанов и двухтактных двигателей можно путем увеличения их числа и изменения конструкции: увеличение диаметра стержня, применение охлаждения, рациональной формы головки клапана и т. п. В быстроходных двигателях возникают особенно большие ускорения и, следовательно, большие инерционные силы в деталях привода.

Применение воздушного охлаждения цилиндра и головки цилиндров в двухтактных двигателях более затруднительно, чем в четырехтактных. Основные причины этих трудностей — повышенная тепловая напряженность указанных ранее деталей, а

также меньшая поверхность цилиндра, которая может быть оребрена, из-за наличия впускных и выпускных органов (окон в цилиндре, патрубков и т. п.).

Конструирование блока цилиндров двухтактного двигателя осложняется тем, что имеются впускные и выпускные каналы. При прямоточной клапанно-щелевой схеме газообмена конструкция блока получается несколько менее сложной и более надежной, так как в этом случае имеются только впускные каналы. Это обстоятельство особенно важно для комбинированного двигателя.

Двухтактные двигатели характеризуются большей частью повышенным расходом смазочного масла по сравнению с четырехтактными. Из-за повышенной подачи масла к трущимся парам двухтактного двигателя в цилиндр попадает относительно большое количество масла, собирающегося на кромках окон цилиндра и увлекаемого потоком продувочного воздуха через выпускные органы в выпускную систему. Расход масла в двухтактных транспортных двигателях в отдельных случаях весьма высок, однако в результате применения конструктивных мер может быть уменьшен до 1—2 г/(л. с. ч). При рациональной конструкции масляной системы расход масла может быть еще уменьшен.

Тепловые потери в двухтактных двигателях несколько меньше, чем в четырехтактных, так как время между процессами сгорания в двухтактном двигателе меньше, чем в четырехтактном. На уменьшение тепловых потерь влияет также и более быстрый выпуск продуктов сгорания в двухтактных двигателях. Особенно незначительны тепловые потери в двухтактных двигателях с противоположно движущимися поршнями, не имеющих головок цилиндров и клапанов.

К преимуществам двухтактных двигателей, кроме повышенной литровой мощности, необходимо отнести большую равномерность хода вследствие более плавного изменения крутящего момента по углу поворота коленчатого вала. Кроме того, отсутствуют ходы, соответствующие выпуску и наполнению цилиндра, в связи с чем изменения тангенциальной силы (крутящего момента) по времени получаются меньшими.

Шатуны, коленчатые валы, отдельные детали поршневой группы и другие элементы двухтактных двигателей испытывают нагрузку с меньшими амплитудами, поэтому запас прочности при сохранении остальных условий получается большим.

Двигатели с щелевым распределением (с петлевой схемой газообмена) характеризуются простотой конструкции, отсутствием клапанов, а также удобством осуществления реверса. Даже в случае клапанно-щелевой схемы газообмена конструкция головки (крышки) цилиндра может оказаться более простой по сравнению с конструкцией головки цилиндра четырех-

тактного двигателя вследствие одинаковой конструкции всех клапанов и упрощения канализации газов, особенно при меньшем числе клапанов.

Вопрос о перспективах применения комбинированных двухтактных двигателей для автомобилей и тракторов является дискуссионным. До настоящего времени двухтактные автомобильные двигатели практически не только менее экономичны, но часто имеют бóльшую массу, чем четырехтактные. Наличие впускных и выпускных каналов в блоке цилиндров, компрессора с соответствующим приводом, а иногда и неправильный выбор конструктивных и геометрических параметров (в частности, отношения  $\frac{S}{D}$ ) обуславливают увеличение габаритных размеров и массы, а также усложнение конструкции двигателя.

Кроме того, при широком диапазоне скоростных режимов, который должен иметь автомобильный двигатель, четырехтактные двигатели оказываются более податливыми при изменении режимов: хорошее наполнение цилиндров в этом случае обеспечивается сравнительно просто.

При проектировании двухтактного двигателя для машин наземного транспорта приходится в большей степени, чем при проектировании четырехтактного, принимать во внимание факторы, относящиеся непосредственно к процессам выпуска и наполнения, связанным с типом и конструкцией механизма газораспределения; от последнего зависит и общая компоновка двигателя. В настоящее время еще не имеется достаточных данных, на которых можно было бы базироваться при определении конструктивных параметров группы газораспределения нового двигателя. От схемы газораспределения в ряде случаев зависит расположение цилиндров, а также надежность работы поршневой группы и других напряженных деталей.

Двигатели с простейшей схемой газообмена — петлевой без наддува в ближайшие годы по-прежнему будут широко применяться во многих отраслях народного хозяйства, особенно при дальнейшем совершенствовании конструкции, в качестве судовых малооборотных двигателей, стационарных, лодочных, мотоциклетных и отчасти автотракторных.

Силовые установки, которые должны иметь малые габаритные размеры и массу при повышенной удельной мощности, будут создаваться комбинированными с применением повышенного давления наддува и в основном двухтактными.

При построении рациональной силовой установки большой удельной и общей мощности с малыми габаритными размерами для зон высоких и низких рабочих давлений и температур необходимо применять соответствующие энергетические агрегаты. Как известно, поршневой двигатель следует использовать для преобразования в работу теплового перепада в зоне высоких

температур и давлений газа и малых его объемов. Газовую турбину, имеющую большие проходные сечения и высокий механический к. п. д., целесообразно применять для преобразования теплового перепада в механическую энергию в зоне низких давлений и температур при наличии больших объемов газа (воздуха). Таким образом, рационально последовательное соединение этих энергетических машин в одну комбинированную установку.

Поршневой двигатель внутреннего сгорания в этой установке играет роль динамической камеры сгорания, в которой для получения полезной мощности непосредственно используется работа расширения газов в зоне высоких температур и давлений. Последующая часть индикаторного процесса при наличии продолженного расширения «передается» турбине и компрессору объемного или другого типа. Перепад давлений в данной системе (впускные органы — цилиндр — выпускные органы) должен обеспечивать преодоление сопротивлений и расход энергии на газообмен, что в общем является дополнительными потерями по сравнению с потерями газотурбинного двигателя. В то же время эффективная отдача собственно газовой турбины определяется разностью мощности турбины и мощности, поглощаемой компрессором. В системе комбинированного двигателя отдача увеличивается за счет работы поршневой части.

В газовой турбине для охлаждения деталей вводится дополнительный воздух, количество которого в 3—4 раза больше количества воздуха, необходимого для сгорания. В комбинированном двигателе количество воздуха, как известно, лишь незначительно превышает необходимое.

Сложность конструкции комбинированного двигателя, включающей поршневой двигатель внутреннего сгорания и лопаточные машины, должна быть минимальной. Избыток воздуха определяется в значительной степени допускаемой максимальной температурой турбины. Рациональной конструкцией поршневого двигателя является такая, при которой было бы возможно свободное протекание воздуха через цилиндры при сгорании максимального количества топлива на единицу объема цилиндра. Таким образом, наиболее целесообразным является двухтактный двигатель, который может пропустить в единицу времени значительно большее количество воздуха, чем четырехтактный (при меньшем объеме цилиндра).

Следовательно, рационально применять двигатель с щелевой схемой газообмена, характеризующийся наименьшим сопротивлением проходу воздуха. Некоторые исследователи, в том числе Рикардо, были сторонниками двигателей с петлевой схемой газообмена, как имеющих большую площадь проходных сечений и меньшие сопротивления по сравнению с другими конструкциями. Однако для получения повышенной удельной мощности и обеспечения надежной работы турбины при повышенных

температурах, путем применения конструктивных и технологических мер, целесообразно применять прямоточные схемы газообмена. В данном случае схема с противоположно движущимися поршнями и клапанно-щелевая схема имеют ряд бесспорных преимуществ (см. гл. III).

Двухтактные двигатели отличаются от четырехтактных еще одной особенностью, которую можно отнести к положительным.

Четырехтактные двигатели, работающие с относительно малым перекрытием фаз газораспределения, обычно могут развивать мощность, пропорциональную числу оборотов в третьей или во второй степени и реже в первой степени. Это объясняется характером зависимости количества воздуха, подаваемого для сгорания, от числа оборотов коленчатого вала и ухудшением условий сгорания при отклонении режима работы двигателя от расчетного. Количество воздуха в этом случае определяется объемом, описываемым поршнями в единицу времени и пропорциональным числу оборотов.

В современных комбинированных четырехтактных двигателях, имеющих в системах воздухообеспечения свободные турбокомпрессоры, трудности выполнения требования о широте диапазона рабочих режимов могут быть преодолены с помощью довольно сложного регулирования агрегатов воздухообеспечения. Однако чем выше экономичность комбинированного четырехтактного двигателя с высоким наддувом на расчетном режиме, тем быстрее она падает со снижением числа оборотов (при одновременном росте среднего эффективного давления).

У двухтактных двигателей, у которых расход воздуха в зависимости от давления наддува мало изменяется при изменении числа оборотов коленчатого вала, можно в определенных пределах скоростного режима организовать подачу воздуха в цилиндры, количество которого примерно пропорционально расходу топлива на соответствующем режиме, и тем добиться поддержания полной или близкой к ней мощности даже при уменьшении числа оборотов.

## **§ 5. Конструктивные схемы комбинированных двухтактных двигателей**

Внешний вид комбинированных двухтактных двигателей, как и вообще двигателей внутреннего сгорания, определяется их назначением, расположением и конструкцией поршневой части и лопаточных машин, расположением цилиндров, числом и размещением коленчатых валов, а также вспомогательных агрегатов. Кроме того, в данном случае некоторое влияние оказывает схема газообмена.

Двухтактные двигатели большей частью делают тронковыми, так как в этом случае они получаются более простыми и компактными. Исключение составляют судовые тихоходные двигатели большой мощности (с цилиндровой мощностью выше 500—600 л. с.), которые часто делают крейцкопфными. Двухтактные двигатели двойного действия применяются очень редко.

Конструктивные схемы тихоходных комбинированных двухтактных двигателей сравнительно однообразны; особенно это относится к крейцкопфным конструкциям. Последние выполняются обычно однорядными, чаще с вертикальным расположением

цилиндров, и лишь в отдельных случаях V-образными или сдвоенными с параллельными рядами цилиндров.

Быстроходные комбинированные двухтактные двигатели отличаются большим разнообразием конструкций, что связано со стремлением получить высокую мощность при малых габаритных размерах и наименьшей массе.

В транспортных установках весьма часто применяются V-образные двигатели.

Кроме однорядных вертикальных и V-образных конструкций, применяются (или могут найти применение) следующие модификации с одним или несколькими коленчатыми валами.

## Одновальные двигатели

Ниже приведены конструктивные схемы одновальных двигателей:

1. С горизонтальными противолежащими цилиндрами (рис. 8); в этом случае оси каждой пары цилиндров, расположенных противоположно, совпадают. Малая высота двигателя данного типа и удобство расположения его в транспортной машине являются в некоторых случаях несомненно преимуществом по сравнению с двигателями, имеющими вертикальное и V-образное расположение цилиндров. Кроме того, подобные двигатели лучше уравновешены, чем V-образные.

2. X-образные (рис. 9) с горизонтальным или вертикальным расположением коленчатого вала.

3. Звездообразные с цилиндрами, оси которых расположены по радиусам, пересекающим ось коленчатого вала (рис. 10).

В звездообразных двигателях проще осуществить воздушное охлаждение, чем в рядных, так как цилиндры расположены на большем расстоянии друг от друга. Однако, как правило, шатуны и коленчатые валы звездообразных двигателей получаются весьма напряженными и конструктивно сложными. Последнее в еще большей степени относится к многорядным звездообразным двигателям, преимуществом которых является то, что при большой мощности их габаритные размеры и масса получаются меньшими, чем при других одновальных схемах.

Число цилиндров в отсеке может быть как нечетным, так и четным (как и в четырехтактных двигателях). В звездообразных двигателях, устанавливаемых на судах, вал может быть расположен вертикально или горизонтально. То же относится и к двигателям машин наземного транспорта, для которых

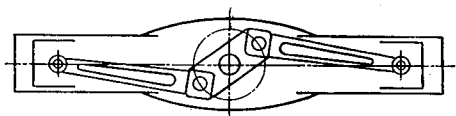


Рис. 8. Схема двигателя с противолежащими цилиндрами

разных двигателях, устанавливаемых на судах, вал может быть расположен вертикально или горизонтально. То же относится и к двигателям машин наземного транспорта, для которых

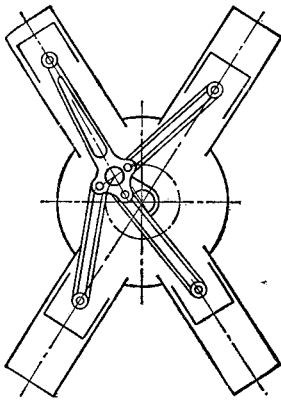


Рис. 9. Схема двигателя с X-образным расположением цилиндров

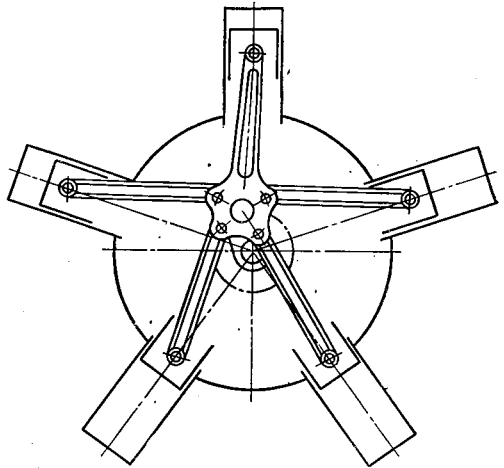


Рис. 10. Схема двигателя с звездообразным расположением цилиндров

вертикальное расположение вала может оказаться более рациональным.

Основным недостатком X-образных и звездообразных двигателей, кроме сложности конструкции, следует считать большие нагрузки на коленчатый вал и подшипники, что заставляет увеличивать размеры вала, изменять (усложнять) конструкцию головок шатунов или снижать число оборотов вала.

4. С двумя цилиндрами, расположенными параллельно или под углом, и общей (для двух цилиндров) камерой сгорания (см. рис. 23 и 24). Ось коленчатого вала в этом случае может лежать в продольной (средней) плоскости цилиндров или в плоскости, ей перпендикулярной.

### Двухвальные двигатели

В связи с необходимостью создания быстроходных комбинированных двигателей большой мощности значительное внимание уделяется двух- и многовальным конструкциям. Конструктивные схемы подобных двигателей весьма разнообразны. Наличие нескольких валов позволяет осуществить компактные и облегченные конструкции, упростить и разгрузить ряд узлов, нередко использовать детали базового одновального двигателя, например, блоки и головки цилиндров, а также детали кривошипно-шатунного механизма.

Двухвальные двигатели могут быть сдвоенными: с двумя рядами параллельно расположенных цилиндров (рис. 11, а); в этом случае два коленчатых вала связываются между собой

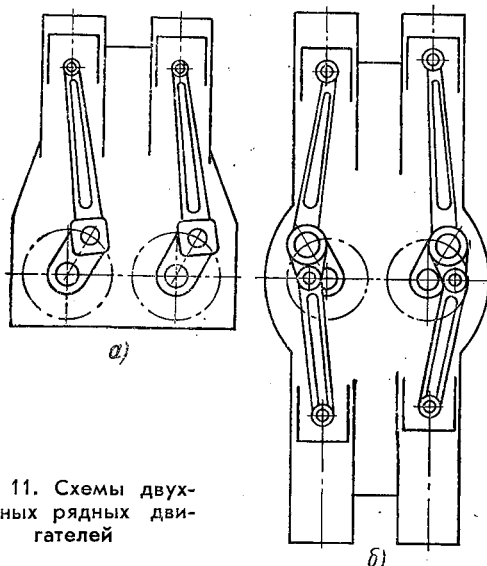


Рис. 11. Схемы двух-  
вальных рядных дви-  
гателей

зубчатой передачей. Необходимо отметить также Н-образные (рис. 11, б) и I-образные двухвальные схемы. Наконец, цилиндры могут быть расположены под углом и иметь общую (для двух цилиндров) камеру сгорания.

Двигатели, имеющие приведенные выше конструктивные схемы, изготавливаются с петлевой и прямоточной клапанно-щелевой схемами газообмена, а в отдельных случаях с прямоточной схемой и золотниковым распределением (гильзовым и дисковым).

### Двигатели с противоположно движущимися поршнями

Особо следует остановиться на конструктивных схемах двухтактных двигателей с противоположно движущимися поршнями в цилиндре, представляющих собой отдельный класс двигателей. Главные преимущества этих двигателей: удвоенная мощность в цилиндре, высокое качество процессов газообмена и смесеобразования, отсутствие головок цилиндров (и соответственно газового стыка) и выпускных клапанов.

Двигатели с противоположно движущимися поршнями могут иметь следующие конструктивные схемы:

1. Тронковые с одним коленчатым валом (рис. 12, а).
2. Крейцкопфные с одним коленчатым валом (рис. 12, б).

Одновальные тронковые двигатели большей частью имеют валы с тремя коленами на каждый цилиндр. При этом два боковых колена, расположенных под углом  $180^\circ$  к среднему (основному), связаны с верхним поршнем через траверсу и длинные тяги.

В крейцкопфных двигателях боковые колена приводятся в движение через тяги, крейцкопфный механизм и шатуны. В целях упрощения конструкции вала и уменьшения расстояния между цилиндрами вместо трех колен применяют одно колено с двумя эксцентриками. Такие конструкции сравнительно мало-перспективны.



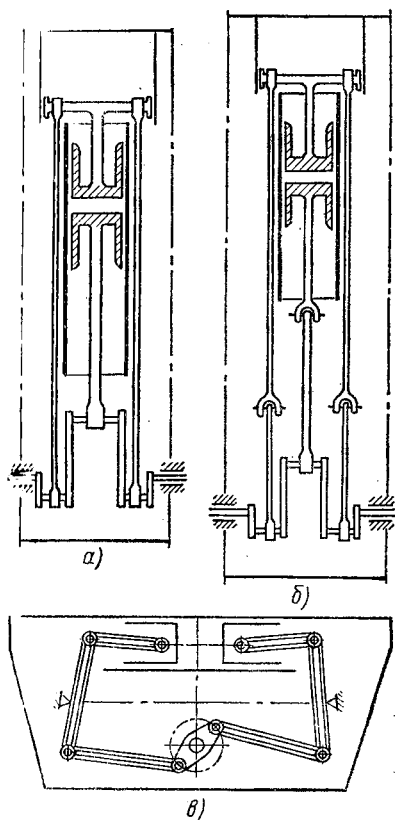


Рис. 12. Схемы одновальных двигателей с противоположно движущимися поршнями

горизонтальным расположением цилиндров (рис. 12, в).

4. С двумя коленчатыми валами и рядным расположением цилиндров, которые чаще располагаются вертикально (рис. 13, а) и реже горизонтально.

5. С двумя коленчатыми валами и сдвоенными ромбообразно расположенными двумя (или четырьмя) цилиндрами (рис. 13, б).

6. С тремя коленчатыми валами, двумя рабочими полостями и V-образным расположением цилиндров (рис. 14, а).

7. С тремя коленчатыми валами, тремя рабочими полостями и расположением осей цилиндров по сторонам треугольника (рис. 14, б).

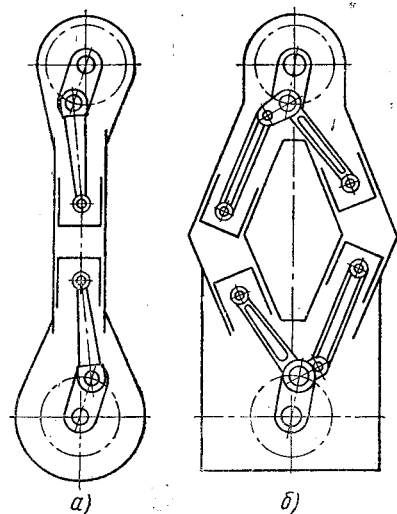


Рис. 13. Схемы двухвальных двигателей

Следует также указать на применение в отдельных случаях принципа двойного действия в двигателях с противоположно движущимися поршнями, что позволяет получить наибольшую мощность в цилиндре.

3. С одним коленчатым валом, боковыми коромыслами и

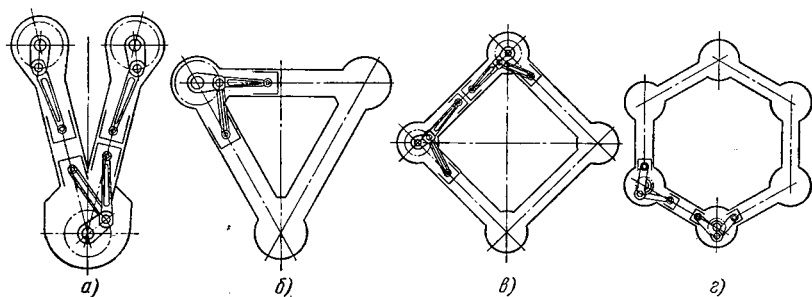


Рис. 14. Схемы многовальных двигателей с различным числом полостей

8. С четырьмя коленчатыми валами, четырьмя рабочими полостями и расположением осей цилиндров по сторонам четырехугольника (рис. 14, в).

9. С шестью коленчатыми валами, шестью полостями и расположением осей цилиндров по сторонам шестиугольника (рис. 14, г).

10. С цилиндрами, оси которых параллельны оси вала, и передачей движения вала при помощи наклонных вращающихся или качающихся шайб.

Большая часть из приведенных выше схем реализована. Однако указанными схемами не исчерпываются возможные композиции двухтактных двигателей повышенной мощности. Так, в частности, были попытки (большой частью неудачные) создания двигателей со следующими конструктивными схемами:

1) с тремя коленчатыми валами, общей камерой сгорания и радиальным расположением цилиндров;

2) с двумя, тремя и четырьмя коленчатыми валами (рядные или V-образные двигатели). Валы расположены вокруг общего центрального агрегата наддува и продувки и соединены с помощью шестерен с зубчатым колесом (вращающим винт).



## ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ ГАЗООБМЕНА



Направление, скорости и давления воздушных и газовых потоков внутри цилиндра двухтактного двигателя должны обуславливать наименьшие сопротивления этим потокам и мощность, затрачиваемую на преодоление сопротивлений. Необходимо стремиться к тому, чтобы процесс газообмена протекал при преобладании послойного вытеснения продуктов сгорания, при котором перемешивание последних и воздуха будет минимальным. Непродутые и застойные зоны, образующиеся над поршнем, у стенок цилиндра, а также под клапанами, если они имеются, должны быть незначительными. Все это является основными предпосылками получения высокого качества газообмена.

Качество газообмена в двухтактных двигателях оценивается с помощью ряда коэффициентов. Количество воздуха, остающегося в цилиндре, оценивается коэффициентом продувки  $\phi$ , а также коэффициентами использования продувочного воздуха  $\eta_u$  и наполнения  $\eta_v$  (или  $\eta_{v0}$ ).

Коэффициент продувки  $\phi$  представляет собой отношение количества воздуха (или смеси), поданного за цикл, к количеству воздуха, оставшемуся в цилиндре после процесса газообмена. Коэффициент использования продувочного воздуха  $\eta_u$  — величина, обратная коэффициенту продувки  $\phi$ :

$$\eta_u = \frac{1}{\phi}$$

и с энергетической стороны характеризует долю мощности, использованной на зарядку цилиндра воздухом, от всей мощности, затраченной на привод агрегатов подачи воздуха.

Коэффициент наполнения  $\eta_v$  представляет собой отношение объема свежего воздуха в цилиндре к его рабочему объему. Если объем свежего воздуха в цилиндре отнесен к параметрам  $p_x$  и  $T_x$  на впуске, то коэффициент наполнения обозначают  $\eta_{v0}$ . Если объем свежего воздуха в цилиндре определен при параметрах

$p_0$  и  $T_0$ , то коэффициент наполнения обозначают  $\eta_V$ . Между коэффициентом  $\eta_V$  и  $\eta_{V0}$  существует очевидная связь:

$$\frac{\eta_V}{\eta_{V0}} = \frac{\rho_0}{\rho_\kappa}.$$

При экспериментальных исследованиях коэффициент наполнения  $\eta_V$  определяют с помощью коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ .

Качество очистки цилиндра двухтактного двигателя оценивается коэффициентом остаточных газов  $\gamma$  и к. п. д. продувки  $\eta_s$ . Коэффициент остаточных газов  $\gamma$  определяется как отношение количества продуктов сгорания, оставшихся в цилиндре после газообмена от предыдущего цикла, к количеству свежего воздуха (или смеси) в цилиндре. Коэффициент  $\eta_s$  есть отношение количества воздуха (или смеси), оставшегося в цилиндре после газообмена, к количеству заряда в цилиндре. Заряд цилиндра состоит из свежего воздуха (или смеси) и остаточных газов. Коэффициенты  $\gamma$  и  $\eta_s$  связаны между собой соотношением

$$\eta_s = \frac{1}{1 + \gamma}.$$

Кроме указанных коэффициентов, при исследовании газообмена определяют коэффициент избытка продувочного воздуха, представляющий собой отношение объема воздуха (или смеси), поданного через впускные органы во время газообмена, к рабочему объему цилиндра. В тех случаях, когда объем поданного воздуха определяется при параметрах  $p_0$  и  $T_0$  наружной среды, коэффициент избытка продувочного воздуха обычно обозначается через  $\varphi_0$ ; если поданный объем воздуха определяется при параметрах  $p_\kappa$  и  $T_\kappa$  на впуске, то коэффициент избытка воздуха обозначается через  $\varphi_\kappa$ .

Сами по себе коэффициенты  $\varphi_0$  и  $\varphi_\kappa$  не характеризуют качество протекания газообмена. Они позволяют лишь оценить мощность, затрачиваемую на его протекание. Однако в совокупности с показателями, оценивающими мощность и экономичность двигателя, эти коэффициенты могут характеризовать относительное качество газообмена. Коэффициенты  $\varphi_0$  и  $\varphi_\kappa$  сравнительно легко определяются экспериментально и теоретически. Этим и объясняется их широкое распространение в литературе.

Вследствие недостаточного числа термодинамических связей между параметрами в цилиндре во время газообмена до настоящего времени нет точных аналитических зависимостей для определения коэффициентов  $\eta_V$ ,  $\varphi$ ,  $\eta_u$ ,  $\gamma$  и  $\eta_s$ , поэтому их определяют экспериментальным путем.

На протекание процесса газообмена в поршневой части комбинированного двухтактного двигателя в большей степени, чем

в обычном двухтактном двигателе, влияют конструкция и размеры впускных и выпускных систем, начальные параметры состояния газов в цилиндре, в выпускной системе, непосредственно перед газовой турбиной и другие факторы.

Схема газообмена, связанная с ней величина  $\frac{S}{D}$ , форма днища поршня и другие конструктивные элементы, как и в любом двухтактном двигателе, оказывают большое влияние на качество газообмена.

Как и в обычных двухтактных двигателях, схемы газообмена поршневой части комбинированных двигателей могут быть разделены на петлевые и прямоточные:

## § 6. Петлевые схемы газообмена

Петлевые схемы (поперечные, эксцентричные и др.) характеризуются поворотом (петлей) основного потока воздуха при его движении внутри цилиндра. Во многих петлевых схемах петля образуется движением потока по контуру цилиндра, поэтому такие схемы называются иногда контурными. При петлевых схемах обеими системами органов распределения (впускных и выпускных) управляет поршень.

Основные преимущества петлевых схем — сравнительная простота конструкции двигателя, отсутствие клапанов и привода к ним, удобство осуществления реверса. Для петлевых схем в большей мере, чем для прямоточных, характерно наличие непродутых зон в цилиндре. Кроме того, при петлевых схемах затрудняется организация воздушных потоков, необходимых для эффективного смесеобразования.

В двухтактных двигателях наиболее старых типов, а также в некоторых современных двигателях применяется поперечная петлевая схема, характеризующаяся параллельным расположением впускных и выпускных окон (рис. 15).

Определение показателей качества газообмена связано с большими трудностями, особенно при петлевой схеме.

Рассмотрим характер потока в цилиндре двигателя с поперечной петлевой схемой газообмена. Вид потока в цилиндре в значительной степени зависит от величины

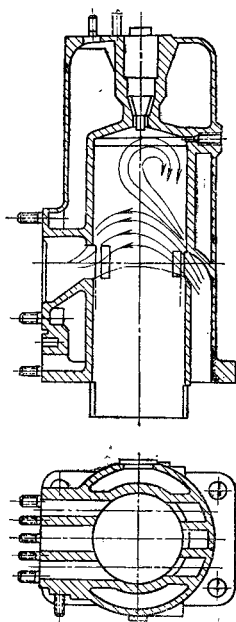


Рис. 15. Схема цилиндра двигателя с параллельным (поперечным) расположением окон

открытия окон, формы днища поршня, а также от наклона окон к оси цилиндра.

В начале открытия впускных окон потоки поступающего в цилиндр воздуха интенсивно движутся к головке (крышке) цилиндра по его стенке, на которой расположены впускные окна. По мере движения поршня к н. м. т. поток воздуха отклоняется от стенки и направляется к противоположной стороне цилиндра. Сзади этого основного потока образуется вихревой поток, движущийся по часовой стрелке, если считать, что впускные окна расположены справа, как показано на рис. 15. При дальнейшем движении поршня основной поток изменяет направление в сторону выпускных окон. Когда поршень достигает н. м. т., образуется почти плоский поток, так как перетекание воздуха от впускных окон к выпускным происходит по наиболее короткому пути. При движении поршня к в. м. т. основным остается этот поток, имеющий форму дуги, степень выгнутости которой меняется; под потоком происходит вращательное движение газов.

Если воздух начинает в цилиндр поступать лишь после того, как поршень открыл окна на значительную величину (30—40% их длины), то воздух не будет двигаться вдоль стенки цилиндра, а сразу же устремится вкось и далее очень быстро отклонится к поршню, образуя «плоский» поток в первой же стадии процесса продувки.

Угол и высота подъема потока сравнительно мало зависят от того, под каким углом расположены впускные окна. Угол наклона окон влияет главным образом на степень выгнутости потока, под которым образуется вращающийся вихрь. В качестве иллюстраций могут служить опыты, проведенные различными исследователями на специальных объемных и плоских моделях, с применением кино съемки потоков [49].

Проходное сечение впускных окон должно быть таким, чтобы поперечное сечение потока воздуха внутри цилиндра, направленного к головке цилиндров, приближалось к 50% площади поперечного сечения цилиндра.

Размеры окон, давление продувочного воздуха и его скорость следует выбирать с таким расчетом, чтобы поток достигал выпускных окон около н. м. т. Обеспечение проходного сечения впускных окон, при котором входящий поток будет занимать половину поперечного сечения цилиндра, связано с большими трудностями, которые усугубляются тем, что окна должны иметь осевой наклон (40—50° и более). При выборе этого угла конструктор сталкивается с двумя противоречивыми требованиями.

С одной стороны, для получения устойчивого направления потока вдоль стенки по направлению к головке цилиндра надо стремиться к увеличению осевого наклона впускных каналов. С другой стороны, с увеличением наклона каналов уменьшается их эффективное проходное сечение, вследствие чего необходимо

увеличение доли потеряннного хода. Кроме того, при этом возрастает застойная зона над поршнем, что приводит к ухудшению очистки цилиндра.

У двигателей MAN впускные окна расположены на той же стороне, что и выпускные, но ниже последних и занимают большую часть длины окружности цилиндра. Выпускные окна занимают примерно такую же часть длины окружности; в итоге обеспечивается достаточно большое проходное сечение органов газораспределения. Впуск и выпуск располагаются с одной стороны, что вместе с соответствующим расположением окон по окружности и их осевым наклоном обуславливает достаточно хорошее обтекание воздухом внутреннего пространства цилиндра и его очистку.

Рассматриваемая схема газообмена обуславливает простую конструкцию цилиндра и системы трубопроводов. Однако повышенный коэффициент остаточных газов и невысокое качество наполнения, а также смесеобразования, и тепловая напряженность поршня не позволяют ее считать приемлемой для использования в комбинированных двигателях с повышенной удельной мощностью.

Экспериментальные работы в области определения наиболее рационального расположения окон, проведенные на моделях и двигателях, показали, что при соответствующем расположении окон можно значительно улучшить качество процесса очистки и смесеобразования. В частности, можно указать конструкцию, предложенную Н. А. Гостинцевым, Ф. П. Федоровым и др., с эксцентричным расположением впускных окон (рис. 16). При таком расположении окон направление потоков продувочного воздуха в одной половине цилиндра было эксцентрично, что создавало взаимный подпор струй воздуха, способствующий движению воздуха к головке цилиндра и улучшению очистки. Протекание процесса при очистке — наполнении цилиндра в данном случае можно представить себе приблизительно следующим образом.

Струи воздуха, поступающие в цилиндр через впускные окна, движутся к его центру и, встретившись на некотором расстоянии от поршня вследствие наличия наклона окон к оси цилиндра, протекают к головке и далее, описывая петлю и очищая периферию цилиндра, доходят до выпускных окон. По мере движения поршня к н. м. т. при определенной вели-

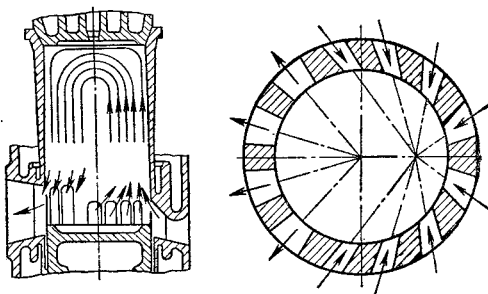


Рис. 16. Схема цилиндра с эксцентричным расположением впускных окон

чине открытия окон нарушается равновесие между потоками воздуха. К головке цилиндра продолжает двигаться по прежней траектории только часть воздушного потока, способствующая вытеснению и перемещению продуктов сгорания, а другая часть отклоняется к днищу поршня, частично перемешиваясь с продуктами сгорания и вытесняя их. Этот поток воздуха выходит в выпускные окна, в результате чего в той или иной степени очищается средняя зона цилиндра.

Подобное течение процесса наблюдается и при движении поршня к в. м. т. Как показывают опыты ЦНИДИ (Центральный научно-исследовательский дизельный институт), проведенные с моделями двигателей, имеющих петлевую эксцентричную схему газообмена, в конце продувки потоки воздуха в средней части цилиндра движутся под значительным углом к оси цилиндров, что способствует хорошему смесеобразованию. Такую же схему газообмена или несколько видоизмененную стали применять на двигателях фирмы Зульцер, Фербенкс — Морзе, Фиат, Модаг — Крупп и др.

В последние годы довольно широко применяются транспортные двигатели, имеющие схему продувки Листа — Шнюрле, отличающуюся от рассмотренной выше другим расположением впускных окон (также на одной стороне цилиндра, рис. 17, а). Впускные органы располагаются двумя группами по обе стороны выпускных и имеют осевой наклон. Воздух, поступающий в цилиндр, прижимается к стенке, противоположной той, на которой

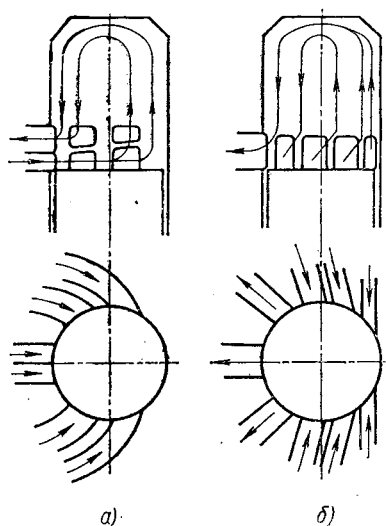


Рис. 17. Схемы цилиндров с различным расположением впускных окон

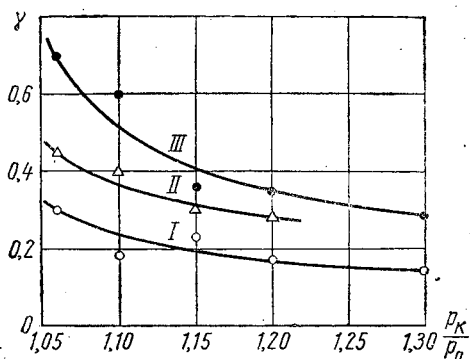


Рис. 18. Изменение коэффициента  $\gamma$  остаточных газов в зависимости от отношения  $\frac{p_k}{p_0}$  для двигателя с петлевой схемой газообмена при различной конструкции органов газораспределения: I, II и III — кривые, характеризующие конструкции органов газораспределения, изображенные соответственно на рис. 19—21



расположены выпускные органы. Поднимаясь вверх по стенке, воздух вытесняет выпускные газы, затем он опускается вдоль противоположной стенки и направляется к выпускным окнам. При такой организации движения газов и воздуха во время газообмена уменьшается их перемешивание и улучшается качество

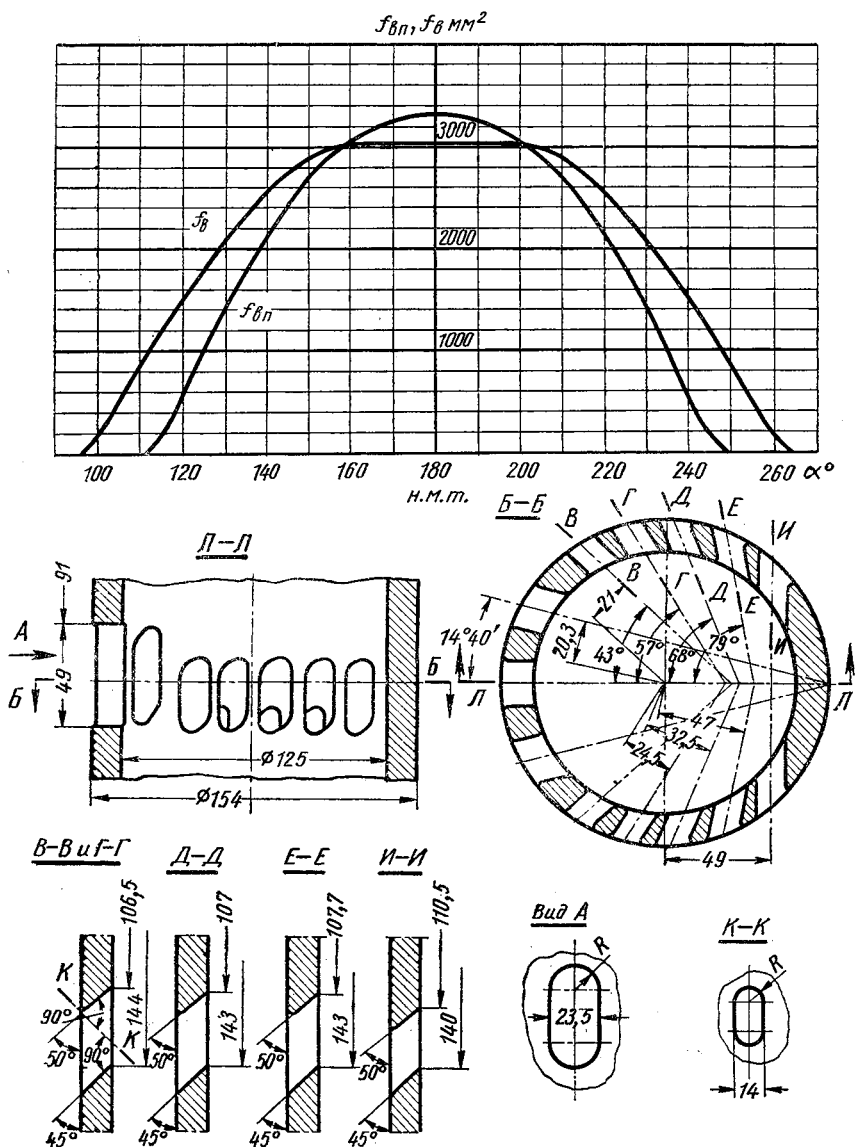


Рис. 19. Гильза с эксцентричным расположением выпускных окон

газообмена. Это подтверждается результатами экспериментального исследования двухтактных двигателей с петлевой схемой газообмена. На рис. 18 приведено изменение коэффициента остаточных газов  $\gamma$  в зависимости от отношения  $\frac{p_{\kappa}}{p_0}$  при угловой скорости коленчатого вала  $\omega \approx 167 \text{ рад/сек}$  для трех конструкций органов газораспределения, показанных на рис. 19—21. Конструкция, изображенная на рис. 19, выполнена по схеме «Русский дизель» — «Шнюрле» (см. рис. 17, б).

Конструкция, показанная на рис. 20, предусматривает возможность образования закрученного потока воздуха в цилиндре для улучшения смесеобразования. Конструкция, изображенная на рис. 21, имеет наименьшую долю потерянного хода, но наибольшее предварение выпуска.

Закручивание воздушного потока в конструкции, показанной на рис. 20, увеличивает турбулизацию в цилиндре, а вместе с нею

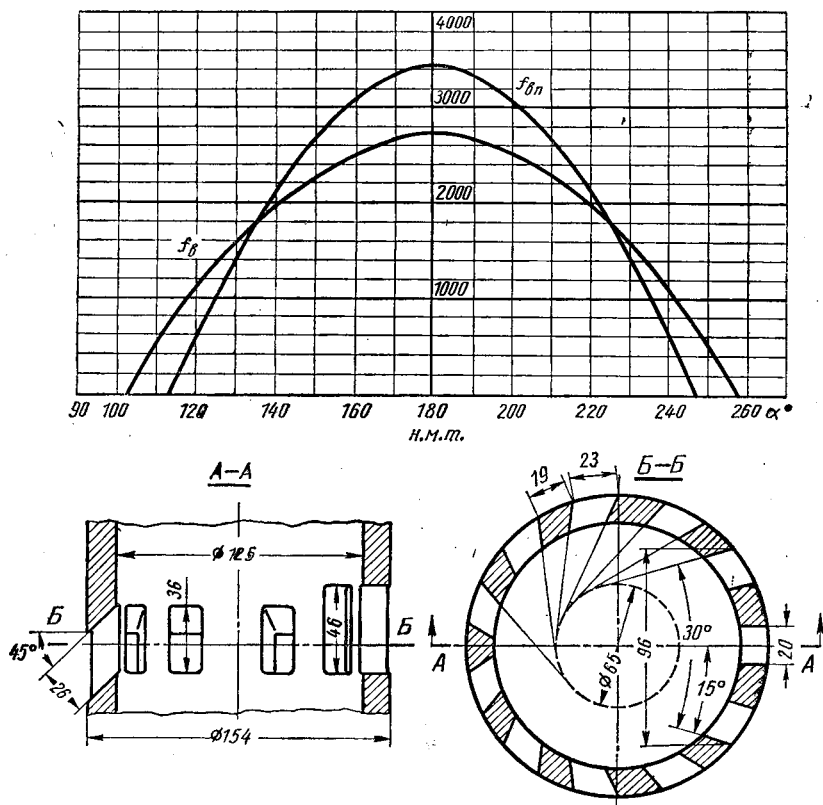


Рис. 20. Гильза с тангенциальным расположением впускных окон

и перемешивание свежего воздуха с выпускаемыми газами. Два впускных окна, расположенных в стенке непосредственно против выпускных, способствуют более резкому отклонению воздушного потока в сторону выпуска и увеличивают возможность образования «короткого замыкания» потока и застойных зон в верхней части цилиндра у его головки.

В конструкции, показанной на рис. 21, возможности образования короткого замыкания еще больше, чем в конструкции, приведенной на рис. 20; это обусловливается наличием трех окон, расположенных против выпускных окон, и увеличенным почти на 70% по сравнению с конструкцией, показанной на рис. 20, предварением выпуска.

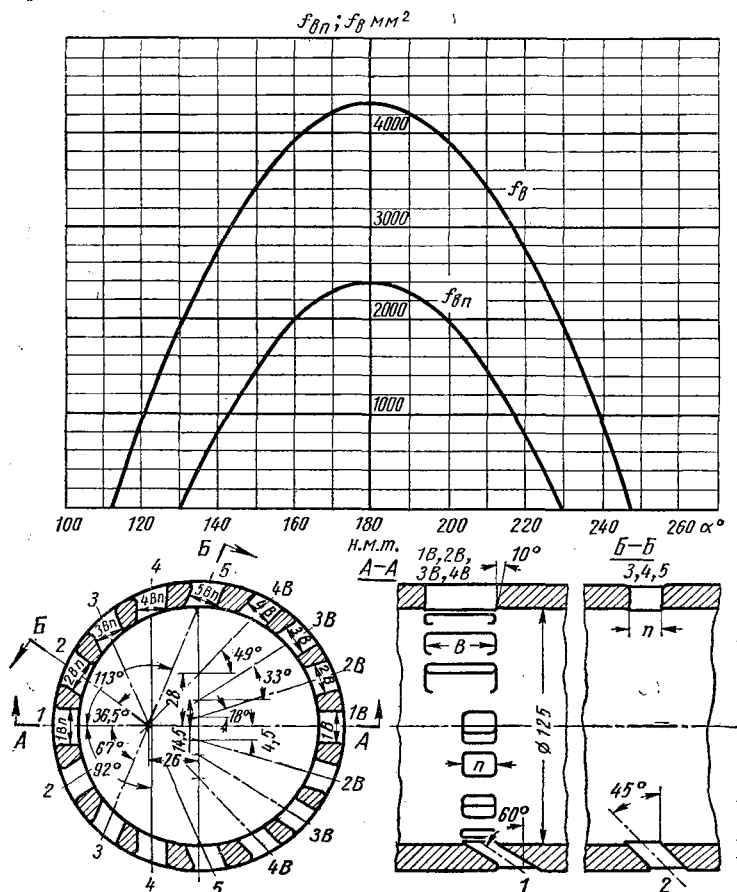


Рис. 21. Гильза с эксцентричным расположением впускных окон и увеличенной высотой выпускных окон:

1Вп — 17,1 мм; 2Вп — 16,2 мм; 3Вп — 5Вп — 15,3 мм; 1В — 17,2 мм; 2В и 3В — 16,9 мм; 4В — 16,5 мм

Таким образом, лучшей по качеству газообмена оказалась конструкция, изображенная на рис. 19, а худшей — показанная на рис. 21. Однако в последнем случае получается большой потерянный ход и выпускные окна, как и во всех двигателях с петлевой схемой газообмена, закрываются последними. В связи с этим в выпускной системе устанавливаются золотники, закрываемые при ходе поршня к в. м. т. вскоре после н. м. т. (момент закрытия устанавливается экспериментальным путем).

Следует отметить, что установка золотников на выпуске применяется в последние годы на двигателях с петлевой схемой газообмена с окнами, расположенными как на одной, так и на разных сторонах цилиндра. Сказанное относится к малооборотным двигателям большой мощности, в которых ранее применялись, в частности, золотники и клапаны во впускных системах (двигатели Зульцер).

## § 7. Прямоточные схемы газообмена

В комбинированных двигателях повышенной удельной мощности транспортного типа, имеющих малые габаритные размеры и массу, большее распространение получают прямоточные схемы газообмена.

В двигателях с прямоточной схемой газообмена главный поток воздуха в цилиндре имеет такое направление движения, что поток пересекает один раз (в одной зоне) любую плоскость, перпендикулярную к оси цилиндра. При этом поток воздуха в малой степени разбавляет продукты сгорания и смешивается с ними. В результате этого остаются сравнительно небольшие непродутые зоны и вихревые мешки, что обуславливает относительно низкий коэффициент остаточных газов. За исключением отдельных случаев двигатели с подобной схемой газообмена характеризуются несимметричной диаграммой газораспределения, обуславливающей в той или иной степени разделение процессов очистки и наполнения. При прямоточной схеме газообмена в отличие от петлевой требуется более сложный привод к органам газораспределения, что, однако, не уменьшает преимуществ прямоточных схем.

Прямоточные схемы газообмена могут быть разделены на:

- а) клапанно-щелевые схемы;
- б) схемы газообмена двигателей с цилиндрами, расположенными параллельно (или под углом), и общей камерой сгорания;
- в) схемы газообмена двигателей с двумя поршнями в одном цилиндре;
- г) прямоточные схемы в двигателях с золотниковым распределением.

## Двигатели с клапанно-щелевой схемой газообмена

Двигатели с клапанно-щелевой схемой газообмена (рис. 22) имеют следующие особенности:

1. Поршневая группа (которая является лимитирующей в отношении тепловой напряженности в двигателях повышенной литровой мощности) может быть сделана более надежной, так как при процессе газообмена поршни омываются воздухом, охлаждающим их.

2. Диаграммы изменения площадей открытия впускных и выпускных органов по углу поворота коленчатого вала протекают благоприятно: конец процесса наполнения характеризуется значительным избыточным время-сечением открытия впускных органов по сравнению с время-сечением открытия выпускных, что указывает на дозарядку цилиндра (даже в том случае, когда выпускные органы закрываются последними).

3. Проще осуществить охлаждение головки цилиндра с размещенными в ней выпускными клапанами, чем охлаждение перемычек выпускных окон.

4. Достаточно просто осуществить реверсирование хода.

5. При доводке двигателя возможно изменение профиля кулачка и, следовательно, площади сечения открытия выпускных органов в период принудительного выпуска.

Рассматриваемая схема имеет ряд серьезных недостатков. К ним относятся:

1) большие силы инерции клапанного механизма, что затрудняет конструирование клапанных пружин для быстроходных двигателей, или недостаточное время-сечение выпускных клапанов;

2) менее благоприятный для очистки характер потоков газов в цилиндре, чем при расположении окон по концам цилиндра;

3) образование больших газовых мешков под клапанами из-за наличия клапанной группы;

4) необходимость при проектировании двигателя с высокой литровой мощностью уделять значительное внимание таким вопросам, как число и конструкция клапанов, конструкция головки цилиндра и охлаждение зон, расположенных непосредственно около клапанов, иначе последние могут оказаться лимитирующими в отношении механической и тепловой напряженности этих деталей и прочности клапанных пружин.

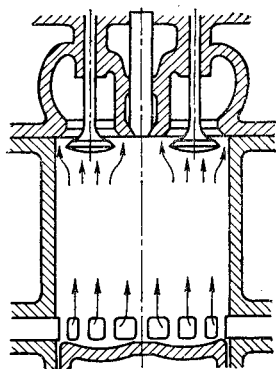


Рис. 22. Цилиндр двигателя с клапанно-щелевой схемой газообмена

Несмотря на отмеченные недостатки, указанные выше преимущества обуславливают широкое применение клапанно-щелевой схемы газообмена.

До сих пор преимущества (сравнительные) прямоточной и петлевой схем газообмена являются предметом дискуссии. Необходимо, однако, отметить, что исследования именно этого вопроса (рассмотрение специально преимуществ и недостатков схем газообмена) весьма ограничены. В последние годы появились работы, в которых вновь делаются попытки сравнить качество процессов газообмена при прямоточной и петлевой схемах газообмена [115].

В конечном итоге исследователи пришли к следующим выводам:

1. Качество газообмена и величина среднего индикаторного давления для петлевой и прямоточной клапанно-щелевой схем газообмена практически одинаковы при симметричных фазах газораспределения и одинаковых эффективных площадях сечений органов газораспределения.

2. Качество газообмена заметно улучшается, когда открытие выпускных клапанов происходит с опережением, равным  $14^\circ$  или несколько большим по отношению к симметричным фазам.

При петлевой схеме газообмена наиболее выгодное отношение площади выпускных окон к площади впускных составляет, по-видимому, около 0,6.

В опытах, проведенных в МВТУ им. Баумана на двигателе с клапанно-щелевой схемой газообмена, наивыгоднейшее отношение время-сечений принудительного выпуска и впуска было получено равным 0,5 (и даже несколько выше). Таким образом, результаты опытов, рассмотренные выше, не противостоят результатам, полученным в МВТУ им. Баумана.

### **Схемы газообмена двигателей с двумя и более цилиндрами и общей камерой сгорания**

Двигатель с одним коленчатым валом и параллельным расположением цилиндров. Данная схема, называемая также схемой с П-образным (или U-образным) расположением цилиндров, или схемой Цоллера, характеризуется параллельным расположением осей двух цилиндров, расположением оси коленчатого вала перпендикулярно плоскости, проходящей через оси цилиндров, и применением кривошипно-шатунного механизма с прицепным (рис. 23, а) или вильчатым (рис. 23, б) шатуном. Для возможности бокового перемещения поршневой головки шатуна (рис. 23, б) один из двух поршневых пальцев имеет специальную конструкцию.

Закон движения поршней позволяет подобрать размеры кривошипно-шатунного механизма так, чтобы смещения фаз впуска и выпуска при прохождении поршней через в. м. т. были значительными, а перемещения поршней (по углу поворота коленча-

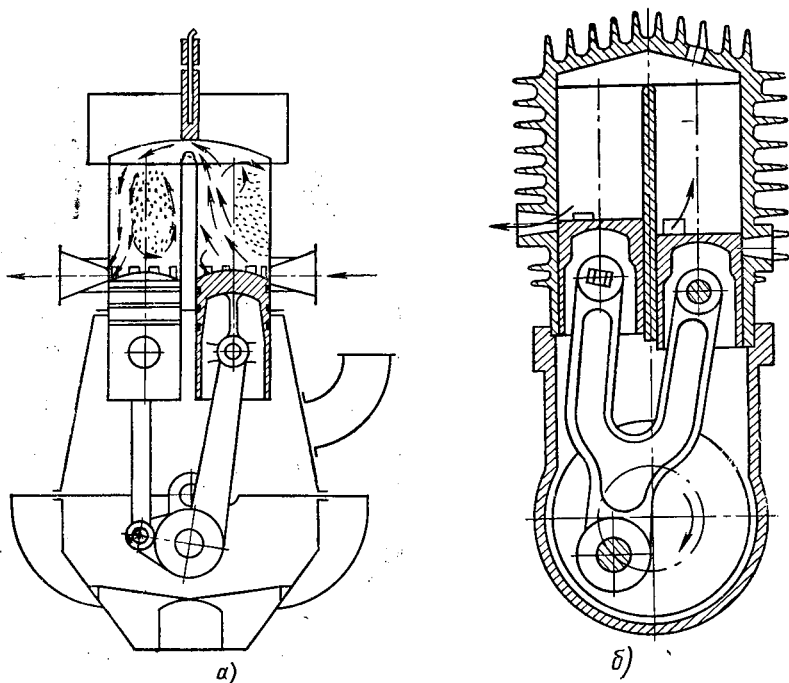


Рис. 23. Схемы двигателей с параллельным расположением цилиндров и общей камерой сгорания

того вала) при прохождении через н. м. т. — минимальными. Следовательно, можно получить значительное взаимное смещение по времени процессов выпуска и впуска при наличии небольшого изменения конфигурации камеры сгорания во время процесса сгорания. Этим данная схема выгодно отличается от схемы, в которой оси двух соседних цилиндров расположены в одной плоскости с осью коленчатого вала (рис. 24) [49].

Конструкция типа Сальмсон — Шидловского разрабатывалась как звездообразная схема авиационного дизеля (рис. 24). В промежуточной (между цилиндрами) стенке было сделано окно, а под выпускными окнами были расположены дополнительные впускные окна. Опыты, проведенные А. С. Орлиным с объемными статическими моделями, не показали значительных изменений в очистке цилиндров с окнами по схеме Сальмсон — Шидловского по сравнению со схемой без дополнительных окон. Таким образом, единственным преимуществом введения дополнительных окон является несколько лучшее охлаждение поршня (при наличии менее благоприятной диаграммы открытия окон по углу поворота коленчатого вала).

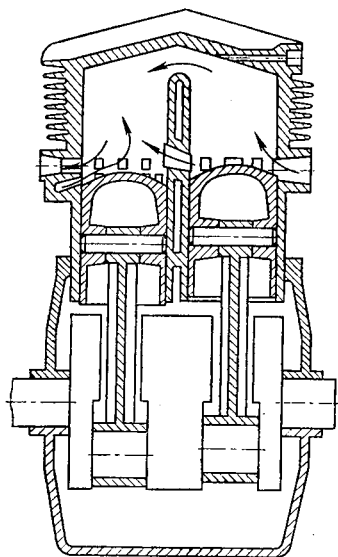


Рис. 24. Схема двигателя с параллельным расположением цилиндров, оси которых лежат в одной плоскости с осью коленчатого вала

Преимуществами рассматриваемых схем являются малые габаритные размеры, наличие одного коленчатого вала, диаграмма газораспределения, характеризующаяся фазой дозарядки (для схемы, изображенной на рис. 23, а).

К недостаткам следует отнести трудность создания надежной конструкции вала и подшипников, передачу максимальной силы давления газов валу одновременно через оба поршня и шатуны, неуравновешенные массы поступательно движущихся частей, трудность охлаждения поршней, сложность осуществления камеры сгорания рациональной формы для дизелей, необходимость повышения давления воздуха для продувки вследствие потерь в проходном сечении между цилиндрами, а также вследствие изменения направления движения воздуха.

Двигатель с одним коленчатым валом и цилиндрами, расположенными под углом. Такой двигатель имеет V-образное расположение цилиндров с малым углом развала и выпускной цилиндр уменьшенного диаметра (рис. 25). Вследствие этого снижается тепловая напряженность выпускного поршня и увеличивается относительное время-сечение впуска.

Несмотря на недостатки, имеются попытки создания двухтактных двигателей, имеющих рассматриваемую конструктивную схему. Так, в последнее время в США построены двигатели по конструктивной схеме Дина-Стар с несколько модернизированным кривошипно-шатунного механизма. Данная модификация появилась в связи со стремлением уменьшить габаритный диаметр звездообразного двигателя, имеющего несколько коленчатых валов, а также специальную серьгу, соединяющую шатуны с коленчатыми валами.

На рис. 26 показана конструктивная схема двигателя Дина-Стар, а на рис. 27 — его кинематическая схема. Оси цилиндров параллельны, как и в предложенной Цоллером схеме, или расположены под небольшим углом друг к другу. Свободные усилия передаются через шатуны на общую серьгу, установленную на шейки двух кривошипов. Сдвиг фаз газораспределения в данном двигателе осуществляется изменением углов наклона осей ци-



линдров друг к другу и расстояния между осями пальцев шатунов, опоры которых расположены в серье.

Как полагают сторонники данной схемы, блоки цилиндров можно приблизить к центру двигателя, если это позволяют бобышки для пальцев шатунов и угол качания последних. Кроме того, в рассматриваемой схеме использованы два кривошипа для каждого двух цилиндров (вместо одного), значительно облегченные, так как они воспринимают ту же нагрузку, что и один кривошип в обычной схеме Цоллера. Таким образом, максимальные силы газов и силы инерции распределяются между двумя кривошипами практически поровну, вследствие чего и на подшипники действуют относительно небольшие усилия. В результате этого, по мнению некоторых исследователей, удалось уменьшить габаритные размеры и массу двигателя Дина-Стар, а также его стоимость, чему способствовало применение четырех форсунок, обслуживающих восемь цилиндров ряда.

На рис. 28 приведена зависимость длины  $L$  двигателей Дина-Стар от диаметра цилиндра  $D$  для одно- и двухрядных конструкций, а на рис. 29 показан внешний вид одного из построенных двигателей мощностью 100 л. с.

По сравнению с другими схемами двухтактных двигателей описываемая схема позволяет уменьшить габаритные размеры и массу в диапазоне исследованных мощностей (100—700 л. с.). Так, при числе оборотов 2700—1900 в минуту, числе цилиндров 8—16 и средней скорости поршня 8—9 м/сек ожидается габаритная мощность 430—590 л. с./м<sup>3</sup> и удельная масса двигателя 1,8—1,65 кг/л. с.

Оси четырех болтов, притягивающих каждый блок цилиндров к картеру, имеют минимальное смещение относительно оси цилиндра. Изменение закона движения поршней и сдвиг фаз газораспределения достигается лишь смещением центров отверстий для пальцев шатунов. Как и во всяком двигателе с звездообразным расположением цилиндров, установка выпускных и впускных трубопроводов в промежутке между блоками не встречает затруднений. Число пар цилиндров, расположенных в одном ряду, может быть равно как четырем, так и шести.

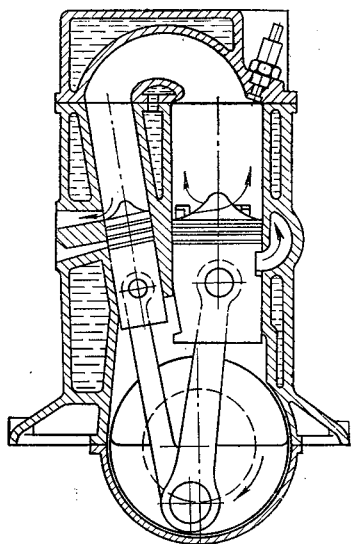


Рис. 25. Схема двигателя с цилиндрами, расположенными под углом, и общей камерой сгорания

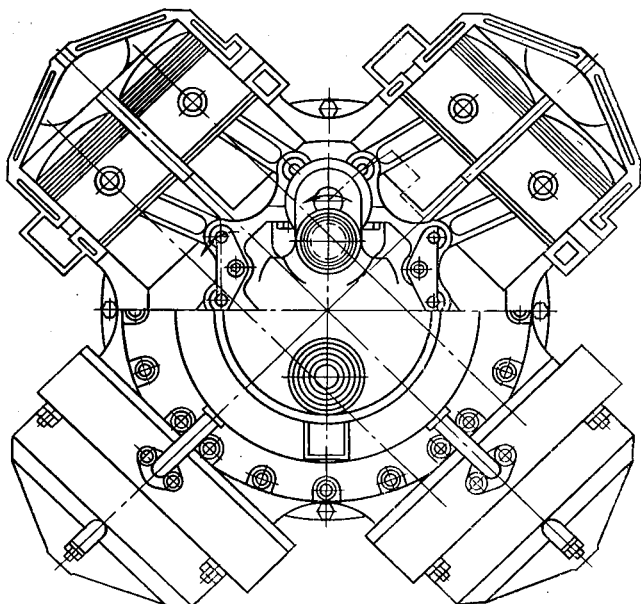


Рис. 26. Конструктивная схема двигателя Дина-Стар с параллельным расположением цилиндров

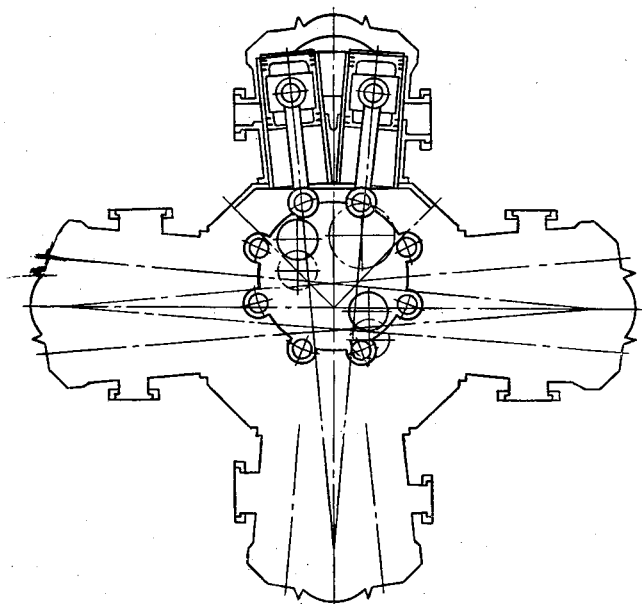


Рис. 27. Кинематическая схема двигателя Дина-Стар с цилиндрами, расположенными под углом

В последнее время в литературе уделяется повышенное внимание конструктивным и кинематическим особенностям описываемого двигателя. В частности, рассматривается влияние соотношений геометрических размеров в механизме преобразования поступательного движения поршней во вращательное движение вала. Указывается, что фазы газораспределения в двоянных цилиндрах двигателя зависят в значительной степени от принятого расположения цилиндров, их осей (параллельны они или не параллельны), а также от угловых расстояний между шарнирными сочленениями промежуточной рамки одной из пар двоянных цилиндров (рис. 30).

Высказывается сомнение по поводу возможного уменьшения массы у двигателя типа Дина-Стар по сравнению с обычными поршневыми двигателями. В технологическом отношении в рассматриваемом двигателе некоторые трудности представляет обработка камер сгорания. У двигателя Дина-Стар короткий вал, поэтому влияние крутильных колебаний менее значительно, чем в других двигателях.

Имеющийся дезаксиал увеличивает отклонение шатуна на одной части хода поршня и уменьшает — на другой. Как полагают, в двигателях типа Дина-Стар дезаксиал может быть увеличен до  $0,25D$ , если это вызывается конструктивными соображе-

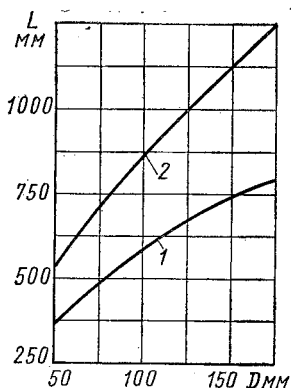


Рис. 28. Зависимость длины  $L$  двигателя Дина-Стар от диаметра цилиндра  $D$ :

1 — однорядный двигатель;  
2 — двухрядный двигатель

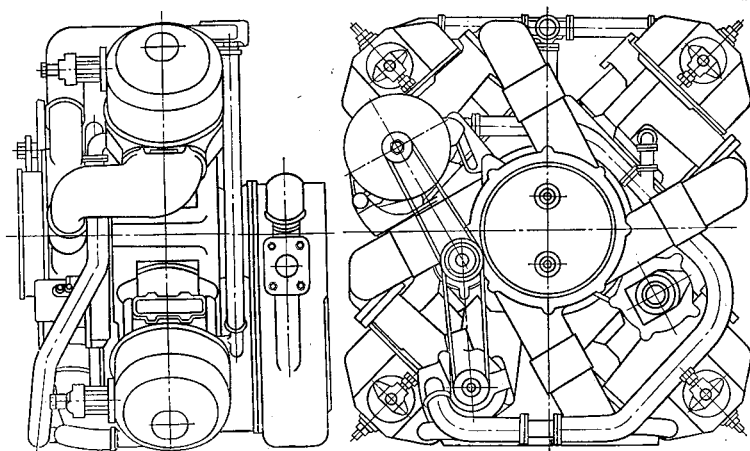


Рис. 29. Внешний вид двигателя Дина-Стар мощностью 100 л. с.

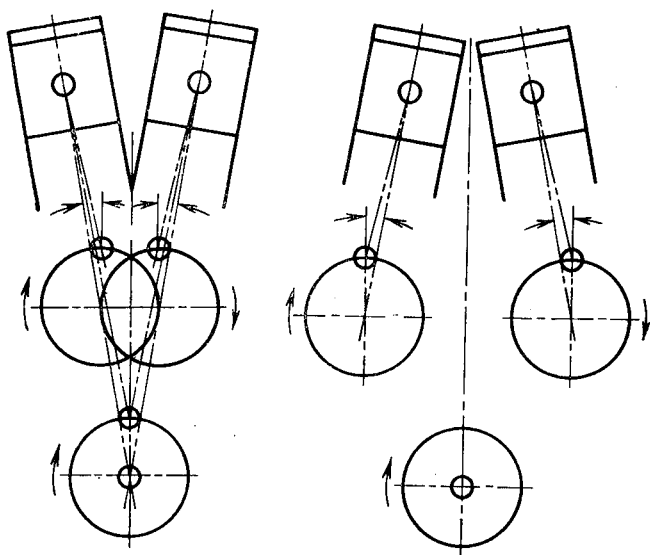


Рис. 30. Расположение осей пары цилиндров

ниями [94, 95]. Увеличение нормальных сил, действующих на стенку цилиндра, не должно, по-видимому, повлиять на износ цилиндра, так как место действия максимальной нормальной силы не совпадает с местом наибольших износов.

### Схемы газообмена двигателей с двумя поршнями в одном цилиндре

Двигатели с противоположно движущимися поршнями в цилиндре характеризуются теоретически в 2 раза большей цилиндровой мощностью по сравнению с обычными двухтактными двигателями. Конструкция отличается высоким качеством процессов газообмена и смесеобразования, что является следствием конструктивных особенностей схемы, сочетающихся с рациональными параметрами процессов. Потoki воздуха, наполняющего цилиндр, движутся с необходимой степенью интенсивности в радиальных направлениях. Впускные и выпускные окна расположены по всей окружности цилиндра с обоих концов. Окна имеют рациональную форму и достаточное время-сечение при несимметричной диаграмме газораспределения, в результате чего потоки воздуха в цилиндре движутся по спирали.

Двигатели могут работать с пониженным перепадом давлений (в цилиндре) продувочного воздуха при хорошем качестве газообмена. Это обстоятельство весьма важно в связи с возможностью получения большей мощности в турбине.

Эффективность использования импульса давлений при выпуске в этих двигателях достаточно высока вследствие быстрого увеличения площади открытия выпускных окон при движении поршня. В данной конструкции отсутствуют головки цилиндров, стыки (требующие уплотнения) и такие напряженные детали, как выпускные клапаны. Теплоотдача в воду и масло сравнительно незначительна. Имеется достаточно большой опыт построения описываемых двигателей.

При наличии одного вала силы газов замыкаются в каждой секции корпуса двигателя через поршни, шатуны и трехколенчатые валы, что в значительной степени разгружает картер и коренные подшипники. Двигатели с двумя валами не имеют этого преимущества, но габаритные размеры их в направлении оси валов получаются меньшими.

Следует, наконец, отметить, что конструкция с противоположно движущимися поршнями является едва ли не единственно рациональной в мотогенераторах со свободно движущимися поршнями.

Таким образом, имеются широкие возможности для применения рассматриваемой конструктивной схемы в комбинированных двигателях, несмотря на ряд недостатков, присущих двигателям, построенным по данной схеме. Основными недостатками являются большие габаритные размеры двигателя в направлении оси цилиндра; сложное обслуживание; сложная конструкция и повышенная стоимость производства; тяжелые в тепловом отношении условия работы поршня, управляющего выпуском; трудность осуществления реверса; сложность создания остова с небольшими размерами в направлении оси вала; значительный объем выпускной системы, обуславливающий уменьшение импульса выпускных газов.

Двигатели с одним коленчатым валом и траверсой. В двигателях с одним коленчатым валом поршни обычно имеют различной величины ход, как, например, в больших тихоходных судовых двигателях и в некоторых быстроходных, в частности, в транспортных двигателях Юнкерс (рис. 31). При вертикальном расположении цилиндров поршень, управляющий выпуском (нижний), соединен с валом при помощи обычного шатуна, а поршень, управляющий впуском (верхний) — при помощи траверсы, жестко с ним связанной. По обеим сторонам траверсы расположены тяги (шатуны), соединенные с шатунными шейками двух дополнительных колен вала. Поршень впуска связан сверху с поршнем компрессора, имеющим прямоугольную или овальную форму и служащим одновременно дополнительной направляющей. Несимметричная диаграмма газораспределения достигается путем смещения кривошипов верхнего и нижнего поршней на угол, отличающийся на  $10\text{--}20^\circ$  от  $180^\circ$ . Механизм управления впуском имеет значительную массу, поэтому ход

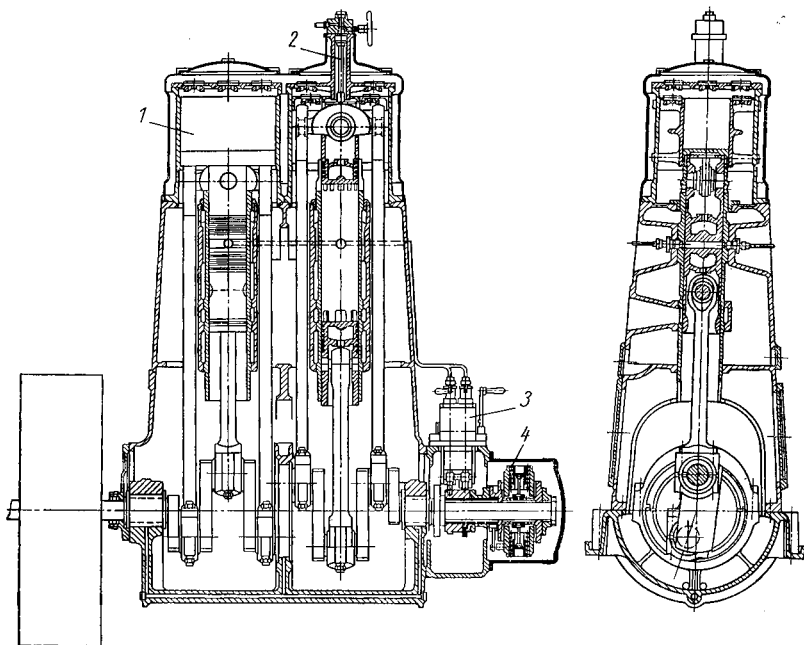


Рис. 31. Двигатель небольшой мощности с противоположно движущимися поршнями и одним коленчатым валом:

1 — компрессор с механическим приводом; 2 — компрессор для пуска;  
3 — топливный насос; 4 — регулятор

верхнего поршня делают меньше хода нижнего. Наличие трех колен для одного цилиндра вызывает увеличение расстояния между осями цилиндров.

Двигатель с одним коленчатым валом, боковыми коромыслами и горизонтальным расположением цилиндров. В этом двигателе (рис. 32, а и б) сила давления газов на поршни передается коленчатому валу через расположенные по бокам двуплечие рычаги, коромысла и шатуны. Кинематика механизма газораспределения обуславливает различные скорости поршня при расширении и сжатии в цилиндре. Кроме того, возможно одновременное нахождение поршней в в. м. т. и относительное смещение фаз газораспределения при движении около н. м. т.

Преимущества этой схемы следующие: малая высота двигателя, что очень важно для некоторых транспортных двигателей, в том числе для комбинированных; возможность смещения процессов выпуска и впуска; незначительное боковое давление на поршень; хорошая уравновешенность двигателя; наличие двух колен на цилиндр.

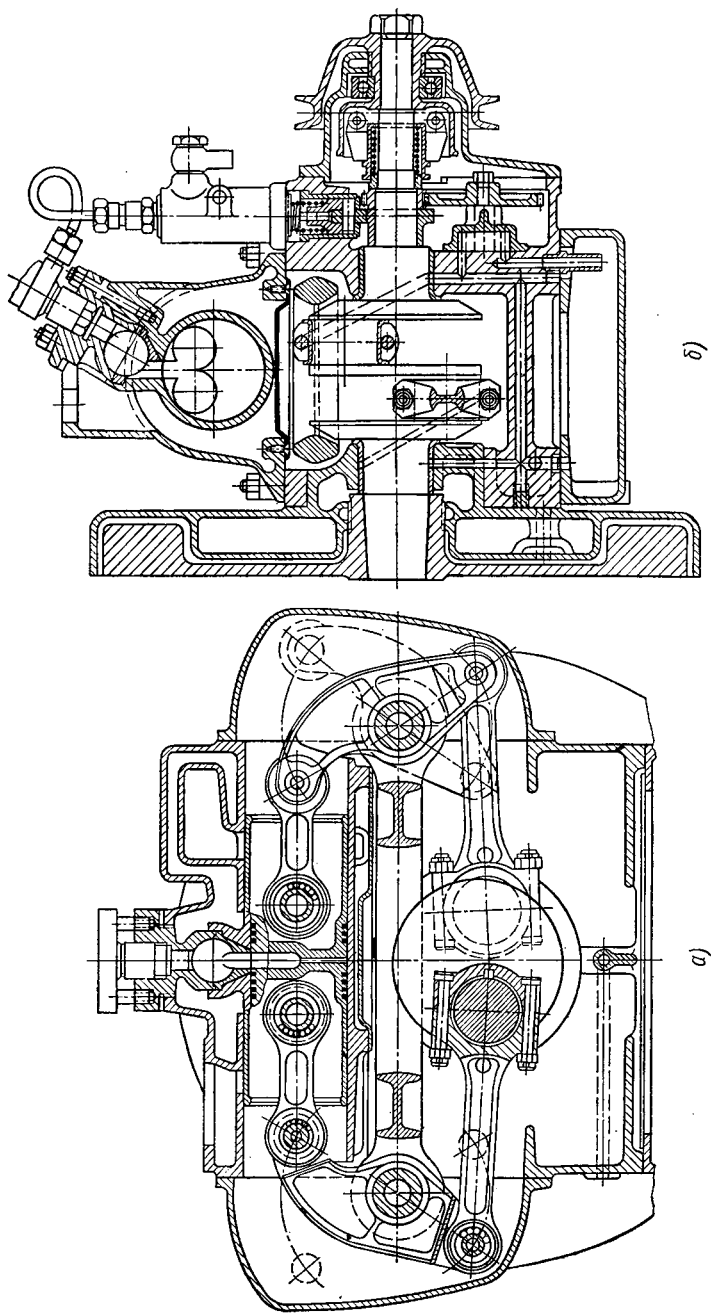


Рис. 32. Двигатель с противоположно движущимися поршнями и передачей сил давления газов вала при помощи коромысел:  
 а — поперечный разрез; б — продольный разрез

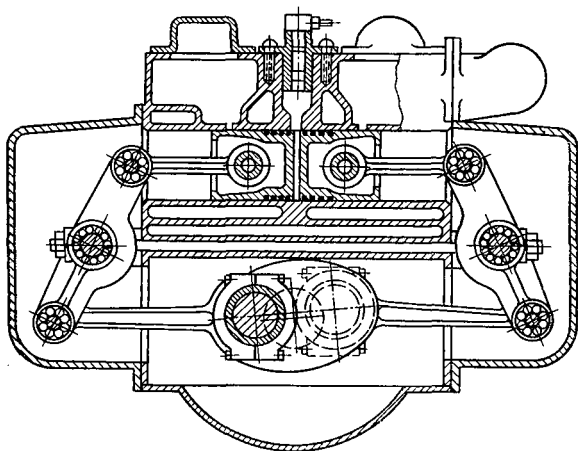


Рис. 33. Схема двигателя Хилл

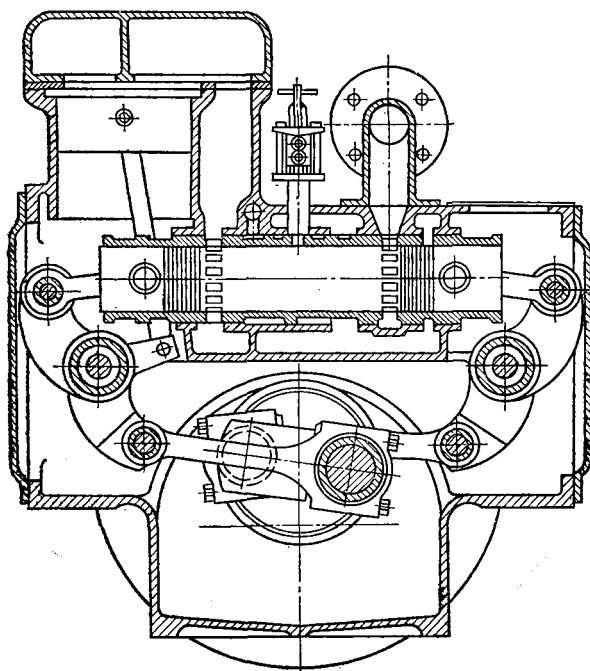


Рис. 34. Схема двигателя Зульцер



К недостаткам схемы относятся: большое количество движущихся деталей и подшипников, находящихся постоянно под высокими нагрузками, значительные массы этих деталей и, за редким исключением, повышенная общая масса конструкции. Вследствие этого данную схему применяют лишь в двигателях небольшой мощности.

Аналогичные конструкции имеют двигатели Хилл (рис. 33) и Зульцер (рис. 34). В последнем над впускной стороной каждого цилиндра расположен короткоходный компрессор простого действия, приводимый в движение легким шатуном от рычага соответствующего коромысла. Двигатель имеет подшипники скольжения с баббитовой заливкой. Поршни составные, с головками, изготовленными из жаропрочной стали. Корпусы поршней чугунные.

Такую же конструктивную схему имеет автомобильный трехцилиндровый комбинированный дизель Коммер, в котором для улучшения процесса газообмена используется энергия выпускных газов. К особенностям двигателя следует отнести наличие компрессора типа Рут, отсасывающего насоса, приводимого в движение штоком, который соединен с нижним концом одного из коромысел, составной конструкции поршня с днищем, изолированным от юбки, а также наличие коренных подшипников, испытывающих относительно небольшую нагрузку и имеющих стальные тонкостенные вкладыши, залитые белым металлом. Сторона вкладышей коренных подшипников, воспринимающая силу давления при сгорании, имеет заливку из более твердого сплава.

Из литературы известны усложненные конструкции двигателей, в ряде случаев имеющих большую мощность и высокую экономичность. Это, в частности, относится к американскому Юго-западному научно-исследовательскому институту, уделяющему значительное внимание объединению дизелей с противоположно движущимися поршнями с газовой турбиной в целях получения

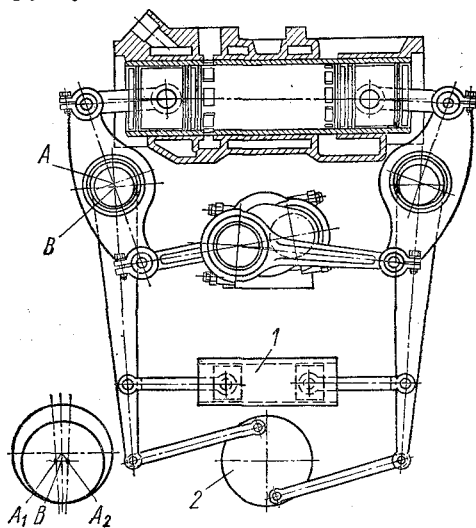


Рис. 35. Схема двигателя, разработанного в Дублинском университете:

A — ось коромысла; A<sub>1</sub> и A<sub>2</sub> — крайние положения оси коромысла; B — ось рычага; 1 — гидравлический механизм, регулирующий степень сжатия; 2 — синхронизирующее устройство

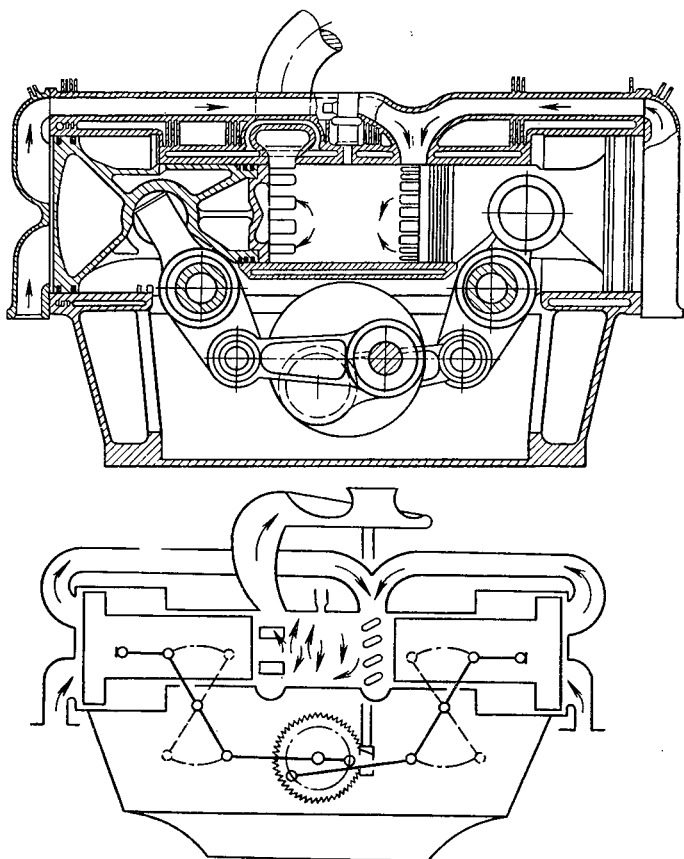


Рис. 36. Двухцилиндровый двигатель с регулируемой степенью сжатия

турбопоршневого двигателя с высокими показателями. На рис. 35 показана конструктивная схема этого двигателя, разработанная в Дублинском университете (Ирландия).

Степень сжатия в двигателе можно регулировать при помощи гидравлического механизма. В Дублинском университете был построен одноцилиндровый двигатель с турбонаддувом, имеющий высокую литровую мощность и хорошие пусковые качества при низкой температуре, для исследования возможностей создания многотопливного двигателя. На основании исследований пришли к выводу, что на базе данного турбопоршневого двигателя с регулируемой степенью сжатия при помощи смещения центров качания коромысла может быть построен двигатель мощностью  $\sim 600$  л. с.

Аналогично регулируется степень сжатия и в двигателе, разработанном Юго-западным научно-исследовательским институтом в США. По конструктивной схеме (рис. 36) этот двигатель с противоположно движущимися поршнями представляет собой генератор газа с центростремительной радиальной турбиной, вал которой механически связан с коленчатым валом генератора. Движение поршней осуществляется шатунами с помощью коромысел, опирающихся на подшипники, установленные на эксцентриках. Изменение степени сжатия происходит вследствие изменения положения внешних и внутренних мертвых точек генератора газа при повороте эксцентриков точек опоры коромысел. Максимальное давление сгорания может быть снижено в результате уменьшения степени сжатия после пуска. Кроме того, изменение степени сжатия обуславливает возможность работы двигателя на различных топливах.

Приведенные выше конструктивные схемы двигателей с противоположно движущимися поршнями и одним коленчатым валом, несмотря на удачные в ряде случаев компоновки, имеют все-таки, за редким исключением, ограниченные перспективы применения в качестве составной части для комбинированных двигателей. Тем не менее при удачной компоновке не исключена возможность создания комбинированного двигателя с высокими экономическими и эффективными показателями.

Двигатели с двумя коленчатыми валами. Быстроходные двигатели с двумя коленчатыми валами обычно отличаются наличием для каждого цилиндра двух одинаковых кривошипно-шатунных механизмов, управляющих впуском и выпуском (см. рис. 13). При смещении фаз поршень, управляющий выпуском, движется с опережением и передает соответствующему коленчатому валу значительно большую мощность, чем «отстающий» от него поршень, управляющий впуском. При этом поршень, управляющий выпуском, в течение значительного времени испытывает повышенное боковое усилие. Напомним, что часть боковой поверхности поршня, обращенной к камере сгорания, и поршневые кольца находятся под прямым воздействием выпускных газов, что увеличивает возможность пригорания поршневых колец (особенно при наличии догорания на высоких числах оборотов, когда поршень и кольца интенсивно омываются пламенем в начале выпуска). Все это создает исключительно тяжелые условия работы для поршня, управляющего выпуском. Коленчатый вал, сочлененный с выпускным поршнем, передает повышенный крутящий момент. В значительной степени вследствие этого в ряде современных транспортных двигателей с двумя коленчатыми валами кривошины последних смещены на  $180^\circ + (9 \div 10^\circ)$ .

В комбинированных двигателях с повышенным давлением наддува и противодавлением на выпуске указанные выше недостатки, относящиеся главным образом к работе поршневой

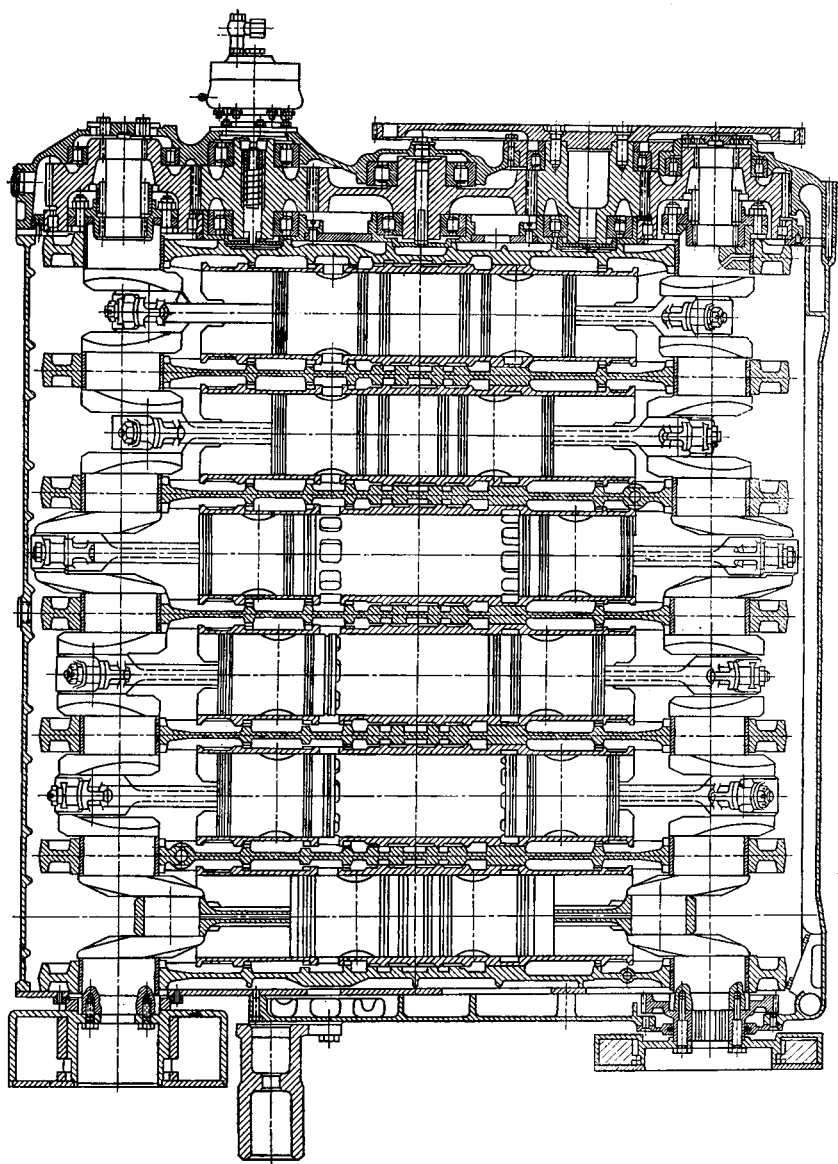


Рис. 37. Продольный разрез двигателя Лейланд L60

группы, усугубляются. Тем не менее именно двигатели с двумя валами успешно применяются в силовых установках различного назначения.

Единственным двухтактным авиационным дизелем, находившимся в эксплуатации, являлся, в частности, двигатель УМО 207. В этом двигателе проблема форсирования по мощности решена путем применения комбинированного наддува в сочетании с высоким числом оборотов. Как показали опыты, литровая мощность этого двигателя превышала 50 л. с./л. Давление наддува составляло 1,6 кг/см<sup>2</sup> на номинальном режиме и 1,9 кг/см<sup>2</sup> на взлетном; число оборотов при этом было равно соответственно 2500 и 2800 в минуту. Среднее эффективное давление  $p_e = 7 \div \div 9$  кг/см<sup>2</sup>.

В настоящее время широко применяются двигатели с противоположно движущимися поршнями для машин наземного транспорта различного назначения. Следует отметить большое количество английских двигателей различной мощности, имеющих указанную конструктивную схему, например семейство многотопливных двигателей. К нему относятся шестицилиндровый дизель Лейланд L60 мощностью 700 л. с. (рис. 37 и 38), двигатели Ролс-Ройс серии К с четырьмя, пятью и шестью цилиндрами мощностью соответственно 160, 200 и 240 л. с., двигатели Ковентри — Клаймакс мощностью 30 л. с., двигатели типа Д100 и Фербенкс — Морзе.

Двигатель с двумя коленчатыми валами и двумя цилиндрами, расположенными под углом (ромбообразно). Для уменьшения габаритных размеров делались попытки спарить два рядом расположенных цилиндра таким образом, чтобы усилие передавалось на одно колено через два впускных или два выпускных поршня. Подобная схема с применением «углового расположения» цилиндров показана на рис. 39.

Схема с двумя параллельными цилиндрами и шатунами усложненной конструкции показана на рис. 40. Она представляет собой сочетание двигателя с V-образным расположением цилиндров и двигателя с противоположно движущимися поршнями. Характерной особенностью данной конструктивной схемы является сочленение поршня, управляющего впуском, и поршня, управляющего выпуском, с одним коленом, как в схеме с V-образным расположением цилиндров и общей камерой сгорания (см. рис. 23). Двигатель, выполненный по данной схеме, отличается хорошей диаграммой газораспределения, малой массой, равенством мощностей, передаваемых обоими коленчатыми валами, и возможностью хорошего уравнивания масс.

Недостатком этого двигателя является сложность его конструкции и недостаточно прочная кривошипная головка шатуна.

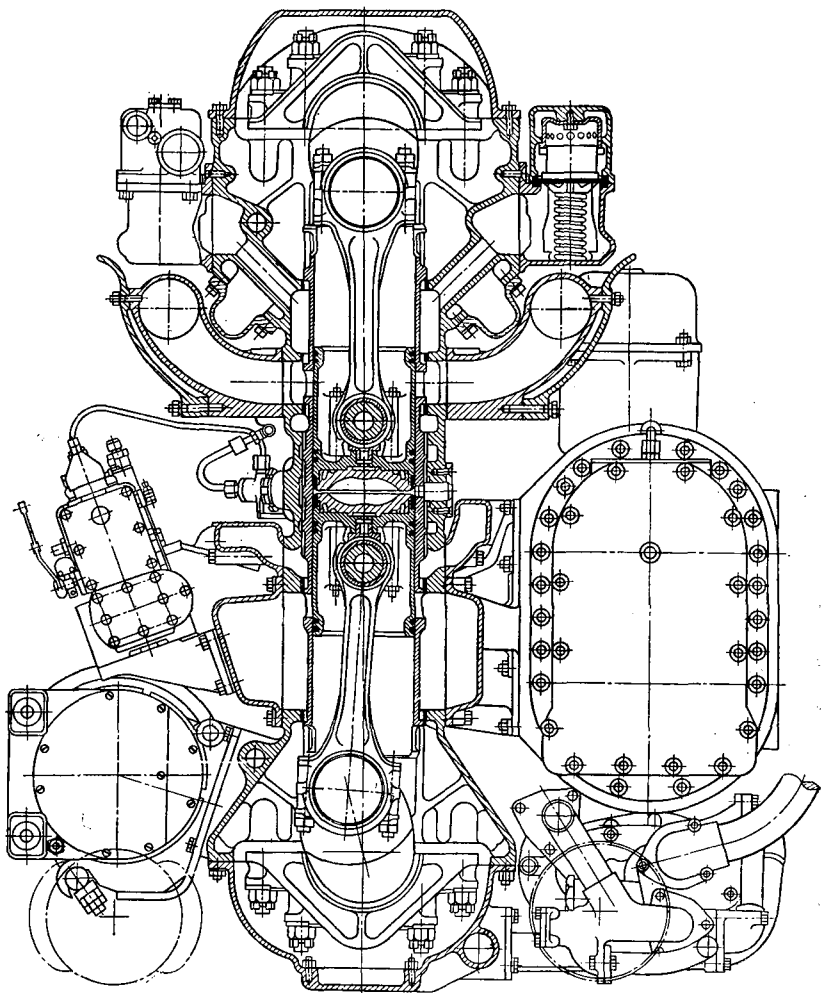


Рис. 38. Поперечный разрез двигателя Лейланд L60

Двигатель с двумя коленчатыми валами, четырьмя цилиндрами и двумя камерами сгорания. Данная схема (рис. 41) характеризуется наличием двух коленчатых валов; в этом случае валы и подшипники меньше нагружены, чем в предыдущей схеме; двигатель лучше уравновешен и имеет хорошие условия охлаждения, однако довольно сложен по конструкции. При наличии двух цилиндров (вместо четырех) конструкция упрощается.

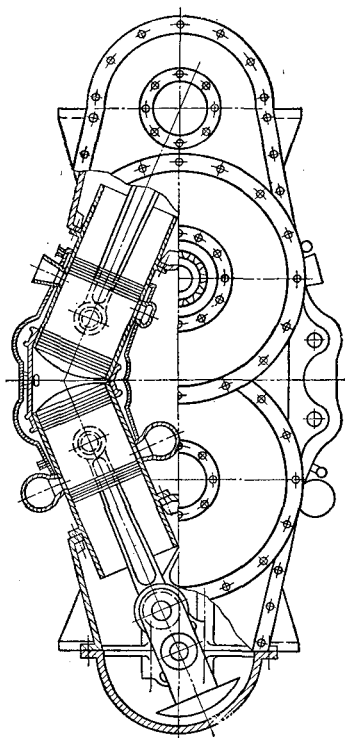


Рис. 39. Схема двигателя с цилиндрами, расположенными под углом

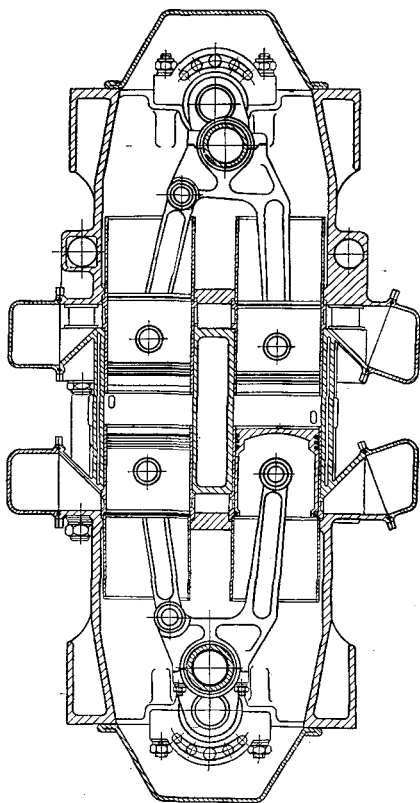


Рис. 40. Схема двигателя с параллельными цилиндрами и шатунами усложненной конструкции

Двигатель с тремя коленчатыми валами, двумя рабочими полостями и V-образным расположением цилиндров. Двигатель, построенный по этой схеме (см. рис. 14, б), имеет довольно большие габаритные размеры, если не применять малое отношение  $\frac{S}{D}$ . Для равномерного распределения нагрузки по валам целесообразно иметь два вала, соединенных с поршнями, управляющими выпуском, и один вал, соединенный с поршнями, управляющими впуском. Рассматриваемая схема является «разомкнутой» и позволяет в пространстве между цилиндрами расположить вспомогательные механизмы, а также производить монтаж и демонтаж ряда деталей. Однако эта схема уступает по жесткости остова схеме с тремя коленчатыми валами и тремя цилиндрами (в отсеке).

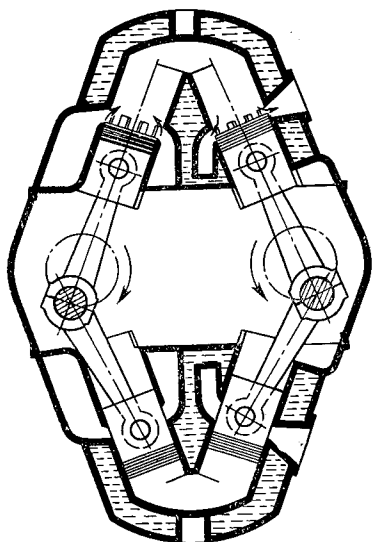


Рис. 41 Схема двухвального двигателя с цилиндрами, расположенными под углом, и двумя камерами сгорания

Двигатель с тремя коленчатыми валами, тремя рабочими полостями и с цилиндрами, расположенными по сторонам треугольника. Эта конструктивная схема, предложенная инж. А. А. Агатовым в 1925 г., была реализована в двигателе «Дельтик» фирмы Нэпир (Англия). Данная схема обуславливает почти полную уравновешенность сил инерции деталей, движущихся возвратно-поступательно. Каждая шатунная шейка коленчатого вала воспринимает усилия от одного поршня, управляющего выпуском, и одного поршня, управляющего впуском. Вследствие этого нагрузка на каждую шатунную шейку и мощность, передаваемая каждым из трех коленчатых валов, практически одинаковы.

Двигатель с четырьмя коленчатыми валами и с цилиндрами, расположенными по сторонам четырехугольника (см. рис. 14, в). Для получения большей мощности можно скомпоновать двигатель с двумя поршнями в цилиндре таким образом, чтобы оси четырех цилиндров располагались по сторонам квадрата или ромба, а оси четырех коленчатых валов проходили через вершины квадрата. С каждым коленом вала связаны два впускных или выпускных поршня. Все четыре коленчатых вала связаны с центральным валом при помощи цилиндрических шестерен. Данная схема предложена также инж. А. А. Агатовым. Такой двигатель при рациональной конструкции может иметь малые габаритные размеры и небольшую массу на 1 л. с.

В двигателях с несколькими коленчатыми валами процессы очистки и наполнения не отличаются по качеству от аналогичных процессов в двигателях с противоположно движущимися поршнями, рассмотренных выше.

К положительным качествам двигателей с несколькими коленчатыми валами относятся сравнительно небольшие движущиеся массы (в связи с уменьшенным диаметром цилиндра для заданной мощности), возможность осуществления конструкции с высоким числом оборотов и наличие несимметричной диаграммы газораспределения. Кроме того, каждый из валов, с которым со-



единены два поршня, управляющие впуском в одном цилиндре и выпуском — в другом, передает одинаковую мощность.

Недостатками являются большие габаритные размеры в направлении оси цилиндров, сложность конструкции, в первую очередь картера, большая масса шестерен, синхронизирующих работу валов, тяжелые условия работы выпускного поршня, сложность монтажа и демонтажа узлов и деталей в пространстве внутри четырехугольника, образованного цилиндрами, и высокая стоимость.

При наличии шести четырехцилиндровых секций («квадратов»), расположенных рядом, получается 24-цилиндровый двигатель большой мощности. При таком числе цилиндров подобные конструкции получаются достаточно компактными, имеющими малую удельную массу, главным образом вследствие удачного расположения цилиндров. Следует отметить также благоприятные условия работы редуктора, передающего на главный вал всю мощность двигателя от четырех валов; при этом уменьшается нагрузка на зубья шестерен.

Авиационный дизель УМО 223 с 24 цилиндрами имел размеры цилиндра  $80 \times 120$  мм и взлетную мощность 2500 л. с. при числе оборотов 4400 в минуту. Эксперименты по доводке двигателя выполнялись на одноцилиндровой установке. В результате работы над данной конструкцией было построено несколько двигателей. Был также запроектирован двигатель УМО 224 аналогичной конструкции с размерами цилиндра  $110 \times 160$  мм, который при 3200 об/мин должен был развивать мощность 4500 л. с. Изготовление этого двигателя было начато в 1945 г., но до конца оно доведено не было.

Двигатель с шестью коленчатыми валами и с цилиндрами, расположенными по сторонам шестиугольника. Преимущества и недостатки двигателя, выполненного по этой схеме, те же, что и у предыдущей конструкции. Подобный двигатель был построен во Франции. Тридцать цилиндров были размещены в шести секциях. В каждые десять цилиндров топливо подавалось от одного насоса (в две форсунки в цилиндре). По литературным данным двигатель развивал мощность 2100 л. с. при  $n = 1200$  об/мин.

Кроме описанных выше схем, известные перспективы для поршневых двухтактных комбинированных двигателей имеют и другие схемы [49].

#### Схемы газообмена двигателей с осями цилиндров, параллельными оси вала

Для некоторых машин наземного и водного транспорта специальным требованием являются минимальные размеры поперечного сечения силовой установки без жестких требований к ее длине. Размеры поперечного сечения силовой установки определяются компоновкой рабочих цилиндров и размерами кривошип-

но-шатунного механизма (радиусом кривошипа, длиной шатуна, размерами поршня), компоновкой компрессора и турбин, газовых коммуникаций и передаточных механизмов. Эти размеры могут быть уменьшены путем сокращения относительного хода поршня, что позволяет также уменьшить длину шатуна. Можно применить другую схему расположения цилиндров, а именно разместить оси цилиндров параллельно оси вала (вокруг оси). Такое конструктивное решение представляет большие трудности и, помимо освоения этой схемы, требует создания вспомогательных агрегатов (топливных и масляных насосов и т. п.) специальной конструкции.

К основным преимуществам рассматриваемых двигателей относятся небольшие габаритные размеры и масса, хорошая уравновешенность, несимметричная диаграмма газораспределения, упрощенная конструкция вала, повышенный механический к. п. д. [44]. Кроме того, для некоторых вариантов конструкций может быть уменьшено или почти сведено к нулю боковое давление на поршень.

К числу недостатков, не позволяющих считать данные конструкции перспективными для двигателей повышенной мощности, и в том числе для комбинированных, следует отнести сложность конструкции, несмотря на сравнительно простую конструкцию вала, трудность осуществления хорошей силовой схемы, а также относительно небольшие время-сечения впускных и выпускных органов. Вследствие этого данные схемы неприменимы не только для двигателей большой мощности, но даже и для автотракторных двигателей.

### **Прямоточные схемы газообмена двигателей с золотниковым газораспределением**

В четырехтактных двигателях золотниковые схемы применяются очень давно. В то же время мало известно двухтактных двигателей внутреннего сгорания с золотниковым газораспределением, хотя они имеют то преимущество перед четырехтактными, что один возвратно-поступательно движущийся золотник в двухтактном двигателе может управлять впуском и выпуском. Некоторые из схем могут быть признаны перспективными, несмотря на ряд трудностей при их осуществлении.

Большого внимания заслуживает схема с гильзовым распределением. Гильза получает движение от кривошипно-шатунного механизма или кулачковой шайбы. При этом окна рационально располагать, как в двигателях с противоположно движущимися поршнями, т. е. по обоим концам цилиндра. Целесообразно, чтобы выпускные окна открывались и закрывались только при помощи золотников, впускные окна — золотником и кромкой поршня. Для обеспечения большего время-сечения и лучшего уравно-

вешивания двигателя следует применять механизм, в котором поршень и золотник движутся во взаимно противоположных направлениях.

При проектировании деталей газораспределения необходимо уделять большое внимание выбору хода гильзы, зависящего от размеров окон и в первую очередь от их потребной площади, угла опережения гильзы по отношению к поршню, связанного с продолжительностью фазы предварения выпуска, и высоты окон. Одна из золотниковых схем газораспределения показана на рис. 42.

Золотниковые схемы имеют следующие основные преимущества: принудительное движение золотника и возможность получения большого время-сечения, несимметричную диаграмму газораспределения, хорошее качество очистки и наполнения, меньшую длину поршней. Кроме того, при этой схеме не нужны выпускные клапаны. В случае золотниковых схем при том же качестве процесса, как и в двигателях с противоположно движущимися поршнями, не требуется двух (или более) валов или длинных шатунов.

К недостаткам золотниковых схем относятся: трудность обеспечения уплотнения (в головке цилиндра) и отвода теплоты, повышенный износ золотниковых устройств, трудность обеспечения смазки, необходимость в некоторых схемах привода повышенной мощности для золотникового механизма вследствие значительной массы золотника.

Применяемые в четырехтактных двигателях схемы продувки с вращающимися золотниками (с цилиндрическими, плоскими, коническими и шаровыми), располагаемыми обычно в головке цилиндра, не исчерпывают возможные варианты органов газораспределения двухтактных двигателей. Не исключена возможность применения какой-либо модифицированной схемы, в особенности с плоским золотником для выпуска. Однако, как показывают расчеты, кроме чисто конструктивных затруднений в данном случае трудно обеспечить достаточное время-сечение выпуска.

К основным недостаткам схем с вращающимися золотниками следует отнести большие потери на трение, затрудненность отвода теплоты и осуществления уплотнений и смазки, нерациональную форму камеры сгорания (цилиндрический золотник), а также ухудшение процесса газообмена (при использовании золотника в качестве впускного органа).

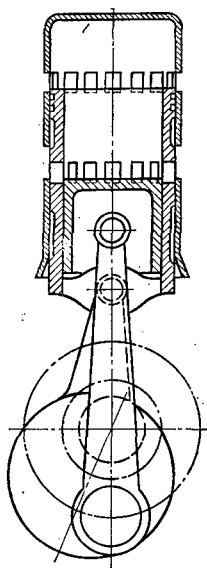


Рис. 42. Цилиндр двигателя с золотниковой схемой газораспределения

Конструкция с поршневыми (золотниковыми) клапанами, используемыми обычно в качестве выпускных органов, имеет много общего в отношении протекания процесса очистки — наполнения с двигателями с двумя поршнями в цилиндре. Поршневой клапан уменьшенного диаметра чаще приводится в движение от коленчатого вала посредством дополнительного кривошипа или эксцентрика. В частности, поршневой клапан 1 (рис. 43) может приводиться в движение от двух эксцентриков 2, связанных с траверсой 3, имеющей штанги, которые расположены с двух сто-

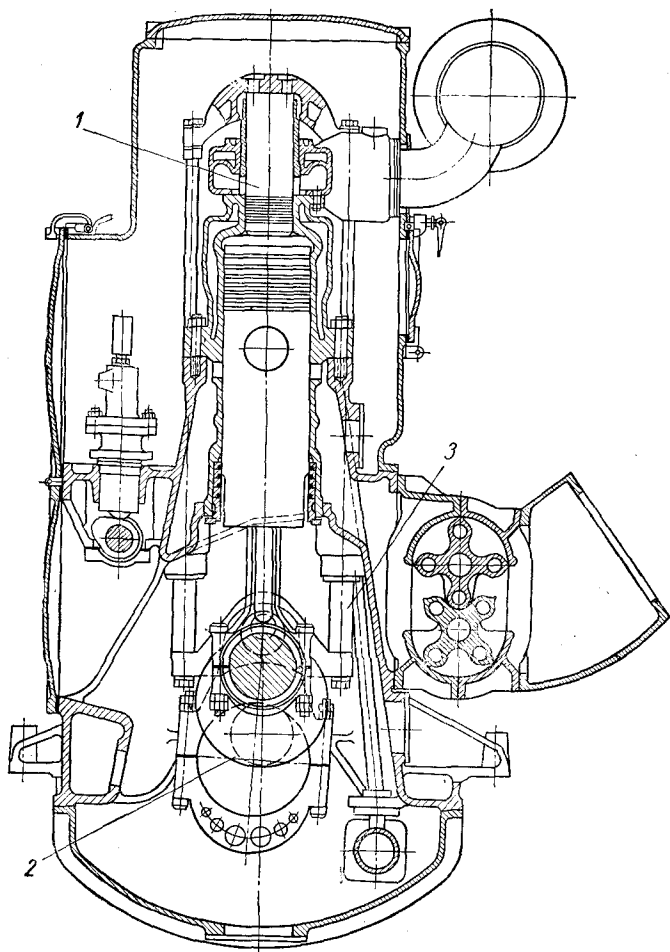


Рис. 43. Двигатель Бурмейстер и Вайн с поршнем-золотником, управляющим выпуском

рон кривошипа. В качестве связи между эксцентриками и клапаном служат короткие шатуны, сочлененные с прямыми тягами и траверсой. Данный механизм позволяет осуществлять дозарядку цилиндров. Как и в двигателе с противоположно движущимися поршнями одинакового диаметра, в рассматриваемой конструкции фазы движения поршней взаимно смещены вследствие смещения эксцентрика по отношению к шатунным шейкам. Поршневой клапан может приводиться в движение также и от распределительного вала.

В двигателе Бурмейстер и Вайн диаметр поршня-золотника равен половине диаметра поршня, а ход клапана — около 0,4 хода поршня. Мощность, передаваемая коленчатому валу от поршня-золотника, составляет примерно 10% цилиндровой мощности.

При наличии тангенциального наклона окон поступающий в цилиндр воздух отбрасывается центробежной силой к стенкам цилиндра, в результате чего образуется воздушный конус с основанием, обращенным в сторону камеры сгорания. Внутри этого конуса находятся более легкие продукты сгорания, вытесняемые через выпускные органы. Вследствие сужения цилиндра к головке поток воздуха тормозится, что содействует лучшей очистке цилиндра, а также и лучшему его наполнению. При больших числах оборотов в результате увеличения торможения потока создается опасность ухудшения процессов очистки и наполнения.

При использовании рассматриваемой схемы можно получить хорошие результаты для двигателей, которые должны развивать повышенный крутящий момент на пониженных числах оборотов.

В Советском Союзе еще в 1937 г. И. В. Свистуновым была предложена оригинальная конструктивная схема V-образного двухтактного двигателя с противоположно движущимися поршнями также различного диаметра, отличающаяся механизмом передачи движения от малого поршня-золотника к валу. Эта схема обладает рядом преимуществ по сравнению со схемой двигателя Бурмейстер и Вайн, производство которого было прекращено из-за сложности, ненадежности и громоздкости траверс, связывающих малый поршень-золотник с коленчатым валом. Применение траверс как основной части механизма передачи движения, помимо увеличения габаритных размеров двигателя, исключало всякую возможность создания V-образной конструкции.

В то же время конструктивная схема с шатунно-кривошипным или эксцентриковым механизмом, связывающим поршень-золотник со смещенным или находящимся в развале блоков распределительным валом, позволяет легко скомпоновать умеренной высоты V-образный двигатель с противоположно движущимися поршнями разного диаметра и, что очень важно, организовать управление газораспределением и степенью сжатия (последнее более подробно рассмотрено в гл. X).

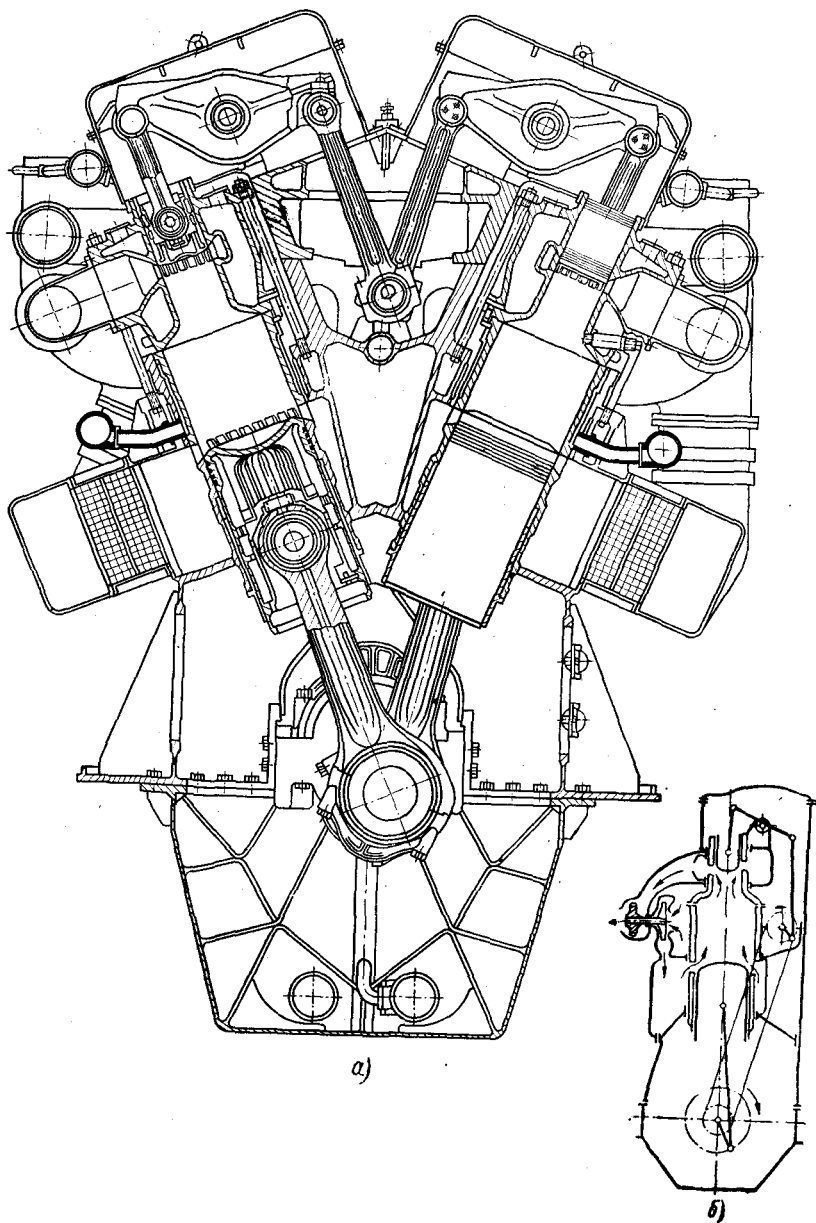


Рис. 44. Двигатель с поршнями-золотниками, управляющими выпуском

К этой же группе двигателей можно отнести недавно созданные среднеоборотные двухтактные дизели Фербенкс — Морзе с двумя поршнями в ступенчатых цилиндрах (модель 38 А20). В этих двигателях диаметр нижних (впускных) поршней равен 508 мм, верхних (выпускных) — 254 мм; соответственно ходы поршней составляют 546,1 и 273,05 мм. Максимальная цилиндровая мощность равна 1000 л. с. при  $n = 400$  об/мин и  $p_e = 9,1$  кг/см<sup>2</sup>. Двигатели намечено выпускать рядными с шестью и девятью цилиндрами, а также V-образными с двенадцатью цилиндрами.

Усилие, передаваемое на верхний поршень, воспринимается рычагами, шатунной тягой и верхним боковым коленчатым валом, а в V-образной конструкции — валом, размещенным между блоками цилиндров (рис. 44, а). В последнем случае вал связан с основным коленчатым валом зубчатой передачей. Конструктивные схемы рядного и V-образного двигателей совпадают со схемами, предложенными И. В. Свистуновым и описанными в отечественной литературе [44].



# ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССА ГАЗООБМЕНА И РАСЧЕТЫ ОРГАНОВ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ



## § 8. Общие положения

Хорошее качество процесса газообмена является одним из основных условий для получения повышенной удельной мощности и хорошей экономичности двигателя. Газообмен непосредственно влияет на качество и количество рабочего заряда и эффективность системы наддува. Кроме того, качество газообмена значительное влияние оказывает на смесеобразование, теплообмен и тепловую напряженность поршня, головки цилиндра и других деталей цилиндровой группы. Сказанное относится в первую очередь к комбинированному двухтактному двигателю, в котором особенно важно рассматривать газообмен в совокупности с процессом смесеобразования и учитывать комплексное влияние этих процессов на мощностные и экономические показатели двигателя.

Как известно, индикаторные показатели связаны непосредственно с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$ , который желательно иметь близким к единице. Затраты мощности на газообмен обуславливают необходимость работы также при невысоком коэффициенте избытка продувочного воздуха  $\varphi_0$ , представляющего собой отношение объемного количества воздуха, поданного за один оборот вала, в условиях окружающей среды к объему цилиндра.

При прямоточных схемах, в особенности в двигателях с противоположно движущимися поршнями, высокое качество газообмена обеспечивается при значении  $\varphi_0$ , близком к единице. В то же время в таких условиях трудно обеспечить надежную работу поршневой группы, в связи с чем  $\varphi_0$  приходится повышать до 1,4—1,5 и более.

Степень завихрения воздуха в цилиндре, необходимая для хорошего смесеобразования, не совпадает со степенью завихрения, соответствующей высокому качеству газообмена. Для того



чтобы достигнуть общего оптимального эффекта, приходится находить некоторое компромиссное решение.

Ввиду сложности вопроса трудно дать какие-либо обобщенные указания по данному поводу. Следует отметить, что определенное влияние оказывают давление воздуха на впуске, отношение хода поршня к диаметру цилиндра, форма и размеры впускных окон, система распыливания и другие факторы. Лишь для двигателей определенных классов (сгруппированных по назначению, типоразмерам, мощности, быстроходности и т. п.), можно давать те или иные рекомендации.

В то время как процессы свободного выпуска в четырех- и в двухтактных двигателях имеют много общего, процессы принудительного выпуска и наполнения в этих двигателях принципиально различны. В четырехтактных двигателях принудительный выпуск, как известно, происходит под действием выталкивающего хода поршня. Основная часть процесса наполнения даже при больших углах перекрытия протекает при уже закрытых выпускных органах; угол поворота коленчатого вала, соответствующий процессу наполнения, составляет не менее  $180^\circ$ . В двухтактных двигателях процессы принудительного выпуска и наполнения протекают одновременно и притом в течение времени, соответствующего углу поворота коленчатого вала не более  $90^\circ$ . Выпуск продуктов сгорания происходит под воздействием поступающего в цилиндр воздуха.

Остановимся коротко на протекании процесса газообмена в двухтактном двигателе при повышенных давлении наддува и противодавлении на выпуске, характерных для комбинированных установок.

Как и в обычных двухтактных двигателях, свободный выпуск начинается после открытия выпускных органов при отношении давления в цилиндре в начале процесса  $p_b$  к среднему давлению в выпускной системе  $p_p$  выше критических. При упрощенной трактовке вопроса обычно считают, что выпуск происходит с критической скоростью, равной местной скорости звука, и что когда давление в цилиндре в процессе выпуска станет меньше критического, скорость течения через выпускные органы определяется отношением давления  $p_p$  к текущему давлению  $p_c$  в цилиндре.

Период, продолжающийся до момента открытия впускных органов, как известно, называется предварением выпуска. Ниже будет показано, что данный период, так же как и весь период свободного выпуска, играет большую роль при использовании энергии выпускных газов, особенно при импульсной системе наддува.

За исключением отдельных случаев давление  $p_n$  в цилиндре в момент открытия впускных органов выше давления  $p_n$  в ресивере на впуске. Об оптимальных данных говорить еще рано;

однако, учитывая, что такие параметры, как числа оборотов и скорость поршня комбинированных двигателей выше при прочих равных условиях аналогичных параметров обычных двигателей, можно полагать, что давление  $p_n$  в цилиндре комбинированного двигателя должно быть не ниже такового в обычном двигателе.

Свободный выпуск продуктов сгорания заканчивается при уже значительно открытых впускных органах. Разграничить периоды свободного и принудительного выпуска можно только условно. Начиная поступать из впускной системы воздух не сразу достигает выпускных органов. Он движется по определенной траектории со скоростью, зависящей от схемы газораспределения, конструкции и размеров выпускных органов, от отношения хода поршня к диаметру цилиндра, отношения давлений в цилиндре и в смежных с ним системах, а также от формы поршня и камеры сгорания. Скорость течения газов через органы газораспределения в начале их открытия обычно считается равной критической.

Многочисленные исследования показывают, что значение скорости газов при выпуске, а также при впуске не соответствует мгновенным перепадам давлений вследствие воздействия неустановившегося потока. Ускоренные массы газов вызывают увеличение скорости течения при значениях перепадов давлений в цилиндре и выпускной системе ниже критического, что вначале вызывает интенсивное падение давления в цилиндре, а затем повышение давления. На изменение давления в цилиндре влияют также волны давления в выпускной системе, а в отдельных конструкциях, по-видимому, и в цилиндре.

В цилиндре быстроходного комбинированного двухтактного двигателя в период, близкий к концу свободного выпуска, давление падает ниже атмосферного, как и в обычном двухтактном быстроходном двигателе (без наддува), под влиянием ускоренных масс газов, движущихся в выпускном трубопроводе. Далее давление повышается вследствие воздействия поступающего через впускные органы воздуха, а также волн давления в выпускной системе (см. гл. V и далее).

Если принять ориентировочно отношение давлений в начале и конце свободного выпуска  $\frac{p_b}{p_u} = 6 \div 8$ , а отношение температур  $\frac{T_b}{T_u} = 1,3 \div 1,5$ , нетрудно установить, что доля выпускных газов, вытекших за период свободного выпуска,

$$\beta = \frac{\frac{p_b V_b}{RT_b} - \frac{p_u V_n}{RT_n}}{\frac{p_b V_b}{RT_b}} = \frac{p_b}{p_u} \frac{V_n}{V_b} \cdot \frac{T_b}{T_n} \approx 0,7 \div 0,8,$$

где  $\frac{V_n}{V_b}$  — отношение объемов цилиндра в конце и начале сво-

бодного выпуска, принятое равным 1,1.

Данный ориентировочный расчет показывает, что за период свободного выпуска (первой фазы процесса) из цилиндра удаляется 70—80% или более выпускных газов. Таким образом, в дальнейшем из цилиндра удаляется не более 20—25% продуктов сгорания, если считать, что количество остаточных газов составляет 5—10%.

Основной задачей при подборе параметров процесса принудительного выпуска, связанных с изменением открытия впускных и выпускных органов, является не только обеспечение выпуска оставшихся продуктов сгорания, но и изыскание способов удержания воздуха в цилиндре, что является весьма сложной задачей.

Процесс газообмена можно разбить на четыре фазы.

Первая фаза представляет собой процесс выпуска при надкритическом отношении давлений — область  $AK$  на диаграмме (рис. 45), показывающая изменение давления в цилиндре по углу поворота коленчатого вала  $\alpha$ . Период предварения выпуска обычно заканчивается в быстроходных двигателях с наддувом при давлении в цилиндре значительно более высоком, чем критическое (область  $AC$ ).

Вторая фаза включает остальную часть свободного выпуска (область  $KU$ ), заканчивающегося около н. м. т.

Третья фаза включает продувку — наполнение и принудительный выпуск. В этой фазе имеется два периода. Во время первого периода давление значительно изменяется вследствие поступления продувочного воздуха при уже значительной площади открытия впускных органов (область  $UQ$ ) и влияния неустановившегося движения потока выпускных газов. Во второй период процесс протекает по времени несколько более спокойно, движение по характеру приближается к установившемуся (область  $QF$ ).

Четвертая фаза — дозарядка или свободный выпуск (область  $FL$ ) происходит соответственно после закрытия выпускных органов при открытых еще впускных органах или после закрытия впускных органов при открытых еще выпускных.

Для свободного выпуска основным при построении расчета можно принять процесс изменения состояния газов по времени,

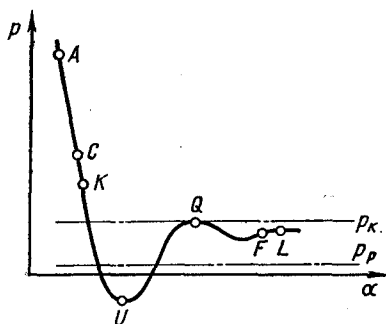


Рис. 45. Изменение давления  $p$  в цилиндре по углу поворота коленчатого вала  $\alpha$

зависящий от разности давлений в цилиндре и выпускном трубопроводе и влияния ускоренных масс газов и волновых явлений в выпускной системе. Это влияние наблюдается главным образом после падения давления в цилиндре ниже критического. Процесс наполнение — принудительный выпуск приближенно рассматривается как процесс изменения состояния по времени, протекающий под влиянием разности давления в ресивере и цилиндре, а также в цилиндре и выпускной системе. Воздействие ускоренных масс газов в этом случае обычно несколько меньше (особенно во вторую половину периода наполнения) по сравнению с воздействием их при свободном выпуске.

Кроме изменения состояния по времени, происходит изменение состояния в цилиндре по объему, что также влияет на качество очистки и наполнения.

Большая часть исследований процесса относится к процессам течения воздуха и газов через распределительные органы, причем эти процессы связывают с изменением состояния в цилиндре. Такие исследования проводятся с целью установления формул для определения размеров сечений органов распределения, достаточных для пропуска воздуха через впускные органы и продуктов сгорания с примешанным к ним воздухом через выпускные органы. Вопрос о степени очистки цилиндров от продуктов сгорания и качества наполнения при этом не рассматривается.

Продувочный воздух, вытекая из впускных окон, направляется ими по определенному пути (зависящему от схемы продувки, режима работы двигателя и конструктивных факторов) и освобождает те или иные области цилиндра от продуктов сгорания. Вначале процесс протекает с преобладанием вытеснения продуктов сгорания свежим воздухом, так что в трубопровод попадают главным образом продукты сгорания. По мере течения процесса входящий в цилиндр воздух попадает в зоны, освобожденные в значительной степени от продуктов сгорания, соприкасается с оставшимися в цилиндре газами, захватывает их и перемешивается с ними. Таким образом, в выпускную систему попадает уже смесь продуктов сгорания и продувочного воздуха, содержание которого в трубопроводе все время увеличивается.

Для оценки качества процесса газообмена в термодинамическом отношении допустимо различать следующие четыре теоретических (граничных) случая процесса газообмена:

1) вытеснение продувочным воздухом выпускных газов без смешения с последними;

2) удаление выпускных газов продувочным воздухом при полном перемешивании их между собой;

3) удаление выпускных газов из цилиндра под действием разрежения, образующегося при определенных условиях в выпускном трубопроводе во время выпуска;

4) прорыв продувочного воздуха в выпускной трубопровод «на прямую» (короткое замыкание) без перемешивания с выпускными газами и без их вытеснения, что возможно в некоторых случаях при петлевой схеме газообмена.

Зависимость изменения коэффициента очистки  $\eta_s$  от коэффициента избытка продувочного воздуха  $\varphi_0$  показана на рис. 46. Прямая 1 характеризует изменение коэффициента очистки при вытеснении выпускных газов без перемешивания их с продувочным воздухом, а кривая 2 — изменение этого коэффициента при полном перемешивании продувочного воздуха и выпускных газов. Кривая, характеризующая удаление выпускных газов из цилиндра под действием разрежения в выпускной системе, совпадает с осью ординат. Кривая, характеризующая прорыв продувочного воздуха в выпускной трубопровод (без удаления отработавших газов из цилиндра), совпадает с осью абсцисс.

Построение прямой 1 и кривой 2 произведено при допущении постоянства и равенства температур, давлений и удельных объемов продувочного воздуха и выпускных газов, а также равенства объемов вытесняемых из цилиндра газов и поступающего в него воздуха.

Как известно, при очистке цилиндра только вытеснением

$$\eta_s = \frac{\varphi V_h}{V_c + V_h} = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \varphi_0,$$

где  $\varphi_0$  — коэффициент избытка продувочного воздуха.

Полная очистка путем только вытеснения получается при  $\varphi_0 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$  (при этом  $\eta_s = 1$ ). В данном случае необходим избыток продувочного воздуха по сравнению с объемом цилиндра, равным  $\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} - 1 = \frac{1}{\varepsilon - 1}$ , что показано на рис. 46.

На рис. 46 можно различить три характерные области. Область, расположенная между осью ординат и прямой 1, относится к продувке при одновременном вытеснении и отсасывании продуктов сгорания. Область, лежащая между линиями 1 и 2, характеризует продувку, протекающую при одновременном вытеснении и перемешивании. Область, расположенная между осью абсцисс и кривой 2, характеризует процесс при перемешивании с прорывом части продувочного воздуха в выпускную систему.

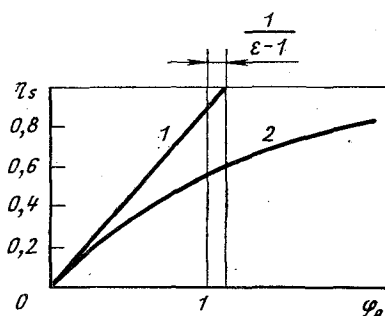


Рис. 46. Изменение коэффициента очистки  $\eta_s$  для различных схем газообмена

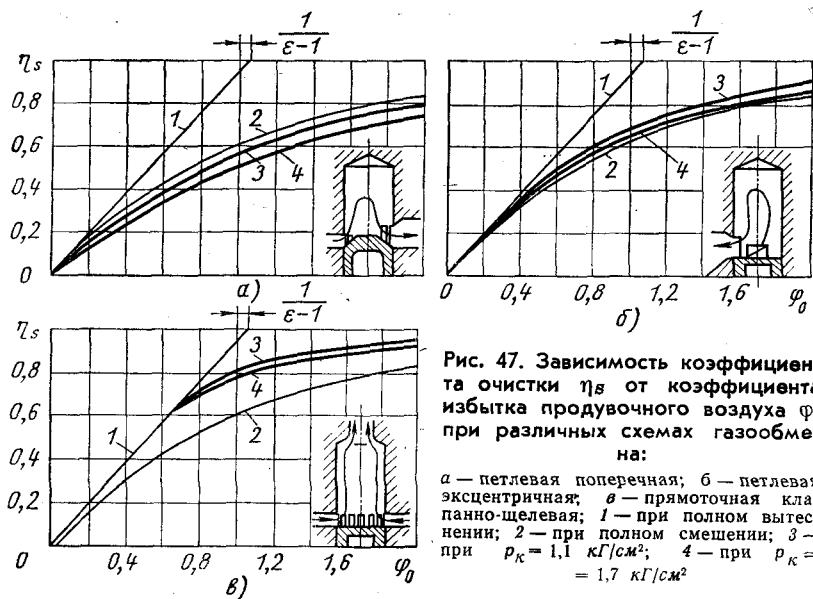


Рис. 47. Зависимость коэффициента очистки  $\eta_s$  от коэффициента избытка продувочного воздуха  $\phi_0$  при различных схемах газообмена:

а — петлевая поперечная; б — петлевая эксцентричная; в — прямоточная клапанно-щелевая; 1 — при полном вытеснении; 2 — при полном смещении; 3 — при  $\rho_k = 1,1 \text{ кг/см}^2$ ; 4 — при  $\rho_k = 1,7 \text{ кг/см}^2$

На рис. 47, а и б приведены зависимости коэффициента  $\eta_s$  от  $\phi_0$ , полученные Листом в результате исследований на моделях с различными схемами газообмена: петлевой поперечной, петлевой эксцентричной и прямоточной клапанно-щелевой.

Из рассмотрения графиков видно, что коэффициент  $\eta_s$  при поперечной петлевой схеме газообмена ниже, чем при продувке в условиях полного перемешивания, что указывает на прорыв части продувочного воздуха в выпускную систему без влияния на процесс очистки и наполнения цилиндра.

Величина  $\eta_s$  при петлевой эксцентричной продувке близка к величине коэффициента очистки при продувке в условиях полного перемешивания и незначительно превышает это значение при изменении коэффициента  $\phi_0$  в пределах 0,4—1,5.

Наиболее высокие значения  $\eta_s$  получаются при прямоточной схеме газообмена (рис. 47, в).

Как показывают опыты, проведенные Тэйлором, Роговским и др. значения  $\eta_s$  при клапанно-щелевой продувке весьма незначительно превышают значения  $\eta_s$  при петлевой продувке, если размеры и расположение окон для последней выбраны правильно [115]. При этом величина  $\eta_s$  в случае клапанно-щелевой продувки выше, чем при петлевой, лишь в том случае, если диаграмма газораспределения несимметрична.

Из приведенных выше графиков следует, что повышение давления продувочного воздуха обуславливает уменьшение коэффициента  $\eta_s$ .

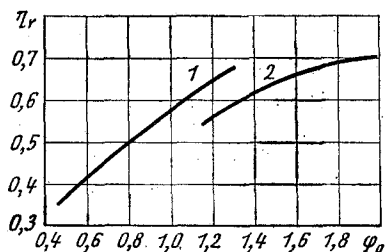


Рис. 48. Зависимость коэффициента наполнения  $\eta_\gamma$  от коэффициента избытка продувочного воздуха  $\phi_0$  для двигателя с петлевой эксцентричной схемой газообмена  
1 —  $n = 2000$  об/мин; 2 —  $n = 1400$  об/мин

Повышение давления  $p_k$  вызывает увеличение скорости воздуха в цилиндре на выходе из впускных окон, что способствует увеличению интенсивности вихревых течений в цилиндре. В результате этого усиливается перемешивание воздуха и выпускных газов, и в конечном итоге количество последних в заряде возрастает.

Особенно значительно уменьшение величины  $\eta_s$  при повышении давления  $p_k$  для петлевой поперечной продувки (рис. 47, а). В этом случае, возможно, некоторое влияние оказывает увеличение удельной массы продувочного воздуха в цилиндре, обуславливающее уменьшение отношения объемов продувочного воздуха и продуваемой полости цилиндра, что влечет за собой уменьшение коэффициента  $\eta_s$ . Если при повышении давления продувочного воздуха его количество увеличивается так, что отношение указанных выше объемов возрастает, то очистка и наполнение цилиндра улучшаются.

На рис. 48 изображена зависимость коэффициента наполнения  $\eta_\gamma$  от коэффициента  $\phi_0$  для двигателя с петлевой эксцентричной схемой газообмена (полученная А. С. Орлиным) на экспериментальном двигателе, иллюстрирующая высказанное выше положение.

Повышение противодавления на выпуске  $p_p$  (уменьшение отношения  $\frac{p_k}{p_p}$ ) при неизменном давлении продувочного воздуха вызывает ухудшение качества газообмена (рис. 49).

Определение размеров проходных сечений впускных и выпускных органов, их формы и взаимного расположения, а также законов открытия этих органов, рациональных в отношении качества процессов очистки и наполнения цилиндра, является актуальной и сложной задачей. Последняя усложняется для

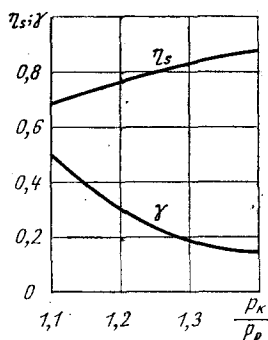


Рис. 49. Изменение параметров, характеризующих процесс газообмена, в зависимости от отношения  $\frac{p_k}{p_p}$

быстроходных двигателей и особенно для комбинированных. Ввиду возникающих трудностей при расчете ограничиваются установлением связи параметров процесса и время-сечения органов газораспределения как фактора, определяющего их пропускную способность. Формулы выводят в предположении постоянных по времени и объему давлений в ресивере и во всей подводящей системе  $p_k$ , в выпускной системе  $p_p$  и в цилиндре во время продувки  $p_u$ . Для согласования теории с практикой обычно вводят поправочные коэффициенты, определяемые на основании опытных данных. До сих пор не найдены зависимости этих коэффициентов от основных параметров процесса и конструкции и далеко не для всех типов даже обычных двухтактных двигателей известны их ориентировочные значения. Если эти коэффициенты выбраны обоснованно и учтены при расчете, то все равно нет полной уверенности в том, что после построения двигателя не придется заниматься специальными экспериментами для его доводки, особенно в случае комбинированного двигателя.

## § 9. Расчет сечений органов газораспределения

Расчет сечений органов газораспределения двухтактного двигателя, являющегося звеном комбинированного двигателя, до настоящего времени производится по тем же формулам, что и расчет органов газораспределения обычных двухтактных двигателей. Поправки вводятся лишь в коэффициенты, определяющие соотношение перепадов давлений в органах газораспределения, а также в коэффициенты расхода, являющиеся, как известно, условными (поправочными) коэффициентами.

При расчете обычно предполагают, что процесс протекает следующим образом. В конце такта расширения открываются выпускные органы, и продукты сгорания устремляются с переменной по времени критической скоростью в выпускной трубопровод.

После падения давления в цилиндре до значения ниже критического по отношению к давлению в выпускной системе скорость газов падает более интенсивно. После открытия впускных органов продувочный воздух поступает в цилиндр.

Исходным при выводе расчетных уравнений обычно является выражение секундного расхода газа

$$G = \mu \psi f \sqrt{\frac{p}{v}}, \quad (1)$$

где  $\mu$  — коэффициент истечения выпускных или впускных органов;



$\psi$  — величина, зависящая в общем случае от отношения давлений  $\frac{p_p}{p}$  или  $\frac{p}{p_k}$ ;

$f$  — площадь проходного сечения органов газораспределения;

$p$  и  $v$  — соответственно давление и удельный объем в цилиндре или продувочном ресивере.

В надкритической области истечения величина  $\psi$  имеет максимальное значение и не зависит от отношений давлений

$$\psi_{\max} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81k}{k+1}},$$

где  $k$  — показатель адиабаты.

При  $k = 1,3$   $\psi_{\max} = 2,09$ .

В области подкритической, например при расчете процесса выпуска,

$$\psi = \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_p}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_p}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}.$$

При расчете процесса впуска давление  $p_p$  заменяется давлением  $p_u$  и давление  $p$  — давлением  $p_k$ .

Критическое давление

$$p_{kp} = \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}} p_p. \quad (2)$$

В формулы для расчета процесса продувки и принудительного выпуска введены более грубые допущения, чем в формулы, относящиеся к свободному выпуску. Основное допущение заключается в том, что давление и температура в цилиндре по времени принимаются постоянными. Это обстоятельство учитывается поправочными множителями. Последние в одних случаях показывают избыток располагаемых время-сечений по отношению к потребным; в других случаях эти множители выражаются измененными значениями коэффициентов истечения, которые включают поправку, учитывающую замену действительного процесса условным.

Были разработаны расчетные формулы, предусматривающие полное перемешивание воздуха с продуктами сгорания в цилиндре. Искомым может быть среднее давление за процесс в цилиндре или время-сечение. Заметим, что гипотеза о полном перемешивании газов справедлива для процесса среднего качества, каковым приближенно может считаться процесс при петлевой схеме газообмена.

Для расчета процесса продувки в ряде случаев применяются упрощенные методы, например способ расчета Рингвальда, нашедший последователей или сторонников в лице Цемана, Швейцера, Тареева и др. Данный расчет основан на том, что вся система от впускных до выпускных органов рассматривается как единое окно, время-сечение которого равно действительному время-сечению впускных окон. Перепад давлений в последних, по мнению Рингвальда, составляет во всех случаях 65% располагаемого перепада. Большее сопротивление движению потока в действительном двигателе по сравнению с сопротивлением только впускных органов учитывается расчетным коэффициентом, включаемым в коэффициент расхода.

Стремление упростить громоздкий расчет является естественным. Обычно для практических расчетов допускается пользование эмпирическими или другими формулами, составленными, например, на основании большого количества статистических данных.

Способ Швейцера также основывается на рассмотрении группы газораспределения (в отношении сопротивления проходу продувочного воздуха и выпускных газов) как впускных органов. В результате этого в расчетное уравнение входит суммарный коэффициент  $\mu_s$  — условный коэффициент расхода. Таким образом, влияние процесса принудительного выпуска, имеющего для определения сечений органов газораспределения (особенно для несимметричных схем) не меньшее значение, чем процесс течения через впускные органы, учитывается поправочным множителем, включенным в коэффициент  $\mu_s$ . Последний, так же как и обычный коэффициент расхода, зависит от формы окон, состояния их кромок, радиуса закругления кромок впускных окон и других факторов.

Исходные предпосылки к расчету предварения выпуска, принятые Швейцером, не отличаются от указанных выше.

Не затрагивая вопроса о способе установления условного коэффициента расхода, следует подчеркнуть необходимость проведения опытов для различных соотношений размеров впускных и выпускных органов при разных схемах газообмена.

Таким образом, недостатками рассмотренных и подобных способов расчета являются:

а) упрощенная схема расчета, при которой неполностью учитывается влияние процесса принудительного выпуска при расчете сечений органов газораспределения;

б) трудность установления значений опытных коэффициентов, которые нельзя отождествлять с коэффициентами расхода впускных органов.

Следует также отметить недостаток, присущий многим методам расчета и связанный с отождествлением предварения выпуска с полным периодом свободного выпуска.

Упомянутые выше способы расчета экономят время при определении размеров органов газораспределения, но точность результатов при этом понижается. Проблема создания рационального расчета состоит не в упрощении и без того несложных формул, а в отыскании метода, который отражал бы действительную картину протекания процесса газообмена и позволил бы экономить время и средства при доводке группы газораспределения двигателя новой конструкции. Особенно это относится к быстроходным двигателям с повышенной литровой мощностью.

При предварительной оценке размеров сечений органов газораспределения следует наряду с назначением размеров сечений на основании данных практики подбирать их, используя указанные формулы, особенно если проектируемая конструкция незначительно отличается от существующих.

Ниже приводятся предпосылки к расчету, предложенному нами и основанному на уравнениях установившегося движения.

На рис. 50, а изображена типичная диаграмма площадей открытия органов газораспределения двухтактных двигателей с петлевой щелевой схемой газообмена, а на рис. 50, б — с клапано-щелевой схемой газообмена. Предварение выпуска определяется началом открытия выпускных (точка А) и началом открытия впускных (точка С) органов. Процесс свободного выпуска заканчивается позже (точка G).

Условимся считать, как обычно при построении расчетных формул, что процесс продувки — принудительного выпуска (рис. 59, в) протекает при постоянных давлениях  $p_k$  в ресивере,  $p_c$  в цилиндре и  $p_p$  в выпускной системе. Примем, что начало процесса продувки — наполнения (конец процесса свободного выпуска) соответствует падению давления в цилиндре до величины  $p_c$  (точка G). Значение давления  $p_c$  близко к величине давления в цилиндре во время второй части процесса продувки, когда изменение давления во времени относительно невелико и процесс приближается

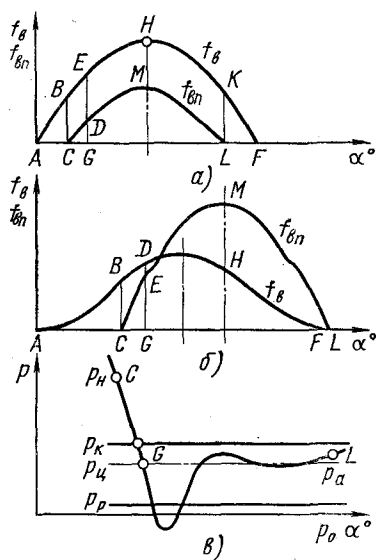


Рис. 50. Изменение площадей открытия органов газораспределения  $f_{\beta n}$  и  $f_\beta$  и давления  $p$  в цилиндре по углу поворота коленчатого вала  $\alpha$ :

ACB — время-сечение предварения выпуска; AGE или AGED — полное время-сечение свободного выпуска; GDML или GEML — время-сечение продувки-наполнения; GENKL или GDHF — время-сечение принудительного выпуска; LKF — время-сечение дополнительного выпуска

часто по характеру протекания к установившемуся движению. Одновременно укажем, что нередко давление  $p_u$  близко по своему значению к давлению начала сжатия  $p_a$  (для прямоточных схем, точка  $L$ ).

Распределение перепадов давления между впускными ( $p_k - p_u$ ) и выпускными ( $p_u - p_p$ ) органами близко к распределению перепадов давления в случае продувки двигателя в холодном состоянии при неподвижном кривошипно-шатунном механизме, когда измерение давления упрощается. Влияние абсолютных значений давлений на распределение перепадов, как показывают эксперименты, не является решающим.

В современных быстроходных комбинированных двухтактных двигателях с прямоточными клапанно-щелевыми схемами газообмена период, соответствующий фазе дополнительной зарядки, нередко отсутствует.

### Свободный выпуск

Схематизируя и упрощая явления, свободный выпуск можно представить как процесс истечения при изменяющихся давлении  $p$  в цилиндре и сечении выходных отверстий (выпускных окон или клапанов). В соответствии с ходом поршня изменяется также и объем цилиндра, из которого происходит истечение. Температура в цилиндре в исследуемой фазе процесса обычно колеблется в пределах  $500-1200^\circ\text{C}$ , что соответствует показателю адиабаты  $k = 1,32 \div 1,29$ .

За бесконечно малый элемент времени  $dt$  из цилиндра вытекает количество газа

$$dG = \mu f_e \psi \sqrt{\frac{p}{v}} dt. \quad (3)$$

Вытекшее количество продуктов сгорания также можно выразить как разность начальной массы  $G_0$  газа в цилиндре и оставшегося количества  $G$  после истечения за  $t$  сек (за начальный момент может быть принят любой момент времени, от которого и ведется в таком случае отсчет):

$$G_s = G_0 - G,$$

отсюда

$$dG_s = -dG = -d\left(\frac{V}{v}\right),$$

где  $V$  — объем цилиндра в данный момент.

Таким образом,

$$-d\left(\frac{V}{v}\right) = \mu f_e \psi \sqrt{\frac{p}{v}} dt. \quad (4)$$

После преобразований и использования термодинамических зависимостей получим следующее равенство [44]:

$$\frac{\mu f_s \psi}{V} \sqrt{\rho_0 v_0} \left( \frac{p}{\rho_0} \right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}} dt = - \frac{1}{m} \frac{1}{\frac{p}{\rho_0}} d \left( \frac{p}{\rho_0} \right) - \frac{dV}{V},$$

где  $\rho_0$  и  $v_0$  — параметры, определяющие состояние газа в цилиндре в начале процесса;

$m$  — показатель политропы расширения.

После решения относительно  $\frac{f_s dt}{V}$  и интегрирования выражение принимает вид

$$\int \frac{f_s dt}{V} = - \frac{1}{m \mu \sqrt{\rho_0 v_0}} \int \frac{\left( \frac{p}{\rho_0} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}}}{\psi} d \left( \frac{p}{\rho_0} \right) - \frac{1}{\mu \sqrt{\rho_0 v_0}} \int \frac{1}{\psi \left( \frac{p}{\rho_0} \right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}}} \cdot \frac{dV}{V}. \quad (5)$$

Интегрирование можно распространить на любой период времени, соответствующий протеканию свободного выпуска и характеризующийся конечным давлением  $p_x$  и объемом  $V_x$ .

Если рассматривается процесс в надкритической области истечения, первый интеграл правой части равенства после замены начальных параметров  $\rho_0$  и  $v_0$  соответственно на  $\rho_b$  и  $v_b$  и интегрирования принимает вид (при  $\psi = \psi_{\max} = \text{const}$ ):

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{V} \int_{t_b}^{t_x} f_s dt = - \frac{1}{\mu m \psi_{\max} \sqrt{\rho_b v_b}} \int_1^{\frac{p_x}{\rho_b}} \left( \frac{p}{\rho_b} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d \left( \frac{p}{\rho_b} \right) = \\ &= \frac{2}{\mu (m-1) \psi_{\max} \sqrt{\rho_b v_b}} \left[ \left( \frac{p_b}{\rho_x} \right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}} - 1 \right]. \quad (6) \end{aligned}$$

Для вывода практических расчетных формул, относящихся к размерам органов газораспределения двухтактных двигателей, интегрирование распространяется на период предварения выпуска, т. е. на процесс до открытия впускных окон, или на весь процесс выпуска до момента начала продувки (полный период свободного выпуска). За этот момент, как было указано выше, можно условно принять момент, соответствующий давлению в

цилиндре, равному некоторой величине  $p_u$ , которая считается постоянной во время продувки.

Как показали подсчеты, особой погрешности в результатах не будет, если в приведенных соотношениях считать объем цилиндра постоянным, равным среднему арифметическому крайних значений

$$V_{cp} = \frac{V_b + V_x}{2},$$

где  $V_b$  — объем цилиндра в начале открытия выпускных органов.

Применительно к предварению выпуска

$$V_{cp} = \frac{V_b + V_n}{2},$$

где  $V_n$  — объем цилиндра в начале открытия впускных окон.

Для всего периода свободного выпуска (выпуска до начала продувки)

$$V_{cp} = \frac{V_b + V_n}{2},$$

где  $V_n$  — объем цилиндра, соответствующий началу продувки.

Очистка цилиндра от продуктов сгорания происходит по двум законам истечения в соответствии с наличием надкритической и подкритической областей. Рассматривая период времени, включающий обе стадии выпуска, можно переписать равенство (5), разбив первый интеграл в правой части на два и подставив соответствующие пределы интегрирования, а вместо  $p_0$  и  $v_0$  — начальные параметры фаз процесса  $p_b$  и  $v_b$ ,  $p_{кр}$  и  $v_{кр}$ . Второй интеграл правой части исследуемого равенства не разбивается на два вследствие того, что подстановка  $\psi_{max}$  вместо  $\psi$  в подкритической области существенно не влияет на конечный результат:

$$\begin{aligned} \frac{1}{V} \int_{t_b}^{t_x} f_s dt &= - \frac{1}{\mu m \psi_{max} \sqrt{p_b v_b}} \int_1^{\frac{p_{кр}}{p_b}} \left( \frac{p}{p_b} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d \left( \frac{p}{p_b} \right) - \\ &- \frac{1}{\mu m \sqrt{p_{кр} v_{кр}}} \int_1^{\frac{p_x}{p_{кр}}} \frac{1}{\psi} \left( \frac{p}{p_{кр}} \right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d \left( \frac{p}{p_{кр}} \right) - \\ &- \frac{1}{\mu \psi_{max} \sqrt{p_b v_b}} \int_{v_b}^{v_x} \frac{1}{\left( \frac{p}{p_b} \right)^{\frac{m-1}{2m}}} \frac{dV}{V} = A' + A'' + A''' \quad (7) \end{aligned}$$

Для полного процесса выпуска до начала продувки необходимо заменить верхние пределы интегрирования  $t_x$ ,  $\frac{p_x}{p_{кр}}$  и  $V_x$  соответственно на  $t_n$ ,  $\frac{p_n}{p_{кр}}$  и  $V_n$ , где индекс  $n$  относится к началу продувки.

Для определения время-сечения первой фазы процесса, соответствующей надкритическому периоду, необходимо проинтегрировать в указанных пределах выражение, входящее в первое слагаемое формулы (7):

$$\begin{aligned} & \int_1^{\frac{p_{кр}}{p_b}} \left(\frac{p}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}} d\left(\frac{p}{p_b}\right) = \int_1^{\frac{p_{кр}}{p_b}} \frac{1}{\frac{1}{2m}-\frac{1}{2}} \left(\frac{p}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{1}{2}} = \\ & = -\frac{2m}{m-1} \left[ \left(\frac{p_{кр}}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{1}{2}} - 1 \right] = -\frac{2m}{m-1} \left[ \left(\frac{p_b}{p_p} \cdot \frac{p_p}{p_{кр}}\right)^{\frac{1}{2}-\frac{1}{2m}} - 1 \right]. \end{aligned}$$

В результате подстановки формулы (2) в полученное выражение будем иметь

$$\begin{aligned} & \int_1^{\frac{p_{кр}}{p_b}} \left(\frac{p}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}} d\left(\frac{p}{p_b}\right) = -\frac{2m}{m-1} \left[ \left(\frac{p_b}{p_p}\right)^{\frac{1}{2}-\frac{1}{2m}} \times \right. \\ & \quad \left. \times \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}\left(\frac{1}{2m}-\frac{1}{2}\right)} - 1 \right]. \end{aligned}$$

Таким образом, первое из слагаемых правой части равенства (7) можно написать так:

$$A' = \frac{2}{\mu(m-1)\psi_{\max}\sqrt{p_b v_b}} \left[ \left(\frac{p_b}{p_p}\right)^{\frac{1}{2}-\frac{1}{2m}} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}\left(\frac{1}{2m}-\frac{1}{2}\right)} - 1 \right].$$

При  $p_x = p_n > p_{кр}$  последнее выражение принимает вид формулы (6).

Второе слагаемое  $A''$  относится к подкритической фазе процесса выпуска; интегрирование проводится в пределах от 1 до  $\frac{p_x}{p_{кр}}$ . Это слагаемое можно преобразовать таким образом, чтобы подынтегральное выражение явилось функцией  $\left(\frac{p_p}{p}\right)$ , так как величина  $\psi$  является функцией этого отношения:

$$\frac{p}{p_{кр}} = \frac{p}{p_p} \cdot \frac{p_p}{p_{кр}}; \quad (8)$$

$$d\left(\frac{p}{\rho_{кр}}\right) = d\left(\frac{p}{\rho_p} \cdot \frac{\rho_p}{\rho_{кр}}\right) = d\left[\left(\frac{\rho_p}{p}\right)^{-1} \frac{\rho_p}{\rho_{кр}}\right] =$$

$$= -\left(\frac{\rho_p}{p}\right)^{-2} \frac{\rho_p}{\rho_{кр}} d\left(\frac{\rho_p}{p}\right). \quad (9)$$

Если возвести обе части равенства (8) в степень  $\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}$  и умножить на  $\frac{1}{\psi}$  и на уравнение (9), то получим подынтегральное выражение следующего вида:

$$\frac{1}{\psi} \left(\frac{p}{\rho_{кр}}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d\left(\frac{p}{\rho_{кр}}\right) = -\frac{1}{\psi} \left(\frac{\rho_p}{\rho_{кр}}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} \times$$

$$\times \left(\frac{\rho_p}{p}\right)^{-\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} d\left(\frac{\rho_p}{p}\right).$$

Следовательно, интеграл, входящий в слагаемое  $A''$ , можно представить так:

$$-\int_{\frac{\rho_p}{\rho_{кр}}}^{\frac{\rho_p}{p_x}} \frac{1}{\psi} \left(\frac{\rho_p}{\rho_{кр}}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} \left(\frac{\rho_p}{p}\right)^{-\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} d\left(\frac{\rho_p}{p}\right) =$$

$$= -\left(\frac{\rho_p}{\rho_{кр}}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} \int_{\frac{\rho_p}{\rho_{кр}}}^{\frac{\rho_p}{p_x}} \frac{1}{\psi} \left(\frac{\rho_p}{p}\right)^{-\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} d\left(\frac{\rho_p}{p}\right) = -\left(\frac{\rho_p}{\rho_{кр}}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} Z.$$

Интеграл  $Z$  не может быть взят в замкнутой форме. Обычно это делается графически или разложением в ряд. С достаточной степенью точности он может быть выражен формулой ( $m = k = 1,3$ ):

$$Z \approx 0,715 \frac{p}{p_x} - 0,387. \quad (10)$$

Второе слагаемое правой части равенства (7) можно переписать в следующем виде:

$$A'' = \frac{1}{\mu m \sqrt{\rho_{кр} v_{кр}}} \left(\frac{\rho_p}{\rho_{кр}}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{1}{2}} Z = \frac{1}{\mu m \sqrt{RT_{кр}}} \left(\frac{\rho_{кр}}{\rho_p}\right)^{\frac{1}{2} - \frac{1}{2m}} Z =$$

$$= \frac{1}{\mu m \sqrt{RT_{кр}}} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\left(\frac{k}{k-1} \frac{1}{2} - \frac{1}{2m}\right)} Z.$$



Ввиду того, что процесс истечения протекает по политропе, температуру  $T_{кр}$  можно связать с температурой начала выпуска  $T_b$  соотношением

$$T_{кр} = T_b \left( \frac{p_{кр}}{p_b} \right)^{\frac{m-1}{m}} = T_b \frac{\left[ p_b \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right]^{\frac{m-1}{m}}}{p_b^{\frac{m-1}{m}}} =$$

$$= T_b \left( \frac{p_p}{p_b} \right)^{\frac{m-1}{m}} \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1} \cdot \frac{m-1}{m}}.$$

Таким образом, после подстановки выражения для  $T_{кр}$  в уравнение для  $A''$  и замены газовой постоянной  $R$  на 29,3 получим следующую формулу:

$$A'' = \frac{0,185}{\mu m \sqrt{T_b}} \left( \frac{p_b}{p_p} \right)^{\frac{m-1}{2m}} Z. \quad (11)$$

Слагаемое  $A'''$  равенства (7) учитывает изменение объема цилиндра за процесс. Влияние изменения объема цилиндра не особенно значительно, и некоторые авторы трудов по расчету газообмена им пренебрегают. Мы считаем, что его следует учитывать, особенно для двигателей внутреннего сгорания комбинированных установок, характеризующихся относительно широкими фазами газораспределения и большим углом поворота вала, соответствующим периоду свободного выпуска. Однако нет особой необходимости в точном учете его влияния: ошибка в 10—20% и даже более при подсчете данного слагаемого влияет незначительно на общую сумму (время-сечение свободного выпуска). Ниже приводятся результаты приближенного подсчета этого слагаемого.

Входящий в рассматриваемое слагаемое интеграл может быть вычислен приближенно. Имея в виду, что при  $m = 1 \div 1,5$  и  $\frac{p_b}{p} = 1 \div 5$  величина  $\frac{1}{\frac{p}{p_b} \frac{m-1}{2m}} \approx 1 \div 1,3$ , без особой погрешно-

сти можно считать ее постоянной, равной 1,15. Сравнение результатов расчета по предлагаемому способу с результатами расчетов, основанных на более точном вычислении данного слагаемого, не дает заметных расхождений.

Таким образом, выражение для слагаемого  $A'''$  можно написать в следующем виде:

$$A''' = - \frac{1,15}{\mu \psi_{\max} \sqrt{p_b v_b}} \ln \frac{V_x}{V_b}. \quad (12)$$

Суммируя слагаемые  $A'$  и  $A'''$ , после использования характеристического уравнения и преобразований получаем формулу для время-сечения органов газораспределения при процессе в надкритической области:

$$A_0 = (A' + A''')V = \frac{2V}{\mu\psi_{\max}\sqrt{p_b v_b}} \left[ \frac{\left(\frac{p_b}{p_x}\right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1}{m-1} - 0,57 \ln \frac{V_x}{V_b} \right] =$$

$$= \frac{0,37V}{\mu\psi_{\max}\sqrt{T_b}} \left[ \frac{\left(\frac{p_b}{p_x}\right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1}{m-1} - 0,57 \ln \frac{V_x}{V_b} \right].$$

После суммирования  $A'$ ,  $A''$  и  $A'''$  и проведения преобразований получим формулу для определения время-сечения свободного выпуска при наличии надкритической и подкритической областей:

$$A_0 = \int_{t_b}^{t_x} f_a dt = \frac{0,37V}{\mu\sqrt{T_b}} \left\{ \left[ \left(\frac{p_b}{p_p}\right)^{\frac{m-1}{2m}} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1} \cdot \frac{1-m}{2m}} - 1 \right] \times \right.$$

$$\left. \times \frac{1}{(m-1)\psi_{\max}} + \frac{0,5}{m} \left(\frac{p_b}{p_p}\right)^{\frac{m-1}{2m}} Z - \frac{0,57}{\psi_{\max}} \ln \frac{V_x}{V_b} \right\}. \quad (13)$$

В быстроходных двигателях процесс предварения выпуска обычно заканчивается при давлении в цилиндре выше критического по отношению к давлению выпускной системы. Таким образом, для периода предварения выпуска при отсутствии подкритической области предыдущая формула может быть написана так:

$$A_0 = \int_{t_b}^{t_n} f_a dt = \frac{0,37V}{\mu\psi_{\max}\sqrt{T^2}} \left[ \frac{\left(\frac{p_b}{p_n}\right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1}{m-1} - 0,57 \ln \frac{V_n}{V_b} \right]. \quad (14)$$

При подстановке  $m = k = 1,3$ ,  $p_x = p_u$  и  $V_x = V_n$  последние формулы принимают следующий вид:

$$A_0 = \frac{V}{\mu\sqrt{T_b}} \left\{ \left[ 0,496 + 0,102 \frac{p_p}{p_u} \right] \left(\frac{p_b}{p_p}\right)^{0,115} - 0,59 - 0,1 \ln \frac{V_n}{V_b} \right\}; \quad (15)$$

$$A_0 = \frac{0,59V}{\mu\sqrt{T_b}} \left[ \left(\frac{p_b}{p_n}\right)^{0,115} - 1 - 0,17 \ln \frac{V_n}{V_b} \right]. \quad (16)$$

Формулы (15) и (16) можно представить в другом виде:

$$p_u = \frac{0,102p_p}{\left(\frac{\mu\sqrt{T_b}}{V} \int f_0 dt + 0,59 + 0,1 \ln \frac{V_n}{V_b}\right) \left(\frac{p_p}{p_b}\right)^{0,115} - 0,496}; \quad (17)$$

$$p_n = \frac{p_b}{\left(\frac{\mu\sqrt{T_b}}{0,59V} \int f_0 dt + 0,17 \ln \frac{V_n}{V_b} + 1\right)^{\frac{1}{0,115}}}. \quad (18)$$

Выведенные выше соотношения справедливы для любого положения поршня. В этом случае величина  $p_x$  (вместо  $p_n$  или  $p_u$ ) — давление в цилиндре при заданном положении поршня при движении его к н. м. т.; то же относится и к объему цилиндра  $V_x$  (или соответственно  $V_n$  или  $V_u$ ).

Следовательно, формулы (17) и (18) соответственно для подкритической и надкритической областей можно написать так:

$$p_x = \frac{0,102p_p}{\left(\frac{\mu\sqrt{T_b}}{V} \int f_0 dt + 0,59 + 0,1 \ln \frac{V_x}{V_b}\right) \left(\frac{p_p}{p_b}\right)^{0,115} - 0,496}; \quad (19)$$

$$p_x = \frac{p_b}{\left(\frac{\mu\sqrt{T_b}}{0,59V} \int f_0 dt + 0,17 \ln \frac{V_x}{V_b} + 1\right)^{\frac{1}{0,115}}}, \quad (20)$$

где

$$V = \frac{V_b + V_x}{2}.$$

Температуру подсчитывают по уравнению политропического расширения. Температура конца свободного выпуска

$$T_n = \left(\frac{p_u}{p_b}\right)^{\frac{m-1}{m}} T_b.$$

Б. С. Стечкин, В. В. Уваров и Н. М. Глаголев дают выражение для  $p_x$  в надкритической области в другом виде, полученном в результате приведения исходного уравнения к уравнению типа Бернулли:

$$p_x = p_b \left(\frac{V_b}{V_x}\right)^m \left[1 + \frac{m-1}{2} \mu \psi_{\max} \frac{\sqrt{T_b}}{V_b} \int \left(\frac{V_b}{V_x}\right)^{\frac{m+1}{2}} f_0 dt\right]^{\frac{2m}{1-m}}.$$

Массовое количество газов  $G_{\text{с0}}$ , вытекающих из цилиндра за период выпуска до начала продувки, наиболее просто определить как разность масс газа в цилиндре в начале и в конце периода свободного выпуска:

$$G_{\text{с0}} = \frac{p_b V_b}{RT_b} - \frac{p_u V_n}{RT_n}.$$

### Продувка — наполнение и принудительный выпуск

Как было отмечено выше, в двухтактных двигателях процесс продувки и наполнения цилиндра воздухом начинается несколько позже выравнивания давления в цилиндре и ресивере. Если считать, что процесс протекает при наличии постоянного по времени и объему давления в цилиндре  $p_u$ , ресивере  $p_k$  и выпускной системе  $p_p$ , нетрудно установить простые зависимости время-сечения открытия впускных и выпускных органов от основных параметров процесса.

Из уравнения расхода воздуха за время  $dt$  имеем

$$f_{\text{сн}} dt = \frac{dG}{\mu_1 \psi_{\text{сн}} \sqrt{\frac{p_k}{v_k}}},$$

где  $f_{\text{сн}}$  — площадь сечения впускных окон;  
 $\mu_1$  — коэффициент расхода, отнесенный к условиям процесса продувки и наполнения;

$$\psi_{\text{сн}} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_u}{p_k} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_u}{p_k} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}.$$

Зависимость величины  $\psi_{\text{сн}}$  от отношения  $\frac{p_u}{p_k}$  дана на рис. 51.

После интегрирования выражения для  $f_{\text{сн}} dt$  получим

$$\int f_{\text{сн}} dt = \frac{G}{\mu_1 \psi_{\text{сн}} \sqrt{\frac{p_k}{v_k}}}. \quad (21)$$

Массовое количество воздуха  $G$ , затрачиваемого на продувку и наполнение цилиндра, зависит от схемы газообмена, конструкции двигателя, размеров органов газораспределения и давления продувки:

$$G = V_h \varphi_0 \rho_0,$$

где  $\varphi_0$  — коэффициент избытка продувочного воздуха, отнесенный к условиям окружающей среды;  
 $\rho_0$  — плотность окружающего воздуха.

После подстановки в формулу (21) последнего выражения вместо  $G$  и замены  $v_k$  из характеристического уравнения получим следующую зависимость:

$$\int f_{en} dt = \frac{V_h \rho_0 \varphi_0}{\mu_1 \psi_{en} \sqrt{\frac{\rho_k}{v_k}}} = \frac{V_h \rho_k \varphi_0 \sqrt{RT_k}}{\mu_1 \psi_{en} \rho_k} \quad (22)$$

Если отнести плотность и коэффициент избытка продувочного воздуха к условиям на впуске, то получим

$$\int f_{en} dt = \frac{V_h \rho_0 \varphi_k \sqrt{RT_k}}{\mu_1 \psi_{en} \rho_k} = \frac{V_h \varphi_k}{\mu_1 \psi_{en} \sqrt{RT_k}}, \quad (23)$$

где  $\rho_k$  и  $\varphi_k$  — соответственно плотность и коэффициент избытка продувочного воздуха, отнесенные к состоянию в ресивере ( $\rho_k$ ,  $T_k$ ) или, точнее, в патрубке.

По формулам (22) или (23) можно определить значение  $\psi_{en}$  и, следовательно, давление  $p_u$ , если известны величины  $\varphi_0$ ,  $\varphi_k$ ,  $\rho_k$ ,  $T_k$ ,  $\mu_1$  и время-сечение  $\int f_{en} dt$ , которое в дальнейшем обозначено через  $A_1$ . Искомой величиной может быть и  $A_1$ . Для облегчения подсчета целесообразно пользоваться диаграммой на рис. 51 (верхняя кривая).

Соотношение, связывающее время-сечение выпускных органов двухтактных двигателей во время принудительного выпуска с основными параметрами процесса, выводится так же, как и для впускных органов, на основании уравнения расхода:

$$G_e = \mu_2 \psi_e \sqrt{\frac{\rho_u}{v_u}} \int f_e dt, \quad (24)$$

где

$$\psi_e = \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_p}{p_u} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_p}{p_u} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}.$$

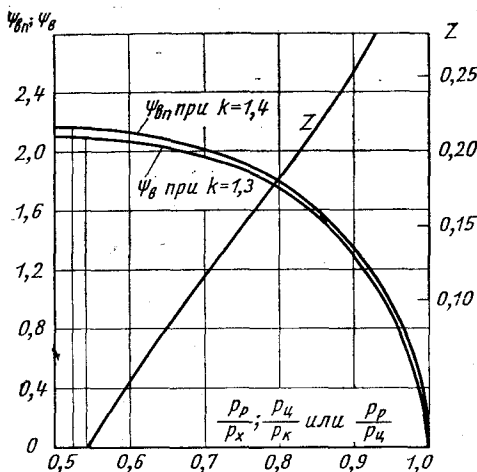


Рис. 51. Зависимость величин  $\psi_{en}$  и  $\psi_e$  от отношения  $\frac{p_u}{p_x}$  или соответственно от  $\frac{p_p}{p_u}$  и величины  $Z$  от отношения  $\frac{p_p}{p_x}$

Если обозначить количество остаточных газов через  $G_r$ , то количество воздуха и газов в цилиндре к концу продувки — наполнения

$$G_a = V_h \rho_k \varphi_k \eta_n + G_r,$$

где  $\eta_n$  — степень использования продувочного воздуха.

Такое же количество продуктов сгорания находится в цилиндре к моменту начала выпуска при условии пренебрежения количеством впрыснутого топлива.

К началу процесса продувки — наполнения масса газов в цилиндре

$$G_n = G_a - G_{s0},$$

где  $G_{s0}$  — масса газов, вытекших за период свободного выпуска;

$$G_{s0} = \frac{p_b V_b}{RT_b} - \frac{p_u V_n}{RT_n}.$$

Таким образом, количество газов, вытекающих за период принудительного выпуска:

$$G_s = G_n - G_r + (1 - \eta_n) V_h \varphi_k \rho_k = V_h \varphi_k \rho_k \eta_n + G_r - G_{s0} - G_r + (1 - \eta_n) V_h \varphi_k \rho_k = V_h \varphi_k \rho_k - G_{s0}.$$

После подстановки полученного выражения в уравнение (24) и решения его относительно  $\int f_s dt$  получим

$$A_2 = \int f_s dt = \frac{V_h \rho_k \varphi_k - G_{s0}}{\mu_2 \psi_s \sqrt{\frac{p_u}{v_u}}} = (V_h \varphi_k \rho_k - G_{s0}) \frac{\sqrt{RT_u}}{\mu_2 \psi_s p_u}, \quad (25)$$

где  $T_u$  — средняя за процесс (условная) температура в цилиндре.

Температура в начале продувки

$$T_n = T_b \left( \frac{p_u}{p_b} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

В уравнении (25) произведение  $\rho_k \varphi_k$  может быть заменено произведением  $\rho_0 \varphi_0$ .

Определение температуры  $T_u$ , связанное с гипотезами о характере протекания процесса продувки в цилиндре, весьма сложно. В первом приближении допустимо принять закон изменения температуры в цилиндре во время продувки — принудительного выпуска подчиняющимся уравнению

$$T = T_n e^{-\chi \alpha},$$

где  $\alpha$  — угол поворота коленчатого вала, отсчитываемый от начала процесса продувки.

Коэффициент  $\chi$  определяется по известной температуре конца процесса очистки — наполнения, обычно равной или близкой к температуре начала сжатия  $T_a$ .

Обозначая через  $\alpha_n$  угол поворота коленчатого вала, соответствующий протеканию процесса продувки, получаем

$$T_a = T_n e^{-\chi \alpha_n},$$

откуда

$$-\chi \alpha_n = \ln \frac{T_a}{T_n}.$$

Температура  $T_u$  определяется делением на  $\alpha_n$  площади под кривой  $T$ , соответствующей участку процесса продувка — наполнение:

$$T_u = \frac{\int_0^{\alpha_n} T_n e^{-\chi \alpha} d\alpha}{\alpha_n} = \frac{T_n (1 - e^{-\chi \alpha_n})}{\chi \alpha_n};$$

$$T_u = -T_n \frac{1 - e^{\ln \frac{T_a}{T_n}}}{\ln \frac{T_a}{T_n}} = \frac{T_n - T_a}{\ln \frac{T_n}{T_a}}. \quad (26)$$

Для двигателей с петлевой схемой газообмена в предположении полного перемешивания продувочного воздуха и продуктов сгорания температура  $T_u$  может быть определена по следующей формуле:

$$T_u = \frac{(1 + \varphi_0)(T_k + \Delta T) T_r}{T_k + \Delta T + \varphi_0 T_r},$$

где  $\Delta T$  — изменение температуры воздуха при подогреве его от стенок цилиндра; этой величиной можно пренебречь, считая, что подогрев от стенок примерно компенсирует понижение температуры продувочного воздуха вследствие расширения его при втекании в цилиндр;

$T_r$  — температура остаточных газов.

Температура  $T_r$ , зависящая от типа двигателя и режима его работы, изменяется примерно в пределах 600—900° К. При ориентировочных расчетах температуру остаточных газов можно считать равной температуре  $T_n$ .

Для петлевой схемы газообмена грубо ориентировочно

$$T_u \approx \frac{T_n + T_k}{2}.$$

По формуле (25) можно определить время-сечение  $\int f_s dt$ , обозначенное в дальнейшем через  $A_2$ .

Вследствие замены действительного процесса условным, протекающим при постоянных скоростях в органах газораспределения, постоянных давлениях по объему и времени в системе, необходимо введение поправочных (опытных) коэффициентов для согласования расчетных и практических данных. Эти коэффициенты наиболее удобно рассматривать как множители  $\zeta_n$  и  $\zeta_\theta$  к коэффициентам  $\mu_1$  и  $\mu_2$  расхода органов газораспределения. Связь их с расчетными коэффициентами  $\nu_n$  и  $\nu_\theta$ , следовательно, выразится так:

$$\nu_n = \zeta_n \mu_1; \quad \nu_\theta = \zeta_\theta \mu_2.$$

Если отнести поправку к выпускным органам, то

$$\zeta_n = 1 \text{ и } \nu_n = \mu_1.$$

В этом случае отклонение процесса от действительного учитывается одним коэффициентом  $\zeta_\theta$ . Расчетные формулы принимают вид:

$$A_1 = \frac{V_h \Phi_\kappa}{\mu_1 \psi_{\theta n} \sqrt{RT_\kappa}}; \quad (27)$$

$$\nu_\theta = \left[ V_h \Phi_\kappa \theta_\kappa - \frac{p_b V_b}{RT_b} + \frac{p_u V_n}{RT_n} \right] \frac{\sqrt{RT_u}}{\psi_\theta \rho_u A_2}. \quad (28)$$

Вследствие того, что значения коэффициентов  $\nu_\theta$  и  $\mu_2$  сравнительно мало отличаются друг от друга, в дальнейшем будем пользоваться коэффициентом  $\mu_2$ .

Возможно составление расчетного уравнения с включением время-сечения  $\int f_{\theta n} dt$ , отнесенного к приведенной площади проходных сечений  $f_{np}$ , которая может быть получена из следующего соотношения:

$$\frac{1}{f_{np}^2} = \frac{1}{\mu_n^2 f_{\theta n}^2} + \frac{1}{\mu_\theta^2 f_\theta^2}.$$

В данном случае расчетная формула принимает вид

$$\int f_{\theta n} dt = \frac{V_h \Phi_\kappa}{\mu_n \psi \sqrt{RT_\kappa}}, \quad (29)$$

где  $\psi$  — функция отношения давления  $\frac{p_p}{p_\kappa}$ .

Коэффициент  $\mu_n$  следует рассматривать не как коэффициент расхода, а как эмпирически определяемый поправочный коэффициент. Его значения, зависящие главным образом от отношения  $\frac{p_p}{p_\kappa}$ , колеблются в широких пределах. В настоящее время еще нет надежных данных для  $\mu_n$ . Нетрудно установить



связь между величинами  $\mu_n$  и  $\mu_1$ . Приравнивая правые части равенств (27) и (29), получаем

$$\mu_n \psi = \mu_1 \psi_{en},$$

откуда

$$\mu_n = \mu_1 \frac{\psi_{en}}{\psi}.$$

## § 10. Расчет сечений органов газораспределения с помощью приведенного время-сечения

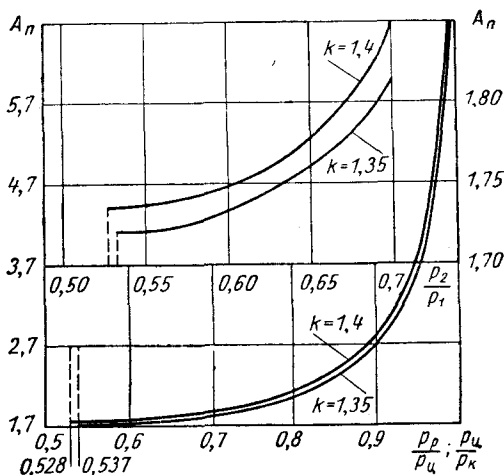


Рис. 52. Изменение приведенного время-сечения  $A_n$  в зависимости от отношения давлений

В качестве исходной зависимости для построения расчета используем уравнение приведенного расхода газа при истечении [29], которое может быть приведено к виду:

$$dA = A_n dA_a, \quad (30)$$

где  $dA$  — элементарное время-сечение отверстия, через которое происходит истечение;  $dA = f dt$ ;

$dA_a = \frac{dG}{\mu a p}$  — элементарное время-сечение при скорости истечения, равной скорости звука  $a$  при параметрах газа в пространстве, из которого происходит истечение;

$A_n$  — приведенное время-сечение отверстия, через которое происходит истечение;

$$A_n = \frac{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}{M};$$

$M$  — критерий Маха, определенный по условиям в потоке на выходе.

Приведенное время-сечение представляет собой отношение необходимого время-сечения к время-сечению при скорости истечения, равной скорости звука, определенной при параметрах газа в объеме, откуда происходит истечение. На рис. 52 изображены графики для определения приведенного время-сечения в зависимости от  $\frac{p_p}{p_u}$  или  $\frac{p_u}{p_k}$  при истечении выпускных газов ( $k = 1,35$ ) и продувочного воздуха ( $k = 1,4$ ).

Применим выражение (30) для определения необходимых время-сечений органов газораспределения в отдельные периоды газообмена.

### Свободный выпуск и предварение выпуска

Выражение (30) для периода свободного выпуска можно переписать в виде

$$dA_0 = A_{n0} dA_{0a}, \quad (31)$$

где  $dA_0$  — элементарное время-сечение выпускных органов;  
 $A_{n0}$  — приведенное время-сечение свободного выпуска;

$$A_{n0} = \frac{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}{M_0};$$

$k = 1,35$  — показатель адиабаты для выпускных газов;

$M_0$  — критерий Маха, определенный по параметрам на выпуске;

$dA_{0a}$  — элементарное время-сечение выпускных органов при скорости истечения, равной скорости звука при параметрах в цилиндре.

Выражение, аналогичное выражению для  $A_{n0}$ , можно написать и для приведенного время-сечения  $A'_{n0}$  предварения выпуска. Для надкритической фазы истечения периода предварения выпуска и свободного выпуска  $M_0 = 1$  и при постоянном показателе адиабаты  $k = 1,35$  при истечении выпускных газов получаем

$$A_{n0} = A'_{n0} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}. \quad (32)$$

Тогда необходимые время-сечения предварения выпуска  $A_0'$  и свободного выпуска  $A_0$  определяются по следующим формулам:

$$A_0' = \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} A_{0a}' \quad (33)$$

и

$$A_0 = \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} A_{0a}. \quad (34)$$

Для выпускных газов при  $k = 1,35$  величина  $\left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} = 1,72$ .

Из выражений (33) и (34) следует, что для определения величин  $A_0'$  и  $A_0$  необходимо знать  $A_{0a}'$  и  $A_{0a}$ .

Для определения  $A_{0a}$  используем выражение

$$dA_{0a} = \frac{dG}{\mu a \rho}, \quad (35)$$

где  $dG$  — количество газа, вытекающее из цилиндра за время  $dt$ ;

$$dG = -d \left( \frac{V}{v} \right);$$

$$v = v_b \left( \frac{p_b}{p} \right)^{\frac{1}{n}};$$

$$a = a_e \left( \frac{p}{p_b} \right)^{\frac{n-1}{2n}},$$

где  $V$  — текущий объем цилиндра;

$v$  и  $p$  — текущие удельный объем и давление газа.

После подстановки этих значений в выражение (35) имеем

$$dA_{0a} = - \frac{\left( \frac{p_b}{p} \right)^{\frac{1}{n}} d \left[ \frac{V}{\left( \frac{p_b}{p} \right)^{\frac{1}{n}}} \right]}{\mu a_e \left( \frac{p}{p_b} \right)^{\frac{n-1}{2n}}}. \quad (36)$$

Произведя дифференцирование и преобразование, получим

$$\frac{dA_{0a}}{V} = -\frac{1}{\mu a_s} \left[ \frac{1}{n} \left( \frac{p}{p_b} \right)^{\frac{1-3n}{2n}} d \left( \frac{p}{p_b} \right) + \left( \frac{p_b}{p} \right)^{\frac{n-1}{2n}} \frac{dV}{V} \right]. \quad (37)$$

Выражение (37) является исходным уравнением для определения время-сечения выпуска при истечении со скоростью звука, определяемой по параметрам газа в цилиндре. В зависимости от пределов интегрирования, из уравнения (37) можно получить выражение для определения время-сечения предварения выпуска  $A'_{0a}$  или свободного выпуска  $A_{0a}$ . Если это уравнение проинтегрировать в пределах от начала выпуска до момента достижения в цилиндре критического давления  $p_{кр}$ , то получим время сечение  $A_{0a_{кр}}$ , соответствующее надкритической фазе выпуска.

При интегрировании уравнения (37) воспользуемся упрощениями, которые были сделаны выше А. С. Орлиным (см. § 11) при определении время-сечения свободного выпуска.

Тогда из выражения (37) получим

$$\mu \frac{a_s}{V} A_{0a} = \frac{2}{n-1} \left[ \left( \frac{p_b}{p} \right)^{\frac{n-1}{2n}} - 1 \right] - 1,15 \ln \frac{V}{V_b}. \quad (38)$$

Соответственно для предварения выпуска, свободного и надкритического выпуска выражение (38) приобретает вид:

$$A'_{0a} = 2 \frac{V}{\mu a_s} \left[ \frac{\left( \frac{p_b}{p_n} \right)^{\frac{n-1}{2n}}}{n-1} - 0,57 \ln \frac{V_n}{V_b} \right]; \quad (39)$$

$$A_{0a} = 2 \frac{V}{\mu a_s} \left[ \frac{\left( \frac{p_b}{p_u} \right)^{\frac{n-1}{2n}} - 1}{n-1} - 0,57 \ln \frac{V_n}{V_b} \right]; \quad (40)$$

$$A_{0a_{кр}} = 2 \frac{V}{\mu a_s} \left[ \frac{\left( \frac{p_b}{p_{кр}} \right)^{\frac{n-1}{2n}} - 1}{n-1} - 0,57 \ln \frac{V_{кр}}{V_b} \right]. \quad (41)$$

После замены  $n = k = 1,35$ , подстановки

$$\left( \frac{p_b}{p_{кр}} \right)^{\frac{k-1}{2k}} = \left( \frac{p_b}{p_p} \cdot \frac{p_p}{p_{кр}} \right)^{\frac{k-1}{2k}} = 0,922 \left( \frac{p_b}{p_p} \right)^{0,13}$$

выражения (39) — (41) будут иметь следующий вид:

$$A'_{0a} \approx V_b \frac{1 + \frac{V_n}{V_b}}{\mu a_s} \left[ \frac{\left( \frac{p_b}{p_n} \right)^{0,13} - 1}{0,35} - 0,57 \ln \frac{V_n}{V_b} \right]; \quad (42)$$

$$A_{0a} \approx V_b \frac{1 + \frac{V_n}{V_b}}{\mu a_s} \left[ \frac{\left( \frac{p_b}{p_u} \right)^{0,13} - 1}{0,35} - 0,57 \ln \frac{V_n}{V_b} \right]; \quad (43)$$

$$A_{0a_{кр}} \approx V_b \frac{1 + \frac{V_{кр}}{V_b}}{\mu a_s} \left[ \frac{0,922 \left( \frac{p_b}{p_p} \right)^{0,13} - 1}{0,35} - 0,57 \ln \frac{V_{кр}}{V_b} \right]. \quad (44)$$

Если весь свободный выпуск происходит в надкритической фазе истечения, то после подстановки в формулу (34) выражения для  $A_{0a}$  получим зависимость для определения необходимого времени-сечения свободного выпуска:

$$A_0 = 1,72 V_b \frac{1 + \frac{V_n}{V_b}}{\mu a_s} \left[ \frac{\left( \frac{p_b}{p_u} \right)^{0,13} - 1}{0,35} - 0,57 \ln \frac{V_n}{V_b} \right]. \quad (45)$$

При подстановке в выражение (45) параметров в начале открытия впускных окон вместо параметров конца свободного выпуска получаем формулу для определения необходимого времени-сечения предварения выпуска  $A'_0$ .

При расчете  $A'_0$  и  $A_0$  удобно пользоваться номограммой (рис. 53, а и б), с помощью которой определяют отношение  $\frac{A'_0}{V_b}$  и  $\frac{A_0}{V_b}$ ; при этом

$$K_{vp} = 1,72 \left( 1 + \frac{V}{V_b} \right) \left[ \frac{\left( \frac{p_b}{p} \right)^{0,13} - 1}{0,35} - 0,57 \ln \frac{V}{V_b} \right];$$

при расчете предварения выпуска принимают  $p = p_n$  и  $V = V_n$ , а при расчете свободного выпуска  $p = p_u$  и  $V = V_n$ .

Если период предварения выпуска или свободного выпуска происходит частично в надкритической, а частично в подкритической фазах, то соответствующее время-сечение может быть представлено состоящим из время-сечений выпускных органов для каждой фазы истечения.

Тогда для периода свободного выпуска

$$A_0 = \int_1^{\frac{p_{\kappa p}}{p_b}} \frac{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}{M_0} dA_{0a_{\kappa p}} + \int_1^{\frac{p_{\kappa}}{p_{\kappa p}}} \frac{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}{M_0} \times dA_{0a} = A_{01} + A_{02}, \quad (46)$$

где  $A_{01}$  и  $A_{02}$  — время-сечение соответственно надкритического и подкритического выпуска.

Время-сечение надкритического выпуска

$$A_{01} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} A_{0a_{\kappa p}} = 1,72 A_{0a_{\kappa p}}. \quad (47)$$

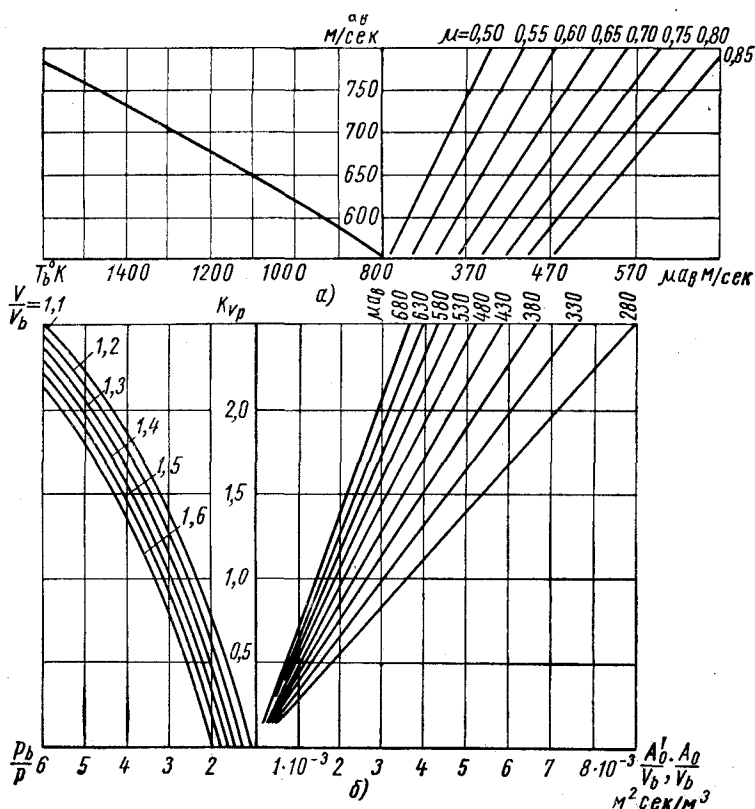


Рис. 53. Номограмма для определения необходимого время-сечения  $\frac{A_0'}{V_b}$  предварения выпуска или  $\frac{A_0}{V_b}$  свободного выпуска при истечении в надкритической фазе

Величину  $A_{0a_{кр}}$  определяют по формуле (44).

В связи с тем, что в подкритической фазе истечения  $M_0 = f\left(\frac{p_p}{p}\right)$ , выражение для определения время-сечения подкритического выпуска представим в виде

$$A_{02} = A_{n2_{ср}} \cdot A_{0a_2}. \quad (48)$$

Время-сечения  $A_{0a_2}$  определяется из выражений (42) и (43), в которые вместо параметров начала выпуска подставляют параметры  $p_{кр}$ ,  $a_{кр}$  и  $V_{кр}$ , соответствующие концу надкритической фазы истечения.

Среднее приведенное время-сечение  $A_{n2_{ср}}$  выпуска зависит от пределов изменения отношения давлений в цилиндре и на выпуске  $\frac{p_p}{p_{кр}}$ ,  $\frac{p_p}{p_n}$  или отношения  $\frac{p_p}{p_c}$  и определяется по графику на рис. 54.

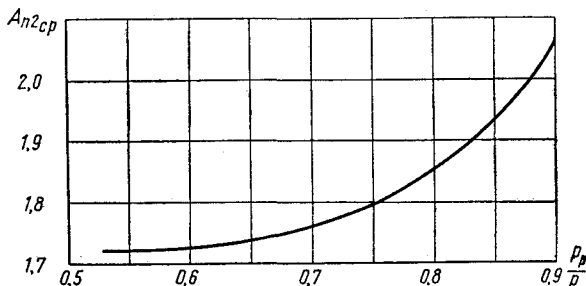


Рис. 54. Изменение среднего приведенного время-сечения  $A_{n2_{ср}}$  в зависимости от отношения  $\frac{p_p}{p}$

Таким образом, выражение (46) после подстановки в него значений  $A_{01}$  и  $A_{02}$  и замены

$$\frac{p_{кр}^{0,13}}{p_n} = 1,084 \frac{p_p^{0,13}}{p_n}; \quad \frac{p_{кр}^{0,13}}{p_c} = 1,084 \frac{p_p^{0,13}}{p_c}$$

имеет вид

$$A_0 = 1,72V_b \frac{1 + \frac{V_{кр}}{V_b}}{\mu a_a} \left[ \frac{0,922 \left(\frac{p_b}{p_p}\right)^{0,13} - 1}{0,35} - 0,57 \ln \frac{V_{кр}}{V_b} \right] + \\ + A_{n2_{ср}} V_{кр} \frac{1 + \frac{V_n}{V_{кр}}}{\mu a_{кр}} \left[ \frac{1,084 \left(\frac{p_p}{p_c}\right)^{0,13} - 1}{0,35} - 0,57 \ln \frac{V_n}{V_{кр}} \right]. \quad (49)$$

Если в формуле (49) параметры  $p_u$  и  $V_n$  конца свободного выпуска заменить параметрами  $p_n$  и  $V_n$  конца предварения выпуска, то получим выражение для определения время-сечения  $A'_0$  предварения выпуска.

В связи с тем, что интегрирование уравнения (37) не зависит от того, в какой фазе происходит истечение, определение время-сечений  $A'_0$  и  $A_0$  в случае, когда периоды предварения и свободного выпуска расположены в обеих фазах истечения, проще производить по следующим формулам:

$$A'_0 = A'_{n01} V_b \frac{1 + \frac{V_n}{V_b}}{\mu a_s} \left[ \frac{\left( \frac{p_b}{p_n} \right)^{0,13} - 1}{0,35} - 0,57 \ln \frac{V_n}{V_b} \right]; \quad (50)$$

$$A_0 = A_{n01} V_b \frac{1 + \frac{V_n}{V_b}}{\mu a_s} \left[ \frac{\left( \frac{p_b}{p_u} \right)^{0,13} - 1}{0,35} - 0,57 \ln \frac{V_n}{V_b} \right]. \quad (51)$$

В последних выражениях величины приведенных время-сечений предварения выпуска  $A'_{n01}$  и свободного выпуска  $A_{n01}$  выбирают по результатам расчетов органов газораспределения существующих конструкций двухтактных двигателей. Многочисленные расчеты показывают, что величина отношения  $\frac{A'_{n01}}{\mu}$

или  $\frac{A_{n01}}{\mu}$  практически совпадает с величинами  $A'_{n0}$  или  $A_{n0}$ ,

определенными соответственно для отношений давлений  $\frac{p_p}{p_n}$  или  $\frac{p_p}{p_u}$  по графику на рис. 52 или аналитически по формуле

$$A_{n0} = \frac{1}{\sqrt{\frac{2}{k+1} \left[ \left( \frac{p_p}{p_u} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_p}{p_u} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}}; \quad (52)$$

при определении  $A'_{n0}$  в выражение (52) вместо давления  $p_u$  следует подставлять давление  $p_n$ .

Таким образом, для практических расчетов можно рекомендовать формулы:

$$A'_0 = A'_{n0} V_b \frac{1 + \frac{V_n}{V_b}}{a_s} \left[ \frac{\left( \frac{p_b}{p_n} \right)^{0,13} - 1}{0,35} - 0,57 \ln \frac{V_n}{V_b} \right]; \quad (53)$$

$$A_0 = A_{n0} V_b \frac{1 + \frac{V_n}{V_b}}{a_s} \left[ \frac{\left( \frac{p_b}{p_u} \right)^{0,13} - 1}{0,35} - 0,57 \ln \frac{V_n}{V_b} \right]. \quad (54)$$



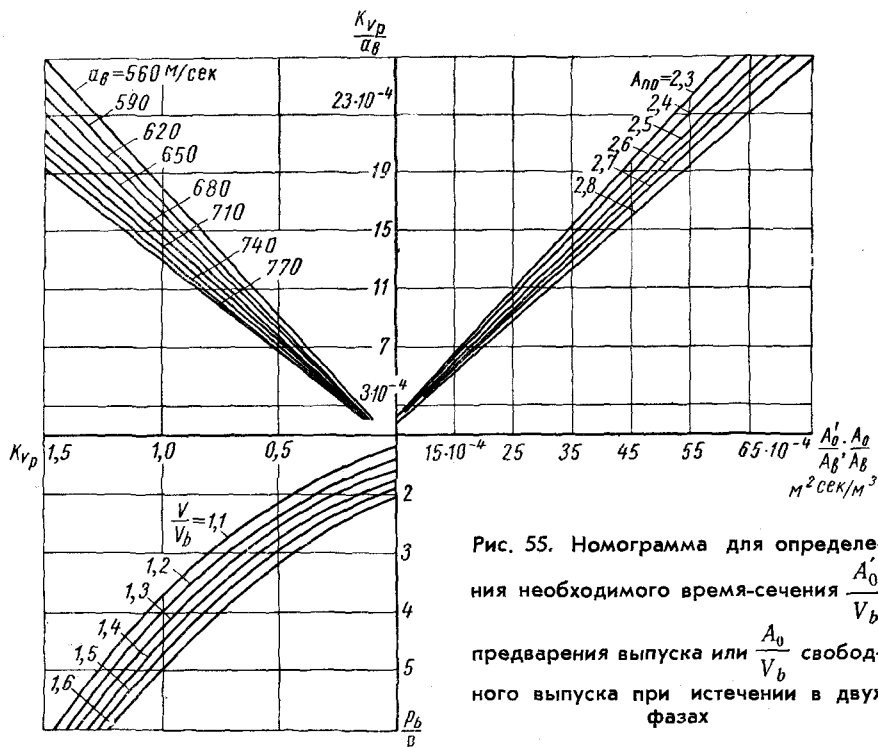


Рис. 55. Номограмма для определения необходимого время-сечения  $\frac{A'_0}{V_b}$  предварения выпуска или  $\frac{A_0}{V_b}$  свободного выпуска при истечении в двух фазах

На рис. 55 приведена номограмма для определения отношения  $\frac{A'_0}{V_b}$  или  $\frac{A_0}{V_b}$ .

На номограмме величина

$$K_{vp} = \left( 1 + \frac{V}{V_b} \right) \left[ \frac{\left( \frac{p_b}{p} \right)^{0,13} - 1}{0,35} - 0,57 \ln \frac{V}{V_b} \right],$$

где для периода предварения выпуска  $p = p_n$  и  $V = V_n$ , а для периода свободного выпуска  $p = p_u$  и  $V = V_n$ .

### Продувка — наполнение и принудительный выпуск

В данном расчете органов газораспределения в период продувки — наполнения и принудительного выпуска, как и в расчете, рассмотренном выше, давление  $p_k$  и температура  $T_k$  воздуха в ресивере, давление  $p_p$  и температура  $T_p$  на выпуске, давление  $p_u$  и температура  $T_u$  в цилиндре принимаются постоянными, поэтому критерии Маха  $M = M_1$  для истечения через выпускные

органы и  $M = M_2$  для истечения через выпускные органы также принимаются постоянными.

Тогда из уравнения (30) необходимое время-сечение  $A_1$  продувки — наполнения

$$A_1 = A_{n1} A_{1a}. \quad (55)$$

При  $M = M_1 = \text{const}$  приведенное время-сечение продувки — наполнения также постоянно и определяется по формуле

$$A_{n1} = \frac{\left(1 + \frac{k_1 - 1}{2} M_1^2\right)^{\frac{k_1 + 1}{2(k_1 - 1)}}}{M_1} = \frac{1}{\sqrt{\frac{2}{k_1 + 1} \left[ \left(\frac{p_u}{p_k}\right)^{\frac{2}{k_1}} - \left(\frac{p_u}{p_k}\right)^{\frac{k_1 + 1}{k_1}} \right]}} \quad (56)$$

или с помощью графика на рис. 52.

Потребное время-сечение при скорости истечения, равной  $a_k$ ,

$$A_{1a} = \frac{\varphi_0 V_h \rho_0}{\mu_1 a_k \rho_k} = \frac{\varphi_k V_h}{\mu_1 a_k}. \quad (57)$$

Учитывая выражение (57), равенство (55) можно написать в следующем виде:

$$A_1 = A_{n1} \frac{\varphi_0 V_h \rho_0}{\mu_1 a_k \rho_k} = A_{n1} \frac{\varphi_k V_h}{\mu_1 a_k}. \quad (58)$$

Расчеты по определению  $A_1$  удобно производить с помощью номограммы, показанной на рис. 56. Вначале по известным параметрам воздуха в ресивере двигателя определяют удельное время-сечение

$$\frac{A_{1a}}{V_h} = \frac{\varphi_0 \rho_0}{\mu_1 a_k \rho_k} = \frac{\varphi_k}{\mu_1 a_k}.$$

Далее по известному отношению  $\frac{p_u}{p_k}$  с помощью формулы (59) или с помощью графика на рис. 52 находят приведенное время-сечение  $A_{n1}$ . Затем по номограмме на рис. 56 определяют необходимое действительное удельное время-сечение  $\frac{A_1}{V_h}$  и, зная рабочий объем  $V_h$  цилиндра, находят полное необходимое время-сечение  $A_1$  продувки — наполнения.

Необходимое время-сечение принудительного выпуска  $A_2$  определяют по методике, аналогичной той, которая была изложена выше при определении время-сечения продувки — наполнения.

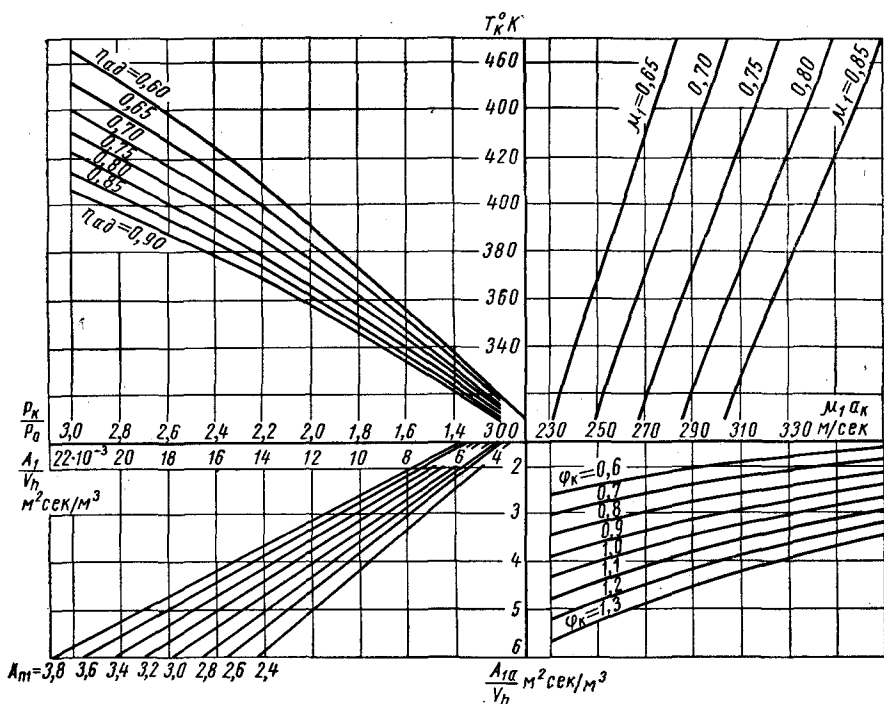


Рис. 56. Номограмма для определения необходимого время-сечения  $\frac{A_1}{V_h}$  продувки — наполнения

Необходимое время-сечение принудительного выпуска по формуле (30)

$$A_2 = A_{n2} \cdot A_{2a}. \quad (59)$$

Приведенное время сечение  $A_{n2}$  определяют по формуле (52) для определения  $A_{n0}$  или по графику на рис. 52.

Необходимое время-сечение может быть найдено по выражению

$$A_{2a} = \frac{G_2}{\mu_2 a_{ц} \rho_{ц}}, \quad (60)$$

где  $G_2$  — количество газов, вытекающих из цилиндра за период продувки — наполнения и принудительного выпуска;

$$G_2 = \varphi_2 V_h \rho_0. \quad (61)$$

Коэффициент, характеризующий количество газов, вытекающих из цилиндра во время принудительного выпуска,

$$\varphi_2 = \varphi_0 - \frac{\frac{\rho_b V_b}{RT_b} - \frac{\rho_u V_u}{RT_u}}{V_h \rho_0}. \quad (62)$$

Тогда время-сечение

$$A_{2a} = \frac{\varphi_2 V_h \rho_0}{\mu_2 a_u \rho_u}, \quad (63)$$

а время-сечение

$$A_2 = A_{n2} \frac{\varphi_2 V_h \rho_0}{\mu_2 a_u \rho_u}. \quad (64)$$

Для определения  $a_u$  и  $\rho_u$  необходимо знать  $p_u$  и  $T_u$ , которые могут быть определены по методике А. С. Орлина, рассмотренной в § 9. При определении температуры  $T_u$  можно воспользоваться тем обстоятельством, что по величине она близка к температуре  $T_a$  в начале сжатия. Поэтому при известных величинах  $\eta_{v0}$ ,  $\gamma$  и  $p_a$  температура  $T_u$  ориентировочно может быть определена по формуле

$$T_u \approx T_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_2 - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{\eta_{v0} (1 + \gamma)},$$

где  $\varepsilon_2$  — геометрическая степень сжатия;

$p_0$  и  $T_0$  — давление и температура окружающего воздуха.

При определении  $A_2$  удобно пользоваться номограммой, изображенной на рис. 57. Для этого с помощью одного из рассмотренных выше способов находят температуру  $T_u$  и давление  $p_u$ , подсчитывают  $\rho_u$ , скорость звука  $a_u$  и, выбрав величину  $\mu_2$  по статистическим данным, по номограмме определяют произведение  $\mu_2 a_u$ . Далее подсчитывают или выбирают по опытным данным величину  $\varphi_2$  и с помощью номограммы находят величину  $\frac{\varphi_2}{\mu_2 a_u}$  и при известных отношении  $\frac{\rho_0}{\rho_u}$  и приведенном время-сечении  $A_{n2}$  — удельное время-сечение  $\frac{A_{2a}}{V_h}$ , а затем и необходимое удельное время-сечение принудительного выпуска  $\frac{A_2}{V_h}$ .

Необходимые время-сечения  $A'_0$ ,  $A_0$ ,  $A_1$  и  $A_2$ , определенные по рассмотренной выше методике, не должны отличаться от располагаемых более чем на 5%. Если разница превосходит эту величину, то необходимо изменить располагаемое время-сечение путем изменения размеров и фаз газораспределения или параметры газообмена. В каждом случае вопрос решается в зависимости от возможности изменения конструкции органов газораспределения и параметров на впуске и выпуске двигателя.

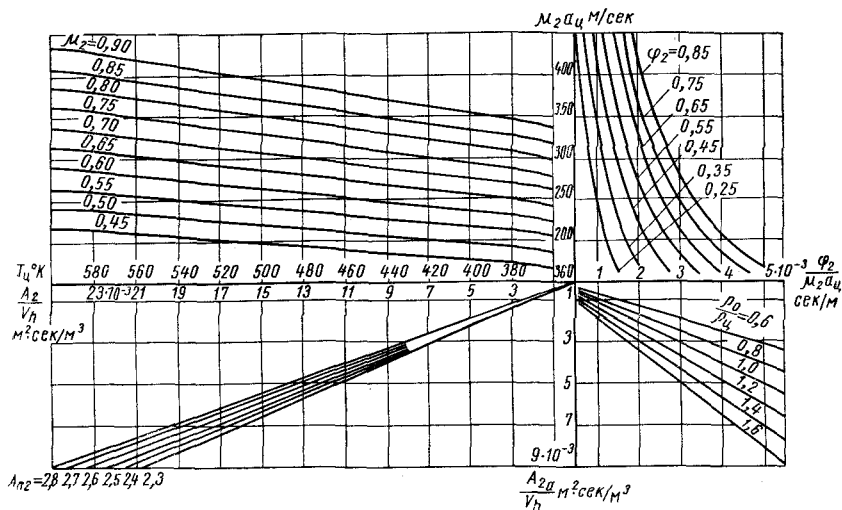


Рис. 57. Номограмма для определения необходимого время-сечения  $\frac{A_2}{V_h}$  при нудительного выпуска

Возможен и другой порядок расчета: по известным располагаемым время-сечениям с помощью формул (45), (49), (53), (54), (58) и (64) определяют приведенные время-сечения или коэффициенты  $\mu$ ,  $\mu_1$  и  $\mu_2$  для соответствующих фаз процесса, которые должны совпадать с величинами приведенных время-сечений, определяемых по графикам на рис. 52 и 54, или с величинами коэффициентов  $\mu$ ,  $\mu_1$  и  $\mu_2$ , рекомендованными ниже.

## § 11. Соотношения между время-сечениями органов газораспределения

Для установления зависимостей между полными время-сечениями органов газораспределения и время-сечениями, соответствующими отдельным фазам газообмена, воспользуемся понятием приведенного время-сечения, которое может служить обобщенной характеристикой время-сечений для отдельных фаз газообмена [29].

Для периода продувки — наполнения время-сечение  $A_1$  определяется с помощью уравнения (55). В уравнение (57) для определения  $A_{1a}$  вместо  $\varphi_k$  подставим его значение из выражения (280). Тогда после преобразования получим

$$A_{1a} = M_k A_{en}, \quad (65)$$

где  $M_k$  — критерий Маха;  $M_k = \frac{w_k}{a_k}$ ;

$\omega_{\kappa}$  — средняя скорость воздуха во впускных органах;

$$\omega_{\kappa} = \frac{G_{\theta}}{\mu_1 A_{\text{вп}} \rho_{\kappa}};$$

$a_{\kappa}$  — скорость распространения звука при  $p_{\kappa}$  и  $T_{\kappa}$ ;

$$a_{\kappa} = \sqrt{9,81 k R T_{\kappa}};$$

$A_{\text{вп}}$  — время-сечение впускных органов.

Подставим выражение (65) в уравнение (55) и преобразуем его, тогда

$$A_1 = \psi_{A_1} A_{\text{вп}}, \quad (66)$$

где  $\psi_{A_1}$  — относительная величина время-сечения продувки — наполнения;

$$\psi_{A_1} = \frac{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_1^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}{M_1} M_{\kappa}; \quad (67)$$

$M_1$  — критерий Маха;

$$M_1 = \sqrt{\frac{2}{k_1 - 1} \left[ \left( \frac{p_u}{p_{\kappa}} \right)^{\frac{1-k_1}{k_1}} - 1 \right]}.$$

Выражение (59) для определения время-сечения принудительного выпуска после преобразований с использованием выражений (60), (61) и (62) приводится к виду

$$A_2 = \psi_{A_2} A_{\theta}, \quad (68)$$

где  $\psi_{A_2}$  — относительная величина время-сечения принудительного выпуска;

$$\psi_{A_2} = \frac{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_2^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}{M_2} M_u; \quad (69)$$

$M_2$  — критерий Маха;

$$M_2 = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[ \left( \frac{p_p}{p_u} \right)^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right]};$$

$M_u$  — критерий Маха, определенный по средней скорости  $\omega_u$ ;

$$M_u = \frac{\omega_u}{a_u};$$

$w_u$  — средняя скорость истечения за период принудительного выпуска;

$$w_u = \frac{G_2}{\mu_2 A_g \rho_u};$$

$\rho_u$  — плотность газа в цилиндре при  $p_u$  и  $T_u$ .

Количество газов, вытекающих из цилиндра за период принудительного выпуска,

$$G_2 = \varphi_k V_n \rho_k - \frac{p_b V_b}{RT_b} + \frac{p_u V_n}{RT_n}. \quad (70)$$

Относительное время-сечение свободного выпуска

$$\psi_{A_0} = 1 - \psi_{A_2}. \quad (71)$$

Полученные выше соотношения могут быть использованы для ориентировочного расчета органов газораспределения двухтактных двигателей.

Для облегчения расчетов на рис. 58 приведена номограмма, по которой, задаваясь перепадами давлений  $\frac{p_u}{p_k}$  и  $\frac{p_p}{p_u}$  можно определить  $\psi_{A_1}$  и  $\psi_{A_2}$  при разных величинах  $M_k$  и  $M_u$ . Нижний частью номограммы можно пользоваться и при определении  $\psi_{A_0}$ , если истечение в период свободного выпуска происходит в подкритической области. При этом по оси абсцисс влево откладывают значения  $\frac{p_p}{p_u}$ ; линии  $M_u$  представляют собой значения  $M_n$ , а по оси абсцисс вправо тогда отсчитывают значения  $\psi_{A_0}$ .

На рис. 59 приведена зависимость  $\psi_{A_1}$  от числа  $M_1$  для двухтактного двигателя с петлевой схемой газообмена при работе с гильзами, имеющими различную величину доли потеряннного хода и различные условия в выпускной системе. Величины  $\psi_{A_1}$  определялись по экспериментальным данным.

Подсчет значений  $\psi_{A_1}$  с помощью номограмм (см. рис. 58) показал, что точность расчетов находится в пределах 5% и зависит в основном от правильного определения коэффициента истечения выпускных окон в период продувки — наполнения  $\mu_1$ . Как видно из графика (рис. 59), разброс величин  $\mu_1$  сравнительно невелик, несмотря на то, что они определены по результатам испытаний двигателя с различными гильзами, выпускными трубопроводами и при разных условиях на выпуске.

Коэффициент  $\mu_1$  сравнительно просто может быть определен с помощью номограммы (рис. 58), если имеются графики изменения давлений в период продувки — наполнения и принудительного выпуска, расход воздуха и параметры его состояния в ресивере, диаграммы изменения угол-сечения выпускных окон по

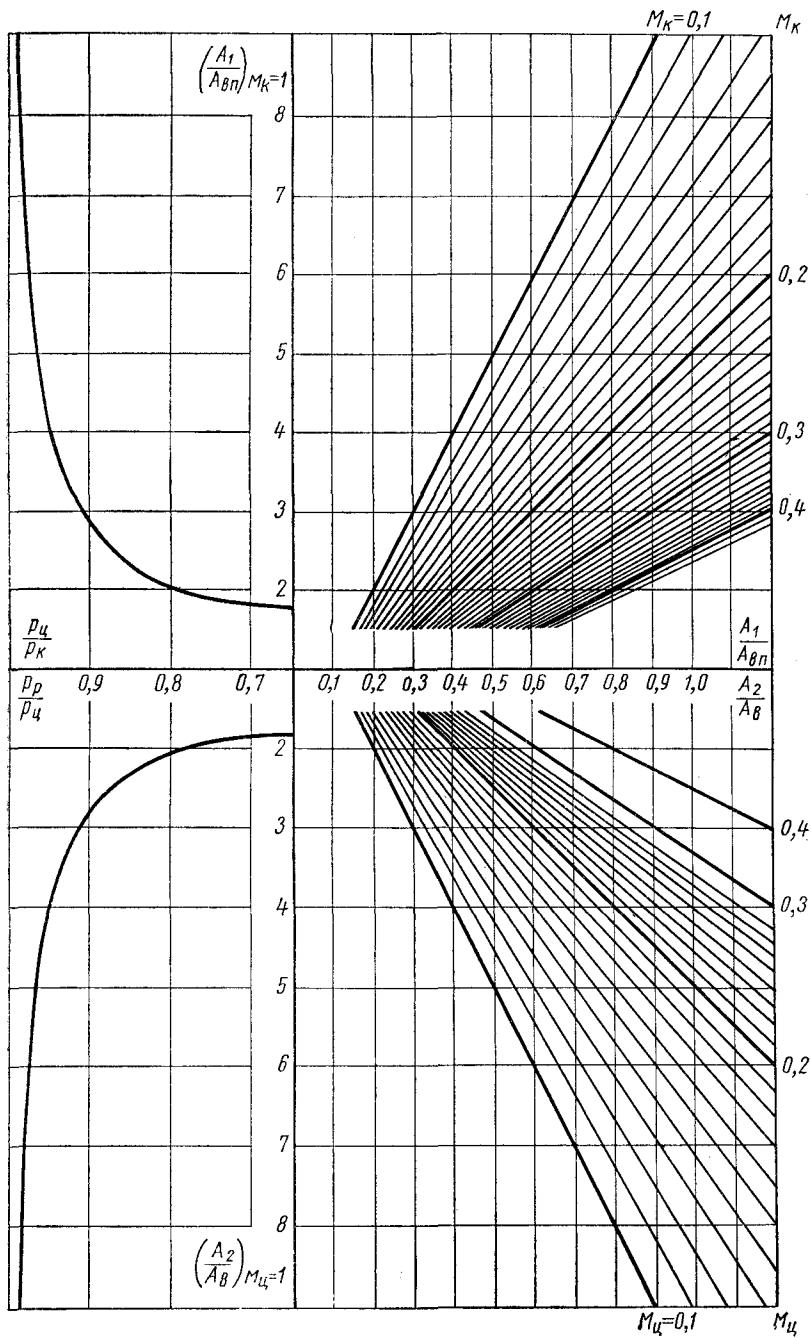


Рис. 58. Номограмма для определения величин  $\psi_{A_1}$  и  $\psi_{A_2}$



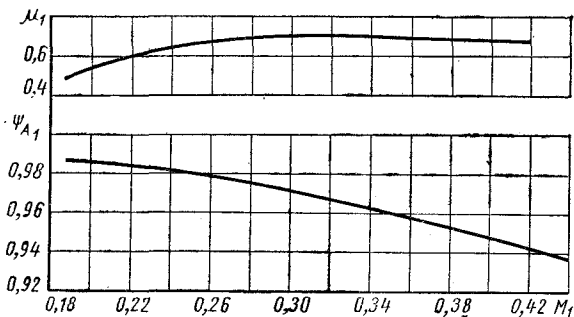


Рис. 59. Изменение величин  $\psi_{A1}$  и  $\mu_1$  в зависимости от критерия Маха  $M_1$  для двигателя 4Д  $\frac{13}{14}$  при работе с выпускными трубопроводами различного диаметра и с переменной величиной  $\psi_\theta$  на различных числах оборотов

углу поворота коленчатого вала и отношения  $\frac{p_u}{p_k}$ . Для этого используется выражение

$$\mu_1 = \frac{G_\theta}{a_k M_k A_1 \rho_k}$$

Диаграмма изменения коэффициента  $\mu_1$  истечения выпускных окон, построенная по результатам расчета по этой методике, показана на рис. 59. Коэффициент  $\mu_1$  в среднем равен 0,7, понижаясь до 0,45 при уменьшении числа  $M_1$  до 0,18, что совпадает с рекомендациями, приводимыми в различных литературных источниках.

Зависимость  $\psi_{A2}$  и  $\mu_2$  от числа  $M_2$  показана на рис. 60. Как показали опыты, величина  $\mu_2$  зависит от проходного сечения выпускного трубопровода и уменьшается при уменьшении последнего.

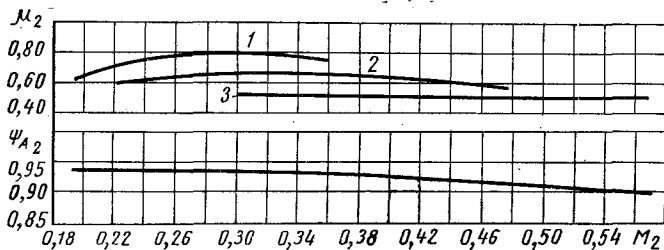


Рис. 60. Изменение величин  $\psi_{A2}$  и  $\mu_2$  в зависимости от критерия Маха  $M_2$  для двигателя 4Д  $\frac{13}{14}$  при работе с выпускными трубопроводами разного диаметра  $d_p$  и с переменной величиной  $\psi_\theta$  на различных числах оборотов:  
 1 —  $d_p = 80$  мм; 2 —  $d_p = 67$  мм; 3 —  $d_p = 50$  мм

После определения относительных величин время-сечений для отдельных фаз газообмена при нахождении их абсолютных значений необходимо оценить величины  $A_{ен}$  и  $A_e$ . В первом приближении можно предложить расчет  $A_{ен}$  и  $A_e$  по средним за период газообмена скоростям движения газоздушных масс через соответствующие органы газораспределения. Средние скорости истечения через соответствующие органы оцениваются по экспериментальным данным или по рекомендациям, приведенным выше.

На практике при проектировании органов газораспределения их размеры выбирают на основании статистических данных. Поэтому полные время-сечения  $A_{ен}$  и  $A_e$  известны. Тогда с помощью параметров  $\psi_{A_1}$  и  $\psi_{A_2}$  можно определить время-сечения  $A_1$  и  $A_2$ . Отложив время-сечения  $A_1$  и  $A_2$  соответственно на графиках изменения  $f_{ен} = f(t)$  и  $f_e = f(t)$ , определяют время-сечения  $A'_0$  и  $A_0$ .

*Пример 1.* Определим время-сечения  $A_1$ ,  $A_2$  и  $A_0$  для двигателя 10ДН  $\frac{20,7}{20 \times 25,4}$  (10Д100). Все параметры, необходимые для данного примера, заимствованы из полного расчета органов газораспределения, который приведен ниже.

Скорость звука

$$a_k = \sqrt{9,81 k_1 R T_k} = \sqrt{1,4 \cdot 9,81 \cdot 29,3 \cdot 338} = 370 \text{ м/сек.}$$

Средняя скорость течения воздуха через впускные органы

$$\omega_k = \frac{\varphi_k V_h}{\mu_1 A_{ен}} = \frac{1,14 \cdot 17,1 \cdot 10^{-3}}{0,7 \cdot 23,5 \cdot 10^{-5}} = 118 \text{ м/сек.}$$

Тогда

$$M_k = \frac{\omega_k}{a_k} = \frac{118}{370} = 0,32.$$

Отношение давлений  $\frac{p_u}{p_k} = 0,866$ . По номограмме на рис. 58 при  $M_k = 0,32$

и  $\frac{p_u}{p_k} = 0,866$  находим  $\psi_{A_1} = 0,85$ .

Время-сечение продувки — наполнения определяем по формуле (66):

$$A_1 = 0,85 \cdot 23,5 \cdot 10^{-5} = 20 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{сек.}$$

Полученное значение  $A_1$  практически совпадает с величиной  $A_1 = 19,9 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{сек.}$  определенной с помощью расчета по методике А. С. Орлина.

Для определения  $A_2$  подсчитаем  $G_2$  за цикл по формуле (70):

$$G_2 = 1,14 \cdot 17,1 \cdot 10^{-3} \cdot 2,33 - \frac{6,3 \cdot 10^4 \cdot 14,07 \cdot 10^{-3}}{29,3 \cdot 950} + \\ + \frac{1,99 \cdot 10^4 \cdot 17 \cdot 10^{-3}}{29,3 \cdot 685} = 30,7 \cdot 10^{-3} \text{ кг;}$$

$$\omega_{\text{ц}} = \frac{G_2}{\mu_2 A_0 \rho_{\text{ц}}} = \frac{30,7 \cdot 10^{-3}}{0,7 \cdot 26,5 \cdot 10^{-5} \cdot 1,33} = 125 \text{ м/сек};$$

$$a_{\text{ц}} = \sqrt{9,81 kRT_{\text{ц}}} = \sqrt{1,35 \cdot 9,81 \cdot 29,3 \cdot 506} = 445 \text{ м/сек};$$

$$M_{\text{ц}} = \frac{\omega_{\text{ц}}}{a_{\text{ц}}} = \frac{125}{445} = 0,281.$$

По номограмме на рис. 58 при  $M_{\text{ц}} = 0,281$  и  $\frac{p_p}{p_{\text{ц}}} = 0,875$  находим  $\psi_{A_2} = 0,745$ .

Тогда необходимое время-сечение принудительного выпуска

$$A_2 = \psi_{A_2} A_0 = 0,745 \cdot 26,6 \cdot 10^{-5} = 19,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{сек}.$$

Необходимое время-сечение, определенное с помощью расчета по методике А. С. Орлина,  $A_2 = 20,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{сек}$ , т. е. результаты практически совпадают.

Время-сечение свободного выпуска  $A_0 = A_e - A_2 = 6,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{сек}$ .

Необходимое время-сечение  $A_2$  составляет около 95% располагаемого, т. е. разница составляет примерно 5%, что допустимо.

## § 12. Параметры процесса газообмена и расчетные коэффициенты

Форму и размеры сечений органов газораспределения предварительно выбирают на основании достижений практики с учетом статистических данных, относящихся к построенным и находящимся в эксплуатации комбинированным двухтактным двигателям. Расчет, как правило, является поверочным. Расчетные формулы, как уже было установлено выше, включают опытные коэффициенты.

Прежде чем применять расчетные соотношения, необходимо выбрать ряд параметров, относящихся к процессу газообмена, и указанные выше коэффициенты. Рациональные значения параметров зависят от большого числа факторов и могут быть выбраны весьма ориентировочно.

При предварительном выборе фаз газораспределения, числа, формы и расположения окон и клапанов (выпускных) необходимо учитывать назначение двигателя, требуемый моторесурс, напряженность конструкции, быстроходность и схему газообмена.

Далее выбирают давление и температуру на впуске и противодавление на выпуске. Давление на впуске близко к давлению наддува за вычетом сопротивлений на пути от продувочного ресивера к впускным органам (давление на впуске, равное давлению наддува, будем обозначать  $p_{\text{к}}$ ).

Давление  $p_{\text{к}}$  зависит от многочисленных факторов, к основным из которых следует отнести назначение двигателя, требуемую удельную мощность, быстроходность, систему подачи воз-

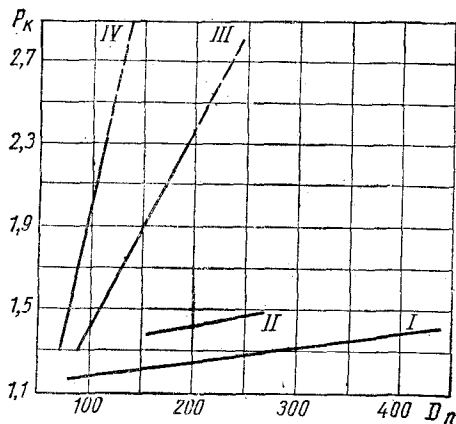


Рис. 61. Зависимость давления  $p_k$  от величины  $Dn$

духа и т. п. Выбор величины  $p_k$  и ее изменение в соответствии со скоростным и нагрузочным режимами, влияющими на газообмен, в значительной степени зависят от конструкции компрессора и его характеристики. С увеличением давления продувки — наддува  $p_k$  повышается давление начала сжатия  $p_a$  и среднее индикаторное давление  $p_i$ . Одновременно уменьшается потребная высота впускных окон, и следовательно, потерянная часть хода поршня. При прямоточной схеме газообмена,

связанной обычно с несимметричной диаграммой газораспределения, давление  $p_a$  возрастает больше. В случае повышения давления  $p_k$  при прочих равных условиях появляется необходимость повышения коэффициента избытка продувочного воздуха  $\varphi_k$  для сохранения качества процесса газообмена. В результате увеличения значений  $p_k$  и  $\varphi_k$  растет мощность, затрачиваемая на привод компрессора.

Известно, что давление наддува является основным фактором, определяющим степень форсирования двигателя: в выражение критерия форсирования  $p_e c_m$  входит  $c_m$  — фактор, который не может быть значительно изменен для двигателей данного класса. Таким образом, давление  $p_e$ , зависящее непосредственно от  $p_k$ , и является по существу основным фактором форсирования. До настоящего времени еще нет обоснованных обобщенных рекомендаций для выбора величины  $p_k$ .

Принято нередко приближенно считать, что для каждого класса двигателей величина  $Dn$  является постоянной. Неоднократно высказывалось соображение о целесообразности установления зависимости вида  $Dn^q$  для двигателей различного назначения. Конструкторами Коломенского тепловозостроительного завода им. В. В. Куйбышева рекомендована зависимость  $Dn^{1,4} = \text{const}$ . Учитывая наличие довольно большого опыта использования выражения  $p_k = f(Dn)$ , обратимся все-таки к этой зависимости как к одному из возможных путей выбора величины  $p_k$ .

На рис. 61 приведены графики изменения давления  $p_k$  (область между прямыми) в зависимости от величины  $Dn$ , полученные на основании практических данных: область между прямыми I и II относится к двигателям без наддува, а область между прямыми III и IV — к двигателям с наддувом.

До настоящего времени нет аналитических зависимостей для определения давления  $p_k$ , так как процессы течения воздуха и газов не подчиняются законам установившегося движения.

Двухтактный двигатель, как известно, весьма неэкономичен в отношении расхода воздуха. Высокая тепловая напряженность поршня, особенно в комбинированном двигателе, а также качество процесса очистки — наполнения являются серьезными препятствиями к снижению расхода воздуха. Некоторые двухтактные быстроходные двигатели с прямоточной схемой газообмена характеризуются относительно низким коэффициентом избытка продувочного воздуха. Организованный характер процессов очистки и наполнения и разделение этих двух процессов позволяет доводить значения  $\varphi_0$  до 1,2—1,25 при давлении  $p_k$ , равном соответственно 1,5—2,0  $\text{кг/см}^2$ .

На ближайшее время, имея в виду строящиеся конструкции, можно рекомендовать ориентировочно следующие значения  $p_k$  для комбинированных двухтактных двигателей (в  $\text{кг/см}^2$ ):

Малооборотные судовые большой мощности . . . . .	1,5—2,0
Тепловозные и судовые средней быстроходности . . . . .	1,3—2,0
Быстроходные наземного и водного транспорта . . . . .	1,5—3,0
Высокооборотные транспортные и специального назначения . . . . .	2,5—4,0
Автотракторные . . . . .	1,3—2,0

В комбинированных двигателях как с газовой связью поршневой части и газовой турбины, так и с передачей энергии выпускных газов с помощью турбины на коленчатый вал величина отношения  $\frac{p_k}{p_p}$  зависит от системы газообмена и наддува и изменяется в существующих конструкциях в пределах 1,15—1,3. Меньшее значение относится к двигателям с противоположно движущимися поршнями.

При импульсной системе наддува значение  $p_p$  несколько меньше, чем при наддуве с постоянным давлением перед турбиной.

На основании требований, предъявляемых к комбинированным двигателям, отношение давления  $\frac{p_k}{p_0}$  должно быть не менее 1,5—2,5, а для быстроходных транспортных двигателей 3,0—4,0  $\text{кг/см}^2$  и более. Предел повышения давления продувки — наддува двухтактного двигателя связан в первую очередь с более значительной, чем в четырехтактном двигателе, нагрузкой на подшипники и с тепловой напряженностью поршневой группы, а также цилиндров, их головок и выпускных клапанов. Применение высоких давлений  $p_k$  может вызвать пригорание и закоксовывание поршневых колец, пригорание днища поршня и другие дефекты поршневой группы.

Для создания высокоэффективного комбинированного двухтактного двигателя необходимо предусматривать повышение давления наддува и противодействия при рациональном использовании энергии выпускных газов. Проблема построения подобного двигателя является весьма сложной. Кроме отработки процесса очистки и наполнения, необходимо отрабатывать главным образом конструкцию поршневой группы, шатунов, вала, подшипников, топливоподающей системы и других основных узлов. Сказанное в значительной степени относится и к двигателям повышенной удельной мощности, для которых большое значение имеют габаритные размеры, а также жесткость конструкции.

Давление  $p_b$  в момент начала открытия выпускных органов может быть определено из теплового расчета или по результатам экспериментальных исследований.

Ниже приведены ориентировочные соотношения для оценки давления  $p_b$ :

Малооборотные двигатели . . . . .	(2,5—4,0) $p_k$
Быстроходные двигатели . . . . .	(3,0—5,0) $p_k$
Быстроходные двигатели с выпуском через клапаны	(4,0—5,5) $p_k$
Высокооборотные двигатели » » »	(4,5—6,0) $p_k$

Наличие газовой турбины на выпуске комбинированного двигателя обуславливает раннее открытие выпускных органов, связанное с повышенными значениями  $p_b$ .

Как показывают эксперименты, давление  $p_b$  при постоянной подаче топлива увеличивается приблизительно пропорционально  $p_k$  и несколько повышается при увеличении числа оборотов вала.

На рис. 62 приведены кривые изменения  $\frac{p_b}{p_0}$  в зависимости от  $\frac{p_k}{p_0}$  при разных числах оборотов вала для двигателя с клапанно-щелевой схемой газообмена при работе с насос-форсунками разной производительности. Более высокие значения  $p_b$  соответствуют повышенным значениям давления сгорания  $p_z$  и степени предварительного расширения  $\rho$ , а также пониженным значениям степени последующего расширения  $\delta$  и показателя политропы расширения  $n_2$ .

Температура  $T_b$  в начале выпуска находится в пределах 1200—1600° К. Величина  $T_b$  может быть определена из теплового расчета или на основании экспериментальных исследований поршневых двигателей, близких по конструкции к параметрам поршневой части комбинированного двигателя.

Учитывая большие трудности в оценке коэффициентов теплового расчета, для приближенной оценки температуры  $T_b$  мож-

но использовать формулу

$$T_b \approx \frac{p_b}{p_k} T_k$$

или пользоваться уточненными формулами:

$$T_b = k_m \frac{p_b}{p_k} T_k;$$

$$T_b = k_{m0} \frac{p_b}{p_k} T_0.$$

Значения  $k_m$  и  $k_{m0}$  определяются по формулам, приведенным в § 31.

Ошибка в определении  $T_b$ , получаемая при использовании приведенных формул, мало влияет на результаты расчета сечений органов газораспределения.

Давление  $p_u$  в цилиндре в начале принудительного выпуска и в течение наполнения — продувки может быть установлено с помощью коэффициента  $a$ , определяющего долю потеряннного перепада давлений в выпускных органах во время продувки:

$$a = \frac{p_u - p_p}{p_k - p_a}$$

Величину коэффициента  $a$  выбирают по экспериментальным данным. Как показывают исследования, величины  $a$  почти одинаковы для комбинированных и обычных двухтактных двигателей. Ниже приведены ориентировочные значения коэффициента  $a$ :

- Двигатели с петлевой схемой газообмена . . . . . 0,4—0,75
- Двигатели с противоположно движущимися поршнями 0,3—0,5
- Двигатели с клапанно-щелевой схемой газообмена . . 0,5—0,9

Давление  $p_u$  может быть оценено и по соотношению  $p_u = a_1 p_k$ . В этом случае  $a_1 \approx 1,1a$ .

Большой разбег рекомендуемых значений  $a$  объясняется многочисленными факторами, влияющими на процесс газообмена. Одним из основных факторов является соотношение время-сечений впуска и выпуска. В последние годы имеется тенденция изменять это соотношение: время-сечение впуска увели-

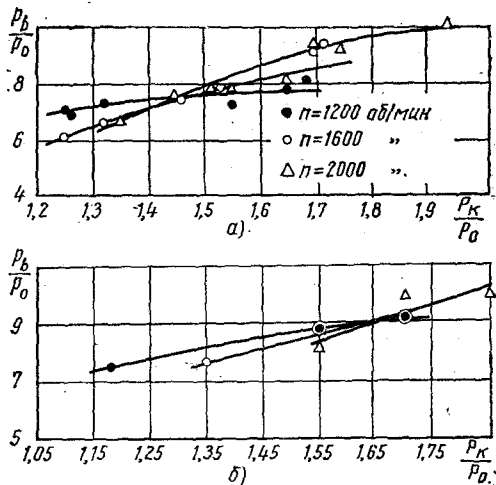


Рис. 62. Изменение отношения  $\frac{p_b}{p_0}$  в зависи-

мости от  $\frac{p_k}{p_0}$  при различных числах оборотов  $n$  для двигателя ЯАЗ при работе с насос-форсунками разной производительности на полной подаче:

а — 80 мм³/цикл; б — 90 мм³/цикл

чивают при петлевой щелевой схеме газообмена, а время-сечение выпуска — при прямоточной клапанно-щелевой схеме газообмена. Значительное влияние на величину  $a$  оказывают конструкция и размеры смежных с цилиндром систем, а также давление и температура в цилиндре в начале газообмена.

На величину давления начала сжатия влияет соотношение время-сечений впуска и выпуска во второй половине периода принудительного выпуска, величина  $p_k$ , а также начавшийся процесс сжатия в цилиндре при прямоточных схемах или продолжающийся процесс выпуска при петлевых схемах газообмена (без дополнительных клапанов для дозарядки).

Давление в начале сжатия при прямоточных схемах газообмена  $p_a = (0,95 \div 1,05) p_k$ , при петлевых схемах  $p_a = (0,85 \div 0,9) p_k$ .

В ряде случаев пределом повышения давления наддува двухтактного двигателя, кроме более значительной, чем в четырехтактном двигателе, нагрузки на подшипники и тепловой напряженности поршневой группы, цилиндров, их головок и выпускных клапанов (если они имеются), следует считать возможность прогорания при форсировании двигателя не только днища, но и корпуса поршня. Некоторое влияние оказывают также и особенности конструкции. В частности, это касается двигателей с противоположно движущимися поршнями, отличающихся большой тепловой напряженностью поршней, управляющих выпуском.

Так, в двигателе УМО 207А максимальное давление сгорания (на взлетном режиме) превышало  $130 \text{ кг/см}^2$ . Поршни, управляющие выпуском, значительную часть времени интенсивно омывались выпускными газами; теплопередача от газов усиливалась наличием вихрей в камере сгорания. На некоторых режимах наблюдались следы отпечатков факелов на днище, свидетельствовавших о длительном прямом воздействии пламени на часть поршня, обращенную к камере сгорания. В особо тяжелых условиях находилось жаровое кольцо, применяемое для предотвращения прорыва газов, а также в качестве отсекающего механизма газораспределения [44].

Осмотр поршней после аварии показал, что разрушение началось именно с жарового кольца. Далее «прихватывались», пригорали и ломались уплотнительные кольца и, наконец, прогорал корпус поршня. После обмера и осмотра поршневых колец поршней, не потерпевших аварий, была установлена потеря упругости и наличие сильного износа. Коренные и шатунные подшипники не имели повреждений или ненормальных износов. Для увеличения надежности работы поршней при высоких давлениях наддува и числах оборотов совершенно необходимы конструктивные меры, о которых будет сказано ниже. Известное внимание должно быть уделено также конструкции и охлаждению клапанов и охлаждению цилиндра.

Вопрос о выборе давления  $p_n$  в момент открытия впускных окон является весьма сложным. Аналитическим путем установить рациональную величину  $p_n$ , особенно для комбинированных двигателей, не представляется возможным. Данный параметр зависит от многих факторов и в первую очередь от числа



оборотов вала и скорости нарастания проходного сечения  $f_s$  выпускных органов. В то же время следует отметить, что для качества процесса газообмена большое значение имеет выбор момента начала открытия впускных окон. Открытие последних осуществляется обычно при давлении в цилиндре, значительно превышающем давление в ресивере продувочного воздуха. Неустановившийся процесс течения газов — ускоренное движение газов, поступающих в выпускную систему, и сравнительно большая площадь уже открытых выпускных органов в начале открытия впускных (вследствие чего время-сечение выпускных органов значительно превышает время-сечение впускных после их открытия) позволяют открывать впускные органы, когда давление в цилиндре на 1—2 кг/см<sup>2</sup> выше давления в ресивере продувочного воздуха, не опасаясь забрасывания большого количества продуктов сгорания в ресивер. В результате этого время-сечение продувки заметно увеличивается, что наглядно иллюстрируется зависимостью хода поршня  $S$  в функции угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  или времени  $t$  (рис. 63, а) и индикаторной диаграммой, снятой при помощи слабой пружины (рис. 63, б).

Строго говоря, данная диаграмма относится по виду к петлевой щелевой схеме газообмена и к окнам прямоугольной формы, однако приведенные ниже соображения относятся ко всем схемам (прямоточной щелевой, клапанно-щелевой и др.) газообмена.

Точка  $A$  (рис. 63, а) или  $b$  индикаторной диаграммы (рис. 63, б) соответствует началу открытия выпускных окон.

Если момент начала открытия впускных окон совпадает с моментом выравнивания давления в цилиндре и ресивере (точка  $k$  диаграммы или соответственно точка  $B_1$ ), то этот момент приблизительно соответствует началу впуска воздуха в цилиндр, если не учитывать влияния ускоренно движущихся масс газов. В этом случае площадь  $AB_1C_1$  представляет собой в масштабе время-сечение предварения выпуска или (что в данном случае то же) время-сечение выпуска до начала продувки, площадь  $B_1DE$  — время-сечение продувки, площадь  $C_1B_1DEM$  — время-сечение принудительного выпуска.

Оставляя длину выпускных окон той же, увеличим длину впускных окон так, чтобы начало открытия последних соответ-

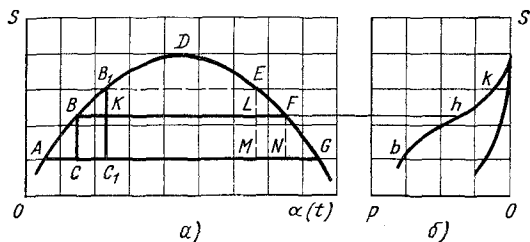


Рис. 63. Зависимость хода поршня  $S$  от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  или времени  $t$  и индикаторная диаграмма

ствовало бы точке  $h$  (или точке  $B$ ) и, следовательно, предварение процесса выражалось абсциссой  $AC$  (вместо  $AC_1$ ).

Если принять, что момент начала процесса продувки остался примерно тем же (точка  $B_1$ ) согласно изложенному выше о малом время-сечении впускных органов и о влиянии ускоренно движущихся масс газов, то время-сечение продувки возрастет на величину площади  $B_1EFK$ . Таким образом, время-сечение продувки выражается теперь площадью  $KB_1DEF$ .

Приведенное выше рассуждение дает представление о причинах выбора раннего открытия впускных окон при повышенном давлении газов в цилиндре комбинированного двигателя. Происходящее в быстроходных двигателях при этом забрасывание продуктов сгорания в продувочный ресивер относится к нежелательным явлениям. В напряженных двигателях период забрасывания составляет до 25% времени открытия впускных органов. Выброшенные в продувочный ресивер продукты сгорания вновь попадают в цилиндр со свежим воздухом, что ухудшает его очистку. Забрасывание приводит к усиленному закоксовыванию впускных окон, что при небольших размерах последних ведет к значительному уменьшению время-сечения (эффективного) продувки.

Количество забрасываемых продуктов сгорания, зависящее от конструктивных факторов и параметров процесса, пока не представляется возможным определить расчетным путем. Поэтому экспериментальное определение начала и продолжительности забрасывания является пока единственным критерием при оценке количества забрасываемых продуктов сгорания.

В проблемной лаборатории кафедры «Комбинированные двигатели» МВТУ им. Баумана начало и продолжительность забрасывания определялись с помощью электротермоанемометра ЭТАМ-3А конструкции ВЭИ. Для исключения влияния колебаний в питающей сети на баланс моста был дополнительно изготовлен электронный стабилизатор, позволивший питать термоанемометр от сети переменного тока через двухполупериодный селеновый выпрямитель. При колебании напряжения в сети от 240 до 160 в колебание напряжения питающего тока составляло 0,2 в. При измерениях насадок вводился во впускное окно через прозрачный пластмассовый лючок со специальным креплением, позволяющим перемещать нить по высоте окна (рис. 64). В качестве определяющего параметра были приняты пульсации во впускном окне. Измерительная нить прибора устанавливалась на расстоянии 7 мм от внутренней кромки окна.

Работа насадка визуально контролировалась по экрану электронного осциллографа и производилась запись пульсаций температуры шлейфовым осциллографом.

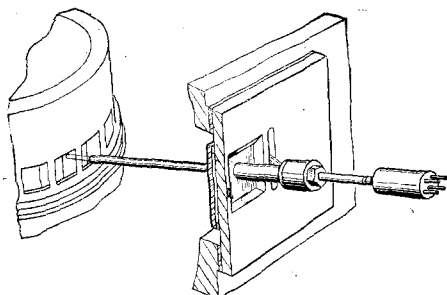


Рис. 64. Эскиз установки измерительного насадка на двигателе ОД-100

На рис. 65 приведена осциллограмма, снятая на режиме двигателя 10Д100 при исследовании забрасывания продуктов сгорания на экспериментальном двигателе Д100.

Продолжительность забрасывания определялась в градусах угла поворота коленчатого вала. За начало забрасывания принималась точка, в которой линия температуры начинает отклоняться от среднего значения (точка  $A$ ), за конец — точка отрыва касательной  $b-b$  (точка  $B$ ) от линии пульсации температуры. Средняя величина угла  $\alpha$ , соответствующего периоду заброса в градусах угла поворота коленчатого вала, рассчитывалась из 10 циклов на каждом режиме работы двигателя. По полученным значениям  $\alpha$  на каждом режиме работы подсчитывалась величина угол-сечения  $\int f d\alpha = A_\alpha$ , соответствующая периоду заброса отработавших газов в продувочный ресивер.

На рис. 66 приведены кривые, показывающие изменение  $A_\alpha$  и отношений  $\frac{A_\alpha}{A_{1\alpha}}$ ,  $\frac{A_\alpha}{A_{н\alpha}}$  зависимости от часового расхода воздуха при постоянной мощности, числе оборотов и противодавлении ( $A_\alpha$  — угол-сечение, соответствующее периоду забрасывания на каждом режиме работы двигателя;  $A_{1\alpha}$  — полное угол-сечение впускных окон;  $A_{н\alpha}$  — угол-сечение, соответствующее периоду забрасывания на номинальном режиме). Из рис. 66 видно, что при снижении расхода воздуха приблизительно на 17% угол-сечение, соответствующее забрасыванию, увеличивается в 3 раза, причем в диапазоне расходов воздуха 2300—2100 кг/ч это угол-сечение возрастает медленно, а при расходе воздуха 2100—1900 кг/ч — резко.

При предварительном выборе значения  $p_n$  при ориентировочных расчетах комбинированного двигателя с прямоточной схемой газообмена можно пользоваться графиком, приведенным на рис. 67.

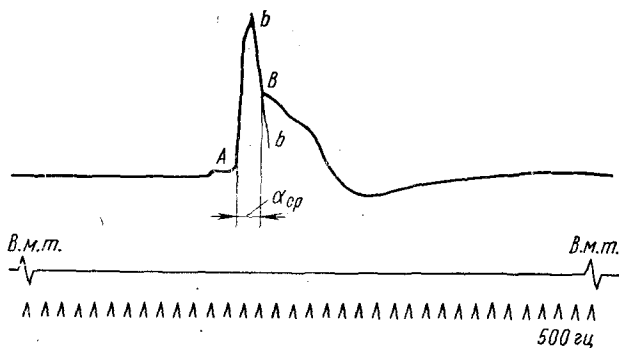


Рис. 65. Осциллограмма, снятая при исследовании забрасывания продуктов сгорания на экспериментальном двигателе Д100

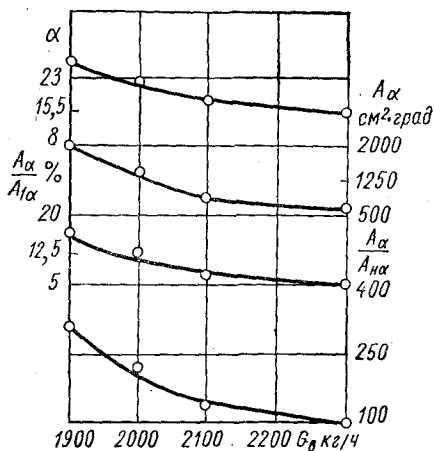


Рис. 66. Изменение  $A_\alpha$  и отношений  $\frac{A_\alpha}{A_{1\alpha}}$ ,  $\frac{A_\alpha}{A_{1\alpha}}$  в зависимости от часового расхода воздуха  $G_g$  при постоянных мощности, числе оборотов и противодавлении ( $N_e = 302$  л. с.,  $n = 850$  об/мин,  $p_p = 1,74$  кг/см<sup>2</sup>)

деляется из выражения для  $a$ . Величина параметра  $a$  зависит в основном от отношения время-сечений выпускных и впускных органов, а также от характера изменений проходных сечений во время принудительного выпуска — наполнения.

Для ориентировочных расчетов дизелей с повышенным давле-

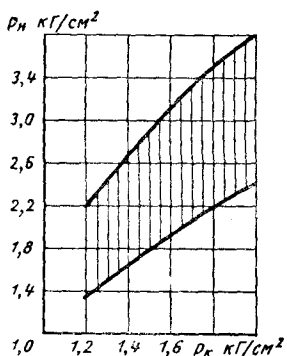


Рис. 67. Зависимость давления  $p_n$  от давления  $p_k$  для прямоточной схемы газообмена

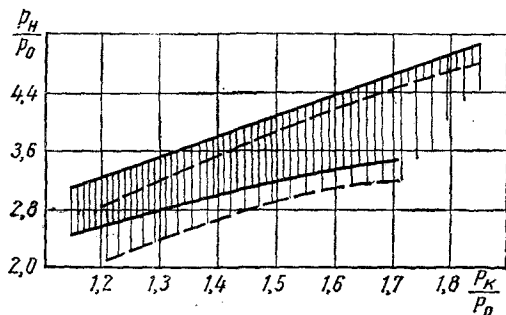


Рис. 68. Изменение отношения  $\frac{p_n}{p_0}$  в зависимости от  $\frac{p_k}{p_0}$  для двигателей с клапанно-щелевой схемой (штриховые линии — меньшая подача топлива)

Заштрихованная область представляет собой поле значений  $\frac{p_n}{p_0}$ , встречающихся в практике. Для петлевых схем газообмена величины  $p_n$  лежат ниже этой области вследствие того, что ускоренно движущиеся массы выпускных газов не оказывают в этом случае такого эффективного влияния, как при прямоточных схемах. На рис. 68 приведено поле значений  $\frac{p_n}{p_0}$  в зависи-

мости от отношения  $\frac{p_k}{p_0}$  для автотракторных двигателей с клапанно-щелевой схемой газообмена.

Давление  $p_u$  в начале и во время принудительного выпуска и наполнения опре-

нием наддува, являющихся составной частью комбинированного двигателя, можно пользоваться значениями параметра  $a$ , рекомендуемыми для обычных двухтактных двигателей.

Температура в цилиндре  $T_c$  определяется по формуле (26).

Коэффициенты  $\mu$ ,  $\mu_1$  и  $\mu_2$ , входящие в формулы для время-сечений, имеют следующие значения:  $\mu = 0,65 \div 0,85$ ;  $\mu_1 = 0,7 \div 0,8$ ;  $\mu_2 = 0,4 \div 1,0$ .

Особенно условным является коэффициент  $\mu_2$ , который включает поправки на сопротивление движению воздуха внутри цилиндра и на влияние элементов неустановившегося процесса.

Значение коэффициента  $\varphi_0$  избытка продувочного воздуха зависит от типа и назначения двигателя, схемы газообмена и параметров процесса. Этот коэффициент при проектировании ориентировочно выбирают на основе опытных данных в следующих пределах (для сравнения приведены значения  $\varphi_0$  для двигателей без наддува):

Быстроходные легкие двигатели транспортного типа	1,25—1,5
Судовые и тепловозные двигатели средней быстроходности без наддува	1,25—1,3
То же с наддувом	1,4 —1,7
Судовые малооборотные двигатели большой мощности без наддува	1,15—1,25
То же с наддувом	1,25—1,8

### § 13. Диаграммы изменения площадей открытия органов газораспределения

Диаграммы изменений площадей открытия органов газораспределения представляют собой графики изменения площадей  $f$  проходных сечений окон или клапанов от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  (рис. 69). Для того чтобы построить эти диаграммы, нужно знать размеры проходных сечений органов газораспределения. Размеры проходных сечений органов газораспределения намечаются предварительно, обычно на основе данных практики или на основе эмпирических соотношений. После этого производят поверочный расчет выбранных размеров. Для проведения такого расчета необходимо определить величину время-сечения, соответствующего рассчитываемой фазе процесса газообмена. Для определения время-сечения нужно найти текущую величину площади проходного сечения открытой части окна или клапана. В ряде случаев это может быть выполнено аналитически [49].

Мощность и экономичность двухтактных двигателей внутреннего сгорания, как известно, в большей степени зависит от качества процессов газообмена. Особенно трудно достигнуть хорошего качества газообмена при симметричной диаграмме газораспределения. Несимметричная диаграмма означает некоторое

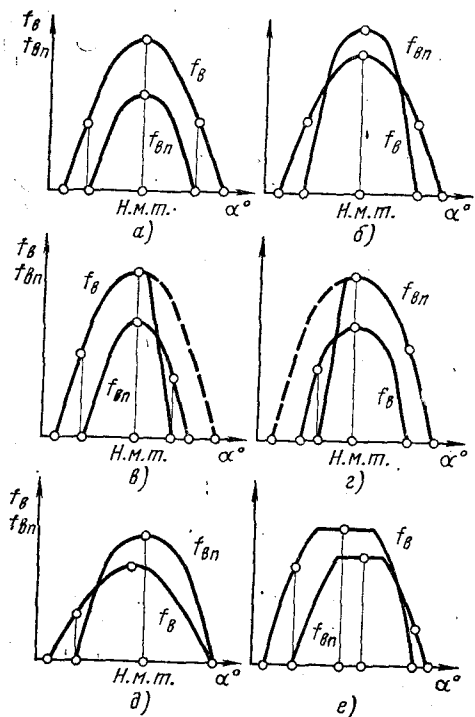


Рис. 69. Изменение площадей открытия органов газораспределения для двухтактных двигателей с различными схемами газообмена:

*a* и *б* — петлевая; *в* — петлевая с клапаном или золотником на выпуске; *г* — петлевая с клапаном или золотником на выпуске; *д* — прямоточная клапанно-щелевая; *е* — прямоточная схема двигателя с противоположно движущимися поршнями

впускных органов выбирают обычно исходя из необходимости снизить до минимума перепад давления в органах газораспределения. Последнее особенно важно при конструировании органов газораспределения комбинированных двигателей, у которых в связи с большими расходами газов потери в органах газораспределения возрастают.

При грубо ориентировочном выборе соотношения время-сечений впускных и выпускных органов можно руководствоваться следующими соображениями. Если принять, что потери в органах газораспределения пропорциональны квадрату скорости газов, то очевидно, что сопротивление будет наименьшим в том случае, когда средние скорости газов за период продувки и принудительного выпуска во впускных и выпускных органах при-

разделение процессов выпуска и впуска, что ведет к улучшению очистки и наполнения цилиндра и к уменьшению расхода воздуха на продувку.

Работы, связанные со стремлением создать двигатель с полным разделением процессов выпуска и впуска (с исключением процесса продувки), нельзя признать целесообразными, так как при этом обычно усложняется конструкция и приходится вводить дополнительные механизмы. Кроме того, следует помнить, что в двухтактном двигателе повышенной удельной мощности необходимо интенсивно охлаждать головку цилиндра, гильзу и главный поршень.

Для качества процесса газообмена большое значение имеет соотношение размеров и время-сечений (угол-сечений) впускных и выпускных органов.

Соотношение время-сечений впускных и выпу-

мерно одинаковы. Если скорость, например, во впускных органах будет выше, то увеличение сопротивления в них не будет компенсироваться уменьшением сопротивления выпускных органов (поскольку сопротивление изменяется по закону квадратной параболы). Учитывая, что температура газов в выпускных органах выше, чем во впускных, а также то, что количество газа, вытекающего через выпускные органы за период принудительного выпуска, приблизительно равно расходу воздуха через двигатель за вычетом количества газа, вытекающего за период свободного выпуска, можно ориентировочно подсчитать соотношение время-сечений (угол-сечений) органов газораспределения. Более достоверные результаты можно получить из опытов.

На основании сравнительных экспериментальных исследований двухтактного двигателя с петлевой и прямоточной клапанно-щелевой схемами газообмена Тэйлор и Роговский сделали вывод, что «оптимальное» отношение эффективной площади (произведения коэффициента расхода на площадь проходного сечения) выпускных органов к эффективной площади впускных равно приблизительно 0,6. Двигатели с клапанно-щелевой схемой газообмена ранее, как правило, имели время-сечение впускных окон, значительно превосходящее время-сечение выпускных. У двигателей с петлевой схемой газообмена время-сечение впускных окон было больше время-сечения впускных. Время-сечения впускных и выпускных окон двигателей с противоположно движущимися поршнями различались менее значительно. Большой частью время-сечение впускных окон этих двигателей было меньшим, чем выпускных.

В ряде современных двигателей с клапанно-щелевой схемой газообмена время-сечение впускных окон незначительно превышает время-сечение выпускных клапанов.

В комбинированных двигателях изменение соотношений время-сечений впускных окон и выпускных клапанов (по сравнению с ранее выполненными конструкциями) достигается главным образом путем увеличения числа выпускных клапанов. Одновременно обычно несколько увеличивают размеры впускных окон. Увеличение площади проходного сечения выпускных клапанов ограничивается возможностью их размещения в головке (крышке) цилиндра, поэтому в двигателях с клапанно-щелевой схемой газообмена трудно получить рациональные соотношения время-сечений, особенно в случае применения высокого наддува.

Параметры некоторых двухтактных двигателей приведены в табл. 1.

Одними из первых построенных двигателей с клапанно-щелевой схемой газообмена, в которых время-сечение впускных и выпускных органов различалось незначительно, были двигатели Джеренал Моторс повышенной мощности катерного и железнодорожного типов. Примерно то же самое наблюдается и в

Параметры	Схема газообмена и марка двигателя									
	Петлевая				Прямоточная клапанно-щелевая			Прямоточная (двигатели с противоположно движущимися поршнями)		
	8ДР 43/61	Греф- Штифт	GM51	Гано- маг	40Д	D567	37Д	УМО 4	УМО 207	10Д100
				Комбинированные				Комбинированные		
Цилиндровая мощность в л. с. . . . .	250	30	25	12	208	100	333	120	145	300
Диаметр цилиндра в мм . . . . .	430	120	104,1	85	230	216	390	120	105	206,4
Ход поршня в мм . . . . .	610	140	104,1	90	300	254	450	210×2	160×2	2×254
Площадь поршня в см <sup>2</sup> . . . . .	1452	114	85	56,7	416	365	1192	113	86,5	335
Рабочий объем цилиндра в л . . . . .	89	1,58	0,885	0,51	12,5	9,27	53,7	4,75	2,75	16,95
Отношение длины шатуна к радиусу крившипа . . . . .	4,55	4,3	4,1	4,2	4,06	4,4	4	3,42	—	4,6*
Литровая мощность в л.с./л . . . . .	2,8	19	28,1	23,5	16,64	10,8	6,20	25,3	52,7	17,7
Число оборотов в минуту . . . . .	250	2000	3000	2200	750	800	500	1700	2800	850
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	5,08	9,33	10,4	6,6	7,5	6,76	7,5	11,9	15	7,2
Среднее эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	5,1	4,25	4,21	4,81	10,0	6,07	6,68	6,5	8,7	9,3
Давление продувки в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	1,2	1,25	1,36	1,25	2,0	1,28	1,3	1,32	1,9	2,2—2,3
Форма впускных окон . . . . .	Прямоугольная					Круглая				
Форма выпускных окон или число клапанов и диаметр клапанов $d_{кл}$ . . . . .	Прямоугольная				$4, d_{кл} = 75 \text{ мм}$	$4, d_{кл} = 63,5 \text{ мм}$	$4, d_{кл} = 130 \text{ мм}$	В виде параллелограмма		
Относительная площадь: впускных окон . . . . .	0,49	0,317	0,271	0,186	0,432	0,316	0,360	0,632	0,472	0,513
выпускных органов . . . . .	0,4	0,302	0,235	0,318	0,3	0,312	0,263	0,748	0,697	0,508
Фазы газораспределения в град: начало открытия выпускных органов до н. м. т. . . . .	72	81	83	81	84	84	79	76	64	56

\* В числителе приведены данные для верхнего коленчатого вала, а в знаменателе — для нижнего.

Параметры	Схема газообмена и марка двигателя									
	Петлевая				Прямоточная клапанно-щелевая			Прямоточная (двигатели с противоположно движущимися поршнями)		
	8ДР 43/61	Греф- Штифт	GM51	Гано- маг	40Д	D567	37Д	УМО 4	УМО 207	10Д100
				Комбинированные				Комбинированные		
конец открытия выпускных органов после н. м. т. . . . .	72	81	83	81	58	60	49	76	64	56
продолжительность открытия выпускных органов . . . . .	144	162	166	162	142	144	128	152	128	112
открытие впускных окон до н. м. т. . . . .	62	69	67	64	44	45	49	56	44	40
закрытие впускных окон после н. м. т. . . . .	62	69	67	64	44	45	49	76	64	64
продолжительность открытия впускных окон . . . . .	124	138	134	128	88	90	98	132	108	104
Опережение вала, управляющего выпуском, в град . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	10	10	12
Высота пояса в % хода поршня: выпускного . . . . .	29	38	37	35,6	—	—	—	22,8	17,5	18,2
впускного . . . . .	21	26,8	26,5	22,2	12	13,12	13,35	21,4	—	15
Общая ширина окон в % длины окружности цилиндра: впускных . . . . .	40,5	37	38,8	38,2	74,8	51,5	66,6	62	76,6	78
выпускных . . . . .	24	18,5	16,5	13,5	—	—	—	50,4	61,8	61,5
$\int \frac{f_{en}}{V_h} d\alpha$ в см <sup>2</sup> ·град/л . . . . .	320	2050	2350	1580	835	660	532	1390	980	1750
$\int \frac{f_a}{V_h} d\alpha$ в см <sup>3</sup> ·град/л . . . . .	630	2440	2530	1090	810	825	428	2090	2080	1478



современных двигателях с петлевой схемой газообмена транспортно-го типа: время-сечения выпускных и впускных окон в них также различаются незначительно. Отношение время-сечений выпускных и впускных окон ориентировочно равно 1,2—1,0.

Как уже отмечалось выше, время-сечения впускных и выпускных окон в быстроходных двигателях с противоположно движущимися поршнями отличаются незначительно. Следует, однако, заметить, что нет еще уверенности в том, что найдено оптимальное сочетание время-сечений окон, особенно для повышенных значений давления  $p_k$ . В настоящее время в СССР и за рубежом проводятся экспериментальные работы по установлению рациональных сочетаний время-сечений выпуска и впуска.

Анализ значений удельных время-сечений (время-сечений, отнесенных к единице рабочего объема цилиндра) показывает, что эта величина для двигателей такого же типа и назначения примерно одинакова.

Стремление получить повышенный полезный объем цилиндра обусловило то, что у многих построенных двигателей имеется недостаточное время-сечение предварения выпуска и повышенное значение давления в цилиндре в момент открытия впускных окон. В некоторых конструкциях имеется также недостаточное время-сечение принудительного выпуска. Сказанное относится в первую очередь к двигателям с клапанно-щелевой схемой газообмена. По-видимому, одним из путей улучшения качества процессов газообмена в этих двигателях является увеличение как время-сечения предварения выпуска, так и общего время-сечения свободного выпуска. Это же в значительной степени относится к быстроходным двигателям с петлевой схемой газообмена.

## § 14. Последовательность расчета и примеры

Расчет выполняется обычно после того, как намечены ориентировочно основные размеры органов газораспределения, фазы газораспределения, профиль кулачка и т. п.

Необходимо задать следующие параметрами: давлением и температурой в начале выпуска  $p_b$  и  $T_b$ , давлением в выпускном трубопроводе  $p_p$ ; коэффициентом расхода  $\mu_0$  выпускных органов, отнесенным к предварению выпуска, или же давлением в момент открытия впускных окон  $p_k$ ; коэффициентом расхода выпускных органов, отнесенным к полному периоду свободного выпуска и принимаемым обычно равным  $\mu$ ; параметром  $a$  — относительной частью перепада давления, теряемой в выпускных окнах, и давлением в цилиндре  $p_c$  во время продувки; давлением и температурой воздуха перед впускными органами  $p_k$  и  $T_k$ ; коэффициентом расхода впускных органов  $\mu_1$ ; коэффициентом избытка продувочного воздуха  $\varphi_0$  (или  $\varphi_k$ ).

Ниже приведена примерная последовательность расчета.

1. Строят диаграммы площадей открытия органов газораспределения по углу поворота коленчатого вала и подсчитывают площадь  $ACB$  (см. рис. 50), соответствующую располагаемому время-сечению предварения выпуска.

2. По формуле (18) определяют давление  $p_n$ , которое должно быть в пределах, указанных выше. При превышении этих пределов забрасывание продуктов сгорания в ресивер может свести на нет преимущества от применения высокой зоны продувочного пояса и большой площади сечения впускных окон или от уменьшения общей фазы выпуска (увеличение эффективного хода расширения). Для двигателей со свободным турбокомпрессором в целях повышения мощности турбины предварение выпуска увеличивают, при этом  $p_n$  снижается.

3. По формуле (15) определяют время-сечение, необходимое для снижения давления в цилиндре до величины  $p_y$ . Объемом  $V_n$ , входящим в формулу (15), необходимо предварительно задаться. В результате расчета по этой формуле значение  $V_n$  должно быть получено одинаковым с выбранным.

По известному значению  $\int f_e dt$  определяют, учитывая масштабы, площадь  $AEG$  (см. рис. 50, а) или  $ADG$  (см. рис. 50, б), а следовательно, и угол, соответствующий условному началу продувки (точка  $G$ ).

4. На диаграмме (см. рис. 50, а и б) планиметрируют площади  $GDML$  и  $GEKL$  (или  $GEML$  и  $GDHF$ ), соответствующие время-сечениям продувки и принудительного выпуска.

5. По формуле (23) или (22) определяют потребное время-сечение  $A_1 = \int f_{en} dt$ , которое по величине должно быть близко к располагаемому.

6. Находят величины  $T_n$ ,  $T_y$  и далее  $\mu_2$  или  $A_2$  соответственно по формуле (28) или (25).

Излишне высокие значения  $A_2$  вызывают падение давления в цилиндре к началу сжатия. Напротив, при малых значениях  $A_2$  ухудшается очистка и увеличивается коэффициент остаточных газов.

Вследствие приближенности исходных положений, принятых при выводе, результаты расчета должны рассматриваться как ориентировочные. Эти расчеты выполняются на первом этапе проектирования органов газораспределения.

В приведенном расчете не учитывается влияние изменения площадей открытия органов газораспределения по времени, что повышает значение коэффициентов при применении рассматриваемого способа для периода продувки — принудительного выпуска. Расчет производят для одного режима (обычно для режима максимальной мощности), соответственно чему и даны значения параметров, приведенных выше.

Для иллюстрации практического использования рассмотренных выше методов расчета ниже приведены примеры<sup>1</sup> расчетов проходных сечений органов газораспределения комбинированных двухтактных дизелей 10ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (10Д100) и 12ДН  $\frac{23}{30}$  (14Д40).

#### Основные данные двигателей

	10ДН $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$	12ДН $\frac{23}{30}$
Мощность $N_e$ в л. с. . . . .	3000	2000
Диаметр цилиндра $D$ в мм . . . . .	207	230
Ход поршня $S$ в мм . . . . .	$254 \times 2$	300
Рабочий объем цилиндра $V_h$ в л . . . . .	17,1	12,46
Число оборотов вала $n$ в минуту . . . . .	850	750
Объем камеры сгорания $V_c$ в л . . . . .	0,971	0,77
Степень сжатия:		
геометрическая $\varepsilon_g$ . . . . .	18,5	17,2
действительная $\varepsilon$ . . . . .	15	13,5
Объем цилиндра в л:		
в момент открытия выпускных органов $V_b$ . . . . .	14,07	8,42
в момент открытия впускных органов $V_n$ . . . . .	15,75	11,9
Угол открытия выпускных органов $\alpha_{в.н}$ до н. м. т. в град . . . . .	56*	84
Угол закрытия выпускных органов $\alpha_{в.к}$ после н. м. т. в град . . . . .	56*	58
Угол открытия впускных окон $\alpha_{вп.н}$ до н. м. т. в град . . . . .	40*	44
Угол закрытия впускных окон $\alpha_{вп.к}$ после н. м. т. в град . . . . .	64*	44
Давление воздуха в ресивере $p_k$ в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	2,3	1,8
Температура воздуха в ресивере $T_k$ в °К . . . . .	338	375
Среднее давление в выпускном трубопроводе $p_p$ в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	1,74	1,65
Принимаем:		
Коэффициент избытка продувочного воздуха $\phi_k$ . . . . .	1,14	1,14
Давление в цилиндре в момент начала открытия выпускных органов $p_b$ в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	6,3	8,5
Температура в цилиндре в момент начала открытия выпускных органов $T_b$ в °К . . . . .	950	1100

\* Отсчет ведется по углу поворота нижнего коленчатого вала, управляющего выпуском.

Пример 2. Двигатель 10ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (10Д100) имеет шестнадцать выпускных окон и десять выпускных. Размеры и формы их изображены на рис. 70, а диаграмма площадей открытия органов газораспределения двигателя показана на рис. 71. Двигатель 10Д100 оборудован комбинированной системой наддува с постоянным давлением в выпускном трубопроводе. В качестве первой ступени сжатия воздуха используются два параллельно работающих турбокомпрессора ТК-34 с газовой связью, в качестве второй ступени — центробежный компрессор с приводом от коленчатого вала.

Расчет органов газораспределения двигателя 10Д100 проводим по методике А. С. Орлина.

<sup>1</sup> Примеры расчета выполнены В. И. Ивиным.

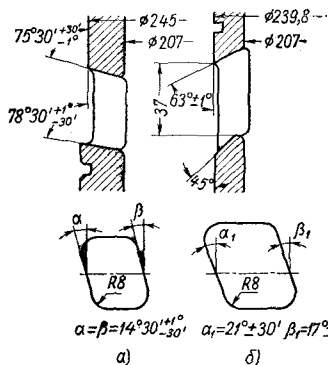


Рис. 70. Форма окон двигателя типа Д100:

а — выпускных; б — впускных

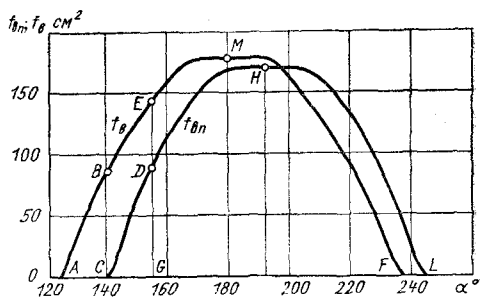


Рис. 71. Диаграммы площадей открытия органов газораспределения двигателя 10Д100

Давление в момент начала открытия впускных окон

$$p_n = \frac{p_b}{\left( \frac{\mu \sqrt{T_b}}{0,59V} \int f_{oi} dt + 0,17 \ln \frac{V_n}{V_b} + 1 \right)^{\frac{1}{0,115}}}$$

где

$$V = \frac{V_b + V_n}{2} = \frac{14,07 + 15,75}{2} = 14,9 \text{ л.}$$

Время-сечение предварения выпуска  $A_0 = \int f_{oi} dt$  находим умножением площади  $ABC$  (рис. 71) на масштабы<sup>1</sup> по оси ординат  $m_f = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{мм}$  и по оси абсцисс  $m_t = \frac{1}{6n} \text{ сек}/\text{мм}$ .

После подстановки соответствующих величин находим при  $\mu = 0,75$ :

$$p_n = \frac{6,3}{\left( \frac{0,75 \sqrt{950} \cdot 1,39 \cdot 10^{-5}}{0,59 \cdot 14,9 \cdot 10^{-3}} + 0,17 \ln \cdot 1,12 + 1 \right)^{\frac{1}{0,115}}} = 3,93 \text{ кг}/\text{см}^2.$$

Давление  $p_n$  находится в указанных выше пределах для двигателей подобного типа.

Для расчета свободного выпуска найдем среднее (условное) давление в цилиндре за период продувки и принудительного выпуска, приняв  $a = 0,45$ :

$$p_c = a(p_k - p_p) + p_p = 0,45(2,3 - 1,74) + 1,74 = 1,99 \text{ кг}/\text{см}^2.$$

Объем цилиндра  $V_n$  в конце свободного выпуска неизвестен и его находят подбором. Задаемся  $V_n = 17,0 \text{ л}$  и находим средний объем цилиндра за период свободного выпуска:

$$V = \frac{V_b + V_n}{2} = \frac{14,07 + 17,0}{2} = 15,5 \text{ л.}$$

<sup>1</sup> В книге рисунок уменьшен против оригинала примерно в 2 раза.

Время-сечение свободного выпуска:

$$A'_0 = \frac{V}{\mu \sqrt{T_b}} \left[ \left( 0,496 + 0,102 \frac{p_p}{p_u} \right) \left( \frac{p_b}{p_p} \right)^{0,115} - 0,59 - 0,1 \ln \frac{V_n}{V_b} \right] =$$

$$= \frac{15,5 \cdot 10^{-3}}{0,75 \sqrt{950}} \left[ \left( 0,496 + 0,102 \frac{1,74}{1,99} \right) \left( \frac{6,3}{1,74} \right)^{0,115} - 0,59 - 0,1 \ln \frac{17,0}{14,07} \right] =$$

$$= 4,7 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{сек.}$$

Зная  $A'_0$ , находим положение точки  $G$  на оси абсцисс (рис. 71), т. е. находим угол поворота коленчатого вала, который соответствует условному моменту окончания свободного выпуска и начала продувки. Для этого определяем площадь  $AEG$  диаграммы, соответствующую время-сечению свободного выпуска:

$$F_{AEG} = \frac{A'_0}{m_f m_t} = \frac{4,7 \cdot 10^{-5} \cdot 6 \cdot 850}{2,5 \cdot 10^{-4}} = 960 \text{ мм}^2.$$

Положение точки  $G$  соответствует повороту нижнего коленчатого вала на угол  $25^\circ$  до н. м. т. При этом объем цилиндра  $V_n = 16,97 \text{ л}$  и незначительно отличается от предварительно принятого в расчете ( $V_n = 17,0 \text{ л}$ ).

Располагаемое время-сечение продувки соответствует площади  $GDHL$ , равной  $4460 \text{ мм}^2$ :

$$A_1 = F_{GDHL} m_f m_t = \frac{4460 \cdot 2,5 \cdot 10^{-4}}{6 \cdot 850} = 21,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{сек.}$$

Потребное время-сечение

$$A_1 = \frac{\Phi_k V_h}{\mu_1 \psi_{en} \sqrt{RT_k}} = \frac{1,14 \cdot 17,1}{0,7 \cdot 1,41 \sqrt{29,3 \cdot 338}} = 19,9 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{сек.}$$

Принято  $\mu_1 = 0,7$ . Для  $\frac{p_u}{p_k} = 0,865$   $\psi_{en} = 1,41$ .

Потребное время-сечение  $A_1$  на  $8,7\%$  меньше располагаемого, что допустимо.

Располагаемое время-сечение принудительного выпуска, соответствующее площади  $GDEMF$ , определяем как разность время-сечений выпускных органов и свободного выпуска:

$$A_2 = A'_2 - A'_0 = 26,5 \cdot 10^{-5} - 4,7 \cdot 10^{-5} = 21,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{сек.}$$

Температура газов в цилиндре в конце свободного выпуска

$$T_n = T_b \left( \frac{p_u}{p_b} \right)^{\frac{m-1}{m}} = 950 \left( \frac{1,99}{6,3} \right)^{0,285} = 685^\circ \text{ К.}$$

Средняя условная температура во время продувки и принудительного выпуска

$$T_u = \frac{T_n - T_a}{\ln \frac{T_n}{T_a}} = \frac{685 - 365}{\ln \frac{685}{365}} = 506^\circ \text{ К.}$$

Количество газов, вытекшее за период свободного выпуска,

$$G_{св} = \frac{p_b V_b}{RT_b} - \frac{p_u V_n}{RT_n} = \frac{6,3 \cdot 10^4 \cdot 14,07 \cdot 10^{-3}}{20,3 \cdot 950} -$$

$$- \frac{1,99 \cdot 10^4 \cdot 16,97 \cdot 10^{-3}}{29,3 \cdot 685} = 1,51 \cdot 10^{-2} \text{ кг.}$$

Потребное время-сечение принудительного выпуска при  $\mu_2 = 0,65$

$$A_2 = (V_h \rho_k \Phi_k - G_{\text{в0}}) \frac{\sqrt{RT_u}}{\mu_2 \Psi_{\text{в}} \rho_u} = (17,1 \cdot 10^{-3} \cdot 1,14 \cdot 2,32 - 1,51 \cdot 10^{-2}) \frac{\sqrt{29,3 \cdot 506}}{0,65 \cdot 1,39 \cdot 1,99 \cdot 10^4} = 20,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{сек.}$$

Потребное время-сечение  $A_2$  меньше располагаемого на  $\sim 6\%$ , что допустимо.

*Пример 3.* Рассчитаем органы газораспределения двигателя 12ДН  $\frac{23}{30}$  (14Д40) по методике М. Г. Круглова, изложенной в § 10.

Двигатель 12ДН  $\frac{23}{30}$  имеет четыре выпускных клапана. Диаметр клапана 68 мм, максимальный подъем клапана 18 мм, угол фаски клапана  $45^\circ$ . Восемнадцать впускных окон расположены по всей окружности цилиндра. Суммарная ширина окон равна 540 мм, высота окон 36 мм, угол тангенциального наклона  $11^\circ$ . Диаграммы изменения площадей проходных сечений впускных и выпускных органов приведены на рис. 72.

Располагаемое время-сечение предварения выпуска, соответствующее площади  $ABC$ ,  $A'_0 = 2,78 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{сек.}$  Отношение  $\frac{A'_0}{V_p} = 3,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{сек/м}^3$ ,

а отношение объемов  $\frac{V_k}{V_b} = 1,41$ .

Примем коэффициент расхода выпускных клапанов за период предварения выпуска  $\mu = 0,75$ . Зная время-сечение предварения выпуска, определим давление  $p_k$  по формуле (45) или с помощью номограммы на рис. 53. Выбрав величину  $\mu$  и определив температуру  $T_b$ , с помощью номограммы на рис. 53, а находим  $\mu a_0 = 490 \text{ м/сек.}$  Далее по номограмме на рис. 53, б определим отношение  $\frac{p_b}{p_k} = 4,2$  и давление  $p_k = 2,02 \text{ кг/см}^2$ . Отношение давления в ци-

линдре к противодавлению на выпуске в конце предварения выпуска  $\frac{p_k}{p_p} =$

$= 1,22$  меньше критического. Следовательно, истечение из цилиндра происходит как в надкритической, так и в подкритической областях. Для этого случая формула (45) и номограммы на рис. 53 неприменимы. Необходимо использовать формулу (50) и номограмму на рис. 55.

Повторяем расчет предварения выпуска. Примем давление  $p_k = 2,0 \text{ кг/см}^2$  и найдем отношение  $\frac{p_p}{p_k} = 0,825$ . По

формуле (52) или с помощью графика на рис. 52 определим приведенное время-сечение  $A'_{\text{н0}} = 2,2$ .

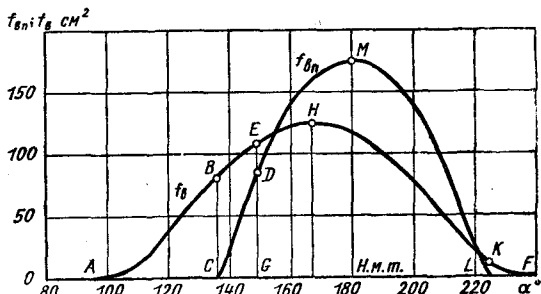


Рис. 72. Диаграммы изменения площадей проходного сечения впускных  $f_{\text{вн}}$  и выпускных  $f_{\text{в}}$  органов двигателя 12ДН 23/30

По номограмме на рис. 53, *a* находим скорость звука  $a_0 = 650$  м/сек. Подсчитав предварительно отношение давлений  $\frac{p_b}{p_n} = 4,25$  и объемов  $\frac{V_n}{V_b} = 1,41$ , с помощью номограммы на рис. 55 определим коэффициент  $K_{vp} = 0,93$  и отношение  $\frac{K_{vp}}{a_0} = 14,3 \cdot 10^{-4}$  сек/м<sup>2</sup>.

Потребное время-сечение предварения выпуска определим по формуле (50):

$$A'_0 = A'_{n0} \frac{K_{vp}}{a_0} V_b = 2,2 \cdot 14,3 \cdot 10^{-4} \cdot 8,42 \cdot 10^{-3} = 2,65 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{сек.}$$

Полученное время-сечение отличается от располагаемого менее чем на 5%, что вполне допустимо.

Для расчета свободного выпуска используем формулу (51) и номограмму на рис. 55. Примем  $a = 0,5$  и найдем среднее условное давление в цилиндре за период продувки — наполнения и принудительного выпуска:

$$p_c = a(p_k - p_p) + p_p = 0,5(1,8 - 1,65) + 1,65 = 1,72 \text{ кг/см}^2.$$

Зададимся объемом цилиндра в конце свободного выпуска  $V_n = 12,4$  л и найдем отношение давлений  $\frac{p_b}{p_c} = 4,95$  и объемов  $\frac{V_n}{V_b} = 1,47$ .

По номограмме на рис. 55 находим  $K_{vp} = 1,07$  и отношение  $\frac{K_{vp}}{a_b} = 16,5 \cdot 10^{-4}$  сек/м<sup>2</sup>.

По графику на рис. 52 определим приведенное время-сечение свободного выпуска. Для  $\frac{p_p}{p_c} = 0,96$  величина  $A_{n0} = 4,0$ . Потребное время-сечение свободного выпуска вычислим по формуле (51):

$$A_0 = A_{n0} \frac{K_{vp}}{a_0} V_b = 4,0 \cdot 16,5 \cdot 10^{-4} \cdot 8,42 \cdot 10^{-3} = 5,55 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{сек.}$$

Зная величину  $A_0$ , находим соответствующую ей площадь  $AEDG$  на рис. 72 и угол поворота коленчатого вала  $\alpha = 149^\circ$  (точка  $G$ ), который соответствует условному моменту окончания свободного выпуска и началу продувки — наполнения и принудительного выпуска. Объем цилиндра для этого положения кривошипа  $V_n = 12,6$  л, что мало отличается от принятого в расчете.

Располагаемое время-сечение продувки — наполнения, соответствующее площади  $GDM_L$ ,  $A_1 = 21,4 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup> · сек. Потребное время-сечение  $A_1$  находим по формуле (57) с помощью номограммы на рис. 56.

Примем коэффициент расхода впускных окон  $\mu_1 = 0,7$ .

По номограмме на рис. 56 находим удельное время-сечение  $\frac{A_{1a}}{V_h} = 4,2 \times 10^{-3}$  м<sup>2</sup> · сек/м<sup>3</sup> при известных значениях температуры  $T_k$  воздуха в ресивере двигателя, коэффициента избытка продувочного воздуха  $\varphi_k$  и коэффициента расхода  $\mu_1$ . Подсчитаем отношение  $\frac{p_c}{p_k} = 0,956$ , и по графику на рис. 52 или по формуле (52) найдем приведенное время-сечение продувки — наполнения  $A_{n1} = 4,1$ . Потребное время-сечение продувки — наполнения вычислим по формуле (57):

$$A_1 = A_{n1} \frac{A_{1a}}{V_h} V_h = 4,1 \cdot 4,2 \cdot 10^{-3} \cdot 12,46 \cdot 10^{-3} = 21,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{сек.}$$

Потребное и располагаемое время-сечения совпадают.

Располагаемое время-сечение принудительного выпуска, соответствующее площади *ГЕНКЛ* (рис. 72),  $A_2 = 15,0 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{сек}$ .

Плотность воздуха при атмосферных условиях  $\rho_0 = 1,18 \text{ кг/м}^3$ .

Температура в цилиндре в конце свободного выпуска ( $m = 1,5$ ):

$$T_n = T_b \left( \frac{\rho_u}{\rho_b} \right)^{\frac{m-1}{m}} = 1100 \left( \frac{1,72}{8,5} \right)^{0,334} = 647^\circ \text{ К}.$$

Примем температуру в начале сжатия  $T_a = 407^\circ \text{ К}$  и определим среднюю условную температуру за период принудительного выпуска:

$$T_u = \frac{T_n - T_a}{\ln \frac{T_n}{T_a}} = \frac{647 - 407}{\ln \frac{647}{407}} = 518^\circ \text{ К}.$$

Коэффициент

$$\varphi_2 = \varphi_0 - \frac{\frac{\rho_b V_b}{RT_b} - \frac{\rho_u V_n}{RT_n}}{V_h \rho_0} =$$

$$= 1,58 - \frac{\frac{8,5 \cdot 10^4 \cdot 8,42 \cdot 10^{-3}}{29,3 \cdot 1100} - \frac{1,72 \cdot 10^4 \cdot 12,46 \cdot 10^{-3}}{29,3 \cdot 647}}{12,46 \cdot 10^{-3} \cdot 1,18} = 0,86,$$

где

$$\varphi_0 = \frac{\varphi_{\kappa} \rho_{\kappa}}{\rho_0} = \frac{1,14 \cdot 1,64}{1,18} = 1,58.$$

Плотность воздуха в ресивере двигателя

$$\rho_{\kappa} = \frac{p_{\kappa}}{RT_{\kappa}} = 1,64 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность газов в цилиндре двигателя

$$\rho_u = \frac{\rho_u}{RT_u} = \frac{1,72 \cdot 10^4}{29,3 \cdot 518} = 1,13 \text{ кг/м}^3;$$

$$\frac{\rho_0}{\rho_u} = \frac{1,18}{1,13} = 1,04.$$

Потребное время-сечение принудительного выпуска определим по формуле (64) с помощью номограммы на рис. 57.

По графику на рис. 52 или по формуле (52) находим приведенное время-сечение принудительного выпуска  $A_{n2} = 4,25$  при  $\frac{p_p}{p_u} = 0,96$ .

Примем  $\mu_2 = 0,7$  и с помощью номограммы на рис. 57 найдем  $\mu_2 a_u = = 315 \text{ м/сек}$ ;  $\frac{\varphi_2}{\mu_2 a_u} = 2,65 \cdot 10^{-3} \text{ сек/м}$ ;  $\frac{A_{2a}}{V_h} = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{сек/м}^3$ . По формуле (64) вычислим потребное время-сечение:

$$A_2 = A_{n2} \cdot A_{2a} = 4,25 \cdot 2,8 \cdot 10^{-3} \cdot 12,46 \cdot 10^{-3} = 14,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{сек}.$$

Потребное время-сечение незначительно отличается от располагаемого.



## § 15. Изменение давления в цилиндре по углу поворота коленчатого вала

Давление и температура в цилиндре изменяются во времени под действием поступающего в цилиндр воздуха и вытекающей из цилиндра смеси продуктов сгорания и воздуха, а также вследствие изменения объема цилиндра. Изменение параметров и их величины непосредственно связаны с изменением по времени площадей открытия органов газораспределения. Большое влияние оказывают также теплообмен с окружающей средой и динамические явления, возникающие при течении воздуха и газов через цилиндр и смежные с ним системы.

Уравнения, основанные на законах установившегося движения, могут быть использованы для расчета процессов, протекающих в цилиндре и смежных системах, но лишь при условии знания коэффициентов расхода, которые приобретают по существу значение опытных (поправочных) коэффициентов, а уравнения в этом случае становятся полуэмпирическими.

За исходное положение при выводе расчетных соотношений принята разность масс поступающего в цилиндр за время  $dt$  количества воздуха  $dG_a$  и вытекающих за то же время продуктов сгорания  $dG$ ; эти величины определяют изменение массы газа в цилиндре. Предлагаемый А. С. Орлиным метод расчета основан на указанной разности при использовании характеристического уравнения и уравнения адиабатического изменения состояния газов в цилиндре.

Весь процесс, начиная с фазы предварения выпуска, делят по времени на участки. Для каждого участка времени  $\Delta t$  применяют соотношения установившегося движения в форме, позволяющей находить давление и температуру в конце участка при известных давлении и температуре в начале участка. В результате этого выявляются кривые изменения давлений и температур в цилиндре по времени, коэффициент избытка продувочного воздуха, баланс газов, а также параметры начала сжатия  $p_a$  и  $T_a$ .

Для процесса свободного выпуска давления в конце каждого промежутка времени можно определить по формулам (19) и (20).

Температуру подсчитывают по уравнению политропического расширения.

Концом периода свободного выпуска целесообразно считать момент, когда давление снизится до величины, равной давлению  $p_p$  в выпускной системе.

За элемент времени  $dt$  количество вытекающего газа

$$dG_a = \mu \frac{\psi_a p}{\sqrt{RT}} f_a dt.$$

Считая давление и температуру в цилиндре, а также величину  $\psi_0$  в пределах отрезка времени  $\Delta t$  постоянными и равными средним значениям, будем иметь

$$\Delta G_{00} = \mu \frac{\psi_0 p}{\sqrt{RT}} \int_{\Delta t} f_0 dt.$$

Полное количество вытекающего газа при числе участков, равном  $i$ :

$$G_0 = \sum_1^i \Delta G_0 = \frac{p_b V_b}{RT_b} - \frac{p_p V_n}{RT_n},$$

где  $V_n$  и  $T_n$  — соответственно объем цилиндра и температура в цилиндре в конце периода свободного выпуска.

При выводе соотношений для процесса продувки — принудительного выпуска напишем выражение изменения массы газа в цилиндре за время  $dt$  применительно к рассматриваемому периоду:

$$dG = dG_n - dG_0 = \mu_1 \frac{\psi_{0n} p_n}{\sqrt{RT_n}} f_{0n} dt - \mu_2 \frac{\psi_0 p}{\sqrt{RT}} f_0 dt. \quad (72)$$

Интегрируя выражение (72) в пределах от  $t_1$  до  $t_2$  (где  $t_1$  — начало участка, а  $t_2$  — его конец) и считая давление и температуру в данном промежутке времени постоянными, получаем следующее приближенное соотношение:

$$\Delta G = \Delta G_n - \Delta G_0 = \mu_1 \frac{\psi_{0n} p_n}{\sqrt{RT_n}} \int_{t_1}^{t_2} f_{0n} dt - \mu_2 \frac{\psi_0 p}{\sqrt{RT}} \int_{t_1}^{t_2} f_0 dt. \quad (73)$$

Изменение массы газа в цилиндре можно также определить по формуле

$$\Delta G = \frac{p_2 V_2}{RT_2} - \frac{p_1 V_1}{RT_1}.$$

Подставив это выражение в уравнение (73), после преобразования получим

$$p_2 = p_1 \frac{V_1 T_2}{V_2 T_1} - \frac{RT_2}{V_2} (\Delta G_n - \Delta G_0) = p_1 \frac{V_1}{V_2} \cdot \frac{T_2}{T_1} + \frac{RT_2}{V_2} \left( \mu_1 \frac{\psi_{0n} p_n}{\sqrt{RT_n}} \int_{t_1}^{t_2} f_{0n} dt - \mu_2 \frac{\psi_0 p}{\sqrt{RT}} \int_{t_1}^{t_2} f_0 dt \right), \quad (74)$$

где

$$p = \frac{p_1 + p_2}{2}; \quad T = \frac{T_1 + T_2}{2}.$$

Температура газов в цилиндре зависит от количества продуктов сгорания и их температуры, а также от теплообмена между поступающим воздухом и стенками цилиндра. До последнего времени нередко считают справедливыми соотношения, основанные на предположении равномерного перемешивания продуктов сгорания с продувочным воздухом.

Вопрос теплопередачи через стенки требует специального исследования, так как точно не известны ни температура стенок, ни характер движения воздуха в цилиндре. Целесообразно и в данном случае принять закон изменения температуры во время продувки, подчиняющийся уравнению

$$T = \frac{T_n - T_a}{\ln \frac{T_n}{T_a}}$$

Определим также массовое количество поступившего в цилиндр воздуха за весь процесс продувки — наполнения:

$$\Delta G_n = \sum_{\Delta t_1}^{\Delta t_i} \frac{\mu_1 \psi_{an} p_k}{V RT_k} \int f_{an} dt = \Sigma \Delta G_n$$

и количество продуктов сгорания и воздуха, вытекшее за тот же период через выпускные органы.

$$\Delta G_s = \sum_{\Delta t_1}^{\Delta t_i} \frac{\mu_2 \psi_{sp} p}{V RT} \int f_s dt = \Sigma \Delta G_s$$

Таким образом, можно определить коэффициент избытка продувочного воздуха (проверить выбранное значение):

$$\varphi_0 = \frac{\Sigma \Delta G_n}{V_n \rho_0},$$

где  $\rho_0$  — плотность воздуха, отнесенная к условиям окружающей среды.

По уравнению массового баланса можно проверить правильность выбранных значений  $\mu_1$  и  $\mu_2$  и других параметров:

$$G_s + G_{s0} = G_n + g_T,$$

где  $g_T$  — масса впрыснутого топлива.

Применение рассмотренного метода позволяет учитывать, хотя и приближенно, влияние изменения площади открытия органов газораспределения по времени на изменение параметров процесса во время продувки, проверять баланс газов и коэффициент избытка продувочного воздуха и определять величины  $\rho_a$  и  $T_a$ . Полученные уравнения следует применять лишь в том случае,

если известны значения  $\mu_1$  и  $\mu_2$ , относящиеся к установленному способу расчета.

Другой вариант расчетных формул можно получить, используя уравнение объемных воздействий (как это делают Цеман и Н. М. Глаголев [7]) и обобщенное уравнение расхода газа при истечении, что и выполнено М. Г. Кругловым. Если допустить, что за промежуток времени  $dt$  давление не изменяется, то изменение объема  $dV$  цилиндра, происходящее вследствие движения поршня, равно сумме частных изменений объема газа:

$$dV = d_1V - d_2V + d_aV, \quad (75)$$

где  $d_1V$  — изменение объема вследствие поступления свежего воздуха через впускные органы;

$d_2V$  — изменение объема вследствие истечения газа из цилиндра через выпускные органы;

$d_aV$  — адиабатное изменение объема, относящееся ко всему газу в цилиндре, который находится в нем после совершения указанных выше процессов.

Физический смысл уравнения (75) состоит в том, что оно представляет уравнение объемного баланса.

Решая уравнение (75) относительно  $d_aV$ , получим

$$d_aV = dV + d_2V - d_1V. \quad (76)$$

Изменение объема определяется из уравнения адиабаты

$$d_aV = -\frac{V}{k} \cdot \frac{dp}{p}. \quad (77)$$

После подстановки этого уравнения в выражение (76) и решения его относительно  $dp$  будем иметь

$$dp = -\frac{kp}{V} (d_2V - d_1V + dV). \quad (78)$$

Таким образом, получили исходное уравнение для определения изменения давления. Оно представляет собой обобщенное уравнение адиабаты в форме уравнения объемного баланса.

Вторым уравнением является уравнение для определения температуры; его составляют применительно к отдельным периодам процесса газообмена.

Для процесса свободного выпуска  $d_1V = 0$  уравнение (78) получает следующий вид:

$$dp = -\frac{kp}{V} (d_2V + dV). \quad (79)$$

Изменение объема вследствие истечения из цилиндра

$$d_2V = \frac{dG_0}{\rho_2}.$$

После подстановки значения  $dG_0$  из обобщенного уравнения расхода [29] имеем

$$d_2V = \mu a_u \frac{M_0}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} f_s dt. \quad (80)$$

Подставив выражение (80) в уравнение (79), после приближенного интегрирования для конечного малого промежутка  $\Delta t$  времени получим

$$p_2 - p_1 = - \frac{k\rho}{V} \left[ \mu a_u \frac{M_0}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \Delta A_s + \Delta V \right]. \quad (81)$$

Количество газов  $G_0$ , вытекающих из цилиндра за период свободного выпуска,

$$G_0 = \sum \Delta G_0 = \sum \mu a_u \rho_u \frac{M_0}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \Delta A_s. \quad (82)$$

Для определения скорости звука  $a_u$  в цилиндре необходимо знать температуру газов в каждом расчетном интервале. Ее можно определить по уравнению политропного расширения

$$T = T_b \left( \frac{p}{p_b} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (83)$$

где  $T$  и  $p$  — текущие температура и давление газа в цилиндре.

Показатель политропы расширения  $n$  выбирают равным показателю политропы в конце расширения и, как показывает обработка многочисленных индикаторных диаграмм, снятых во время газообмена с помощью слабой пружины, в среднем  $n = 1,50$ .

Температуру  $T_b$  определяют по формуле (141). При проведении расчета величины  $a_u$  и  $\frac{M_0}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}$  удобно опреде-

лять по номограмме на рис. 57.

С помощью уравнений (81) и (83) определяют изменение давления в цилиндре до конца периода свободного выпуска.

Чтобы определить изменение давления в цилиндре в период

продувки — наполнения и принудительного выпуска, подставим в уравнение (78) значения  $d_2V$  и  $d_1V$ :

$$d_2V = \frac{dG_2}{\rho_4} = \mu_2 a_4 \frac{M_2}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_2^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} f_s dt.$$

$$d_1V = \mu_1 \frac{a_{\kappa} \rho_{\kappa}}{\rho_4} \frac{M_1}{\left(1 + \frac{k_1-1}{2} M_1^2\right)^{\frac{k_1+1}{2(k_1-1)}}} f_{en} dt.$$

Тогда уравнение (78) примет вид

$$dp = -\frac{kp}{V} \left[ \mu_2 a_4 \frac{M_2}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_2^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} f_s dt - \mu_1 \frac{a_{\kappa} \rho_{\kappa}}{\rho_4} \frac{M_1}{\left(1 + \frac{k_1-1}{2} M_1^2\right)^{\frac{k_1+1}{2(k_1-1)}}} f_{en} dt + dV \right]. \quad (84)$$

Для конечного промежутка времени  $\Delta t$ , достаточно малого по величине, приближенно в результате интегрирования получим

$$p_2 - p_1 = -\frac{kp}{V} \left[ \mu_2 a_4 \frac{M_2}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_2^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \Delta A_s - \mu_1 \frac{a_{\kappa} \rho_{\kappa}}{\rho_4} \frac{M_1}{\left(1 + \frac{k_1-1}{2} M_1^2\right)^{\frac{k_1+1}{2(k_1-1)}}} \Delta A_{en} + \Delta V \right]. \quad (85)$$

Изменение температуры в цилиндре в период продувки — наполнения и принудительного выпуска можно принять по экспоненциальному закону (см. § 9) или основываться на гипотезе мгновенного полного перемешивания без учета теплообмена.

Количество воздуха, поступившего через впускные окна,

$$G_1 = \sum \Delta G_1 = \sum \mu_1 a_{\kappa} \rho_{\kappa} \frac{M_1}{\left(1 + \frac{k_1-1}{2} M_1^2\right)^{\frac{k_1+1}{2(k_1-1)}}} \Delta A_{en}. \quad (86)$$

Количество газов, вытекающих через выпускные органы,

$$G_2 = \sum \Delta G_2 = \sum \mu_2 a_4 \rho_4 \frac{M_2}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_2^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \Delta A_s. \quad (87)$$

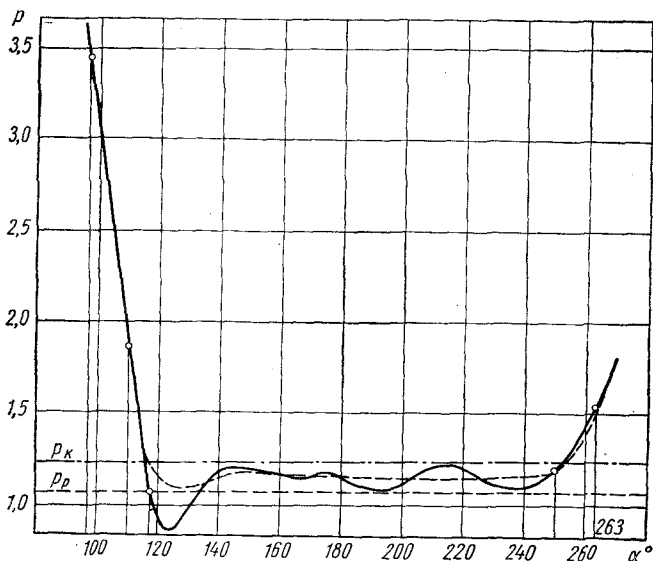


Рис. 73. Экспериментальная (сплошная линия) и расчетная (штриховая линия) кривые изменения давления в цилиндре дизеля  $4Д \frac{13}{14}$  с петлевой схемой газообмена

На рис. 73 проведены расчетная и экспериментальная кривые изменения давления  $p$  в цилиндре для двухтактного дизеля  $4Д \frac{13}{14}$  с петлевой схемой газообмена при  $n = 1600$  об/мин,  $\varepsilon = 12,2$ ,  $\Delta G_e = 0,34$  кг/сек.

## § 16. Особенности теплового расчета

Как известно, задачей теплового расчета рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания является определение параметров, характеризующих эффективность и экономичность процесса, определение переменных по времени давлений и температур в цилиндре.

Для двухтактного двигателя с повышенным давлением наддува, так же как и для обычного двухтактного двигателя, имеется меньше данных, чем для четырехтактного, позволяющих составить исходные уравнения для вывода расчетных соотношений: выпуск и наполнение цилиндра происходят значительную часть цикла одновременно; в выпускную систему попадает неизвестная часть поступившего в цилиндр воздуха (рабочей смеси); часть объема цилиндра, занимаемая остаточными газами, также неиз-

вестна. Это обуславливает большую трудность определения исходных параметров расчета: давления  $p_a$  и особенно температуры  $T_a$  газов в цилиндре в начале сжатия.

Некоторые авторы рекомендуют проводить вначале (до теплового расчета) предварительный расчет газообмена, основанный на выборе ряда необходимых параметров и в первую очередь величин  $p_k$  и  $\phi_0$ .

Параметры рабочей части цикла необходимо увязывать с параметрами процесса газообмена; однако некоторые из параметров определяются настолько приближенно, что нет необходимости добиваться полного совпадения (в граничных точках) параметров процесса газообмена с соответствующими параметрами индикаторной диаграммы.

Давление начала сжатия  $p_a$  следует оценивать, учитывая схему продувки — наддува, фазы газораспределения, вид диаграммы изменения площадей открытия органов газораспределения по углу поворота коленчатого вала, число оборотов вала, а также данные по индцированию построенных двигателей, в той или иной степени близких к проектируемому.

Коэффициент остаточных газов  $\gamma$  определяют, учитывая главным образом схему газообмена, режим работы двигателя и коэффициент избытка воздуха (если есть возможность его оценки). Нередко ориентируются на величину  $\eta_s$ , т. е. на график, изображенный на рис. 47.

В комбинированном двигателе, так же как и в обычном двухтактном двигателе, весьма трудно установить значение температуры в начале сжатия.

Как известно, механическая напряженность двигателя определяется максимальным давлением в цилиндре  $p_z$  и жесткостью протекания процесса сгорания. Тепловая напряженность деталей двигателя зависит от их температуры, которая определяется количеством теплоты, подводимой и отводимой во время рабочего цикла.

Основной приток теплоты происходит во время процессов сжатия, сгорания и расширения. Подвод теплоты к деталям определяется температурным перепадом между поверхностями деталей и рабочего тела и интенсивностью движения последнего в цилиндре.

В двухтактных двигателях, особенно повышенной удельной мощности, показатель политропы сжатия  $n_1$  при прочих равных условиях несколько больше этого показателя в четырехтактных двигателях вследствие повышенной температуры поршня. Показатель  $n_2$  по той же причине несколько ниже, чем в четырехтактном двигателе.

При оценке значения коэффициента выделения тепла  $\xi$  следует учитывать для двигателей с петлевой и прямоточной клапанно-щелевой схемами газообмена несколько большую, чем в четырех-



тактном двигателе, загрязненность рабочего заряда остаточными газами.

При определении параметров индикаторного процесса двухтактного двигателя вместо полного рабочего объема  $V_h$  и полной степени сжатия в уравнения вводится полезный объем  $V_h'$  и действительная степень сжатия. Часть объема цилиндра, включающая окна, в расчетные соотношения не входит.

Среднее индикаторное давление  $p_i'$ , так же как и коэффициент наполнения, относится к полезному объему цилиндра. Приведение этих параметров к полному рабочему объему производится с помощью следующих соотношений:

$$\eta_v = \eta_v' (1 - \psi');$$

$$p_i = p_i' (1 - \psi'),$$

где  $\psi'$  — доля хода поршня, занятая выпускными окнами, при петлевой схеме газообмена без наддува (при симметричных фазах газораспределения).

Для прямоточной схемы газообмена (при несимметричных фазах газораспределения)

$$\psi' = \psi_{np} + \Delta\psi, \quad (88)$$

где  $\psi_{np}$  — доля хода поршня, занятая впускными окнами;

$\Delta\psi$  — доля хода поршня, соответствующая периоду дозарядки.

При определении параметров процессов двигателя с противоположно движущимися поршнями в расчет вводится объем, соответствующий суммарному ходу двух поршней. Индикаторная диаграмма строится таким образом, что по оси абсцисс откладывается этот объем. Для определения нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма можно построить две индикаторные диаграммы, соответствующие движению поршней, управляющих впуском воздуха и выпуском газов.

Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = 27 \cdot 10^8 \frac{\eta_v' p_0}{\alpha L_0 p_i'} = 27 \cdot 10^8 \frac{\eta_v p_0}{\alpha L_0 p_i},$$

где  $L_0$  — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива.

Индикаторная мощность двигателя (цилиндровая)

$$N_i = \frac{p_i V_h n}{450}.$$

Эффективная мощность двигателя

$$N_e = N_i - N_m - N_n,$$

где  $N_m$  — мощность, затрачиваемая на трение в двигателе и на привод вспомогательных агрегатов.

Мощность трения определяется по среднему давлению трения  $p_m$ :

$$N_m = \frac{p_m V_h n}{450}.$$

Среднее давление трения можно определить по средней скорости поршня

$$p_m = a + b c_m,$$

где  $a$  и  $b$  находят по опытным данным; в частности, М. А. Хайлов [74] принимает  $a \approx 0,56$ ;  $b \approx 0,072$ .

Мощность, затрачиваемая на приведение в движение компрессора с механическим приводом,

$$N_{\kappa} = \frac{G_{сек} L_{a\partial}}{75 \eta_{\kappa}},$$

где  $G_{сек}$  — секундный расход воздуха в кг/сек;

$$G_{сек} = \rho_{\kappa} \Phi_{\kappa} V_h \frac{n}{60} 10^{-3}$$

$L_{a\partial}$  — адиабатическая работа компрессора, затрачиваемая на сжатие 1 кг воздуха, в  $\kappa\Gamma \cdot \text{м/кг}$ ;

$$L_{a\partial} = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[ \left( \frac{p_{\kappa}}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right];$$

$\eta_{\kappa}$  — эффективный к. п. д. компрессора, зависящий от его конструкции и вида привода.

Если известны  $N_i$ ,  $N_m$  и  $N_{\kappa}$ , то нетрудно определить  $N_e$ ,  $\eta_m$  и  $g_e$ .



НЕУСТАНОВИВШИЕСЯ ПРОЦЕССЫ  
ПРИ ГАЗООБМЕНЕ**§ 17. Процессы, происходящие в цилиндре  
при газообмене**

Явления, происходящие при газообмене в комбинированных двухтактных двигателях, исключительно сложны. На протекание газообмена в цилиндре непосредственно влияют процессы, происходящие в смежных системах — впускной и особенно в выпускной, а также в газовой турбине. Это относится в особенности к двигателям с импульсной системой наддува.

Следует отметить, что неустановившееся движение газов наибольшее влияние оказывает в период свободного выпуска именно в комбинированных двигателях, отличающихся повышенным давлением в цилиндре в начале выпуска. В этот период движение газов в выпускных органах и в выпускной системе характеризуется наибольшими скоростями и их изменением, наибольшими изменениями давления и температуры. Таким образом, на параметры газообмена в значительной степени влияют ускоренно движущиеся массы газов и волновые явления в выпускной системе.

Констатируя значительное влияние на газообмен смежных с цилиндром систем, в том числе и газовой турбины, следует считать особенно важным определение параметров процессов, протекающих как в выпускных органах, так и в выпускной системе и перед газовой турбиной.

В начале открытия выпускных органов внезапно изменяется давление, в результате чего возникают неустановившиеся процессы различного характера. Процесс течения газов, устремляющихся в выпускную систему, связан с интенсивным падением давления в цилиндре до разрежения значительной величины вследствие влияния главным образом ускоренных масс газов. Образующееся в цилиндре двухтактных быстроходных двигателей разрежение<sup>1</sup>, достигающее при некоторых условиях 0,3—

<sup>1</sup> Установлено опытами.

0,4 кг/см<sup>2</sup>, зависит от многих факторов, в том числе от давления в начале выпуска, конструкции выпускной системы, а также от времени и скорости открытия и закрытия выпускных органов.

Несколько позже начала открытия выпускных органов, обычно после н. м. т., давление в цилиндре повышается, а затем может снова несколько понизиться. В дальнейшем возникающие изменения давлений — волны имеют значительно меньшие амплитуды, а иногда исчезают почти совсем.

Влияние ускоренных масс газов на скорость и расход газов выражается в том, что в начале открытия выпускных органов расход газов не достигает тех значений, которые определяются перепадом давлений и проходными сечениями органов газораспределения, а в дальнейшем превышает эти значения. Чем больше длина движущегося столба газа, тем меньше в период открытия выпускных органов разница скоростей газа в проходном сечении и при установившемся потоке, т. е. при отсутствии воздействия ускоренных масс движущегося газа. При дальнейшем открытии проходного сечения, наоборот, влияние столба газа выражается в увеличении скорости в проходном сечении, которая превышает скорость установившегося потока. Одновременно в цилиндре возникают колебания другого характера. Местное изменение давления около выпускных органов при их открытии распространяется по длине цилиндра со скоростью, равной скорости звука или превышающей ее.

До настоящего времени еще не выяснен вопрос о степени влияния изменения состояния газа у выпускных органов на изменение его параметров внутри цилиндра, однако это влияние бесспорно имеется. Выяснить влияние указанного фактора до известной степени затрудняет градиент давлений, образующихся вследствие наличия определенной скорости течения газов внутри цилиндра. Для цилиндров с большим отношением  $\frac{S}{D}$  и с выпускными окнами, расположенными по всей окружности цилиндра, влияние рассматриваемого фактора более значительно.

Возникшая после открытия выпускных органов волна давления отражается, достигнув головки цилиндра или днища поршня, в зависимости от схемы газообмена. Эти колебания влияют на поле давлений внутри цилиндра. Наинизшая из возможных частот свободных колебаний так высока, что указанные волны практически не влияют на процесс. Это положение справедливо для большей части двигателей. Наибольшая длина полного пути волны примерно равна двойному расстоянию от днища поршня до головки цилиндра. Соответственно круговая частота рассматриваемого вида колебаний

$$\omega_a = \frac{2\pi}{t} = \frac{\pi a}{S},$$

где  $a$  — скорость звука в газе.

Имея в виду, что круговая частота вала

$$\omega = \frac{\pi c_m}{S},$$

получим

$$\frac{\omega_a}{\omega} = \frac{a}{c_m},$$

где  $c_m$  — средняя скорость поршня.

При применяемых в практике двигателестроения значениях  $\frac{S}{D}$  и  $c_m$  величина  $\omega_a$  в 60—100 раз больше частоты  $\omega$ .

Таким образом, ощутимой разницы давлений вследствие влияния волн давлений в цилиндре, по-видимому, можно не опасаться, тем более что колебания распространяются не от всего днища поршня или головки цилиндра, а от части их поверхностей (соответствующей месту возникновения импульса), значительно меньшей всей поверхности поршня или головки.

В высокооборотном двигателе с противоположно движущимися поршнями и скоростью поршня 12—16 м/сек частота  $\omega_a$  лишь в 15—20 раз больше величины  $\omega$ ; при этом окна расположены по всей окружности цилиндра. В данном случае не исключается некоторое влияние рассматриваемых колебаний на протекание процесса газообмена.

## **§ 18. Характер неустановившегося движения газов в начальный период свободного выпуска**

Весьма актуальными следует считать исследования, имеющие целью установление зависимостей между параметрами процессов, протекающих в цилиндре, органах газораспределения и в смежных с ними выпускных системах, а также в лопаточных машинах. Этими исследованиями должны быть установлены действительный характер и соотношения параметров неустановившихся процессов движения газов, протекающих через органы газораспределения, патрубки и трубопроводы.

Газодинамические явления, возникающие в процессе свободного выпуска рабочего тела в выпускных органах и в смежных с ними системах комбинированного двигателя, исключительно сложны вследствие явно выраженного пространственного неустановившегося характера движения газа. Кроме того, как уже отмечалось выше, за время процесса свободного выпуска изменяются параметры рабочего тела в цилиндре и проходные сечения органов газораспределения, повышается давление на выпуске, проявляется влияние ускоренных масс газов и возникают волновые явления.

Решение вопроса о характере образования и распространении импульса давления в выпускном трубопроводе комбинированного двигателя имеет исключительно важное значение. Это объясняется тем, что величина импульса давления и то сопутствующее движение газовой среды, которое возникает при его перемещении по трубопроводу, особенно в двухтактном двигателе, в значительной степени определяют качество процесса очистки и наполнения цилиндра, а кроме того, величину располагаемой энергии перед турбиной.

Рассмотрим в первом приближении схему основных газодинамических явлений в выпускных органах и в смежных с ними системах в начальный момент времени при свободном выпуске. Остановимся на физической стороне процесса образования импульса давления в выпускном трубопроводе и на вопросах, связанных с дальнейшим перемещением импульса.

Предположим, что полость  $A$  цилиндра двигателя и полость  $B$  выпускного трубопровода (рис. 74) разделены до какого-то момента времени  $t_0$  движущимся поршнем  $\Pi$ , причем давление газа  $p_A$  в полости  $A$  значительно больше давления  $p_B$  в полости  $B$ . Посмотрим, что произойдет при бесконечно малом перемещении поршня, т. е. в момент времени  $t_0 + dt$ , с частицами газа на границе раздела полостей. Так как  $p_A > p_B$ , то в бесконечно тонких слоях газа справа и слева от поверхности раздела произойдет мгновенное выравнивание давления, а частицы газа получат конечное приращение скорости. Другими словами, по газу в полости  $B$  начнет распространяться ударная волна, а по газу в полости  $A$  — центрированная волна разрежения. Начальные параметры возникающей ударной волны могут быть определены в зависимости от соотношения давлений  $p_A$  и  $p_B$  и свойств газа. За фронтом ударной волны будет двигаться поверхность раздела газов.

Таким образом, решение вопроса о начальной стадии образования импульса давления в выпускном трубопроводе сводится к решению задачи о поведении пространственного разрыва в начальных условиях. В случае одномерного потока задача о распаде произвольного разрыва решается значительно проще. Для двигателя внутреннего сгорания поверхность разрыва газа в цилиндре и в выпускном трубопроводе всегда (независимо от схемы газообмена) переменна по времени; поэтому задачу не удается свести к одномерному потоку и приходится рассматривать задачу о распаде пространственного разрыва, которая в настоящее время еще не решена.

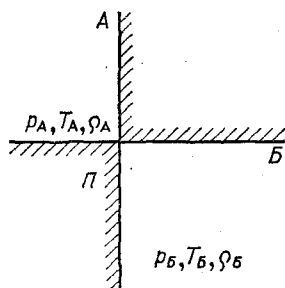


Рис. 74. Полости цилиндра и выпускного трубопровода и параметры в них перед началом процесса

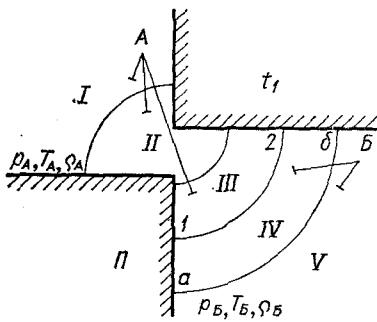


Рис. 75. Основные зоны в цилиндре и выпускной системе

ной, фронт которой обозначен *аб*. Зона *III* характеризуется частицами газа, прошедшими централизованную волну разрежения. Поверхность *1—2* определяет для данного момента времени поверхности раздела (разрыва) газов в полостях *A* и *B*. Очевидно, что в зоне *III* и частично в зоне *II* находятся частицы газа, переместившиеся из цилиндра в выпускной трубопровод.

Зона *II* характеризует область, на которую растянулся скачок разрежения.

Расчеты показывают, что в начальный момент времени скорость перемещения поверхности *1—2* тангенциального разрыва может изменяться в широких пределах в зависимости от соотношения давлений  $p_A$  и  $p_B$  и может превышать местную скорость звука или быть меньше нее.

Движение газа в зонах *II*, *III* и *IV* является неустановившимся трехмерным движением, исключительно сложным по своему характеру. Особенно сложным является движение в зоне *II*, так как именно в ней происходит основная перестройка потока от состояния покоя или одномерного движения в зоне *I* к пространственному движению в зонах *III* и *IV*.

Остановимся подробнее на ряде особенностей движения газовой среды, с которыми приходится сталкиваться при анализе процесса свободного выпуска.

Следует отметить, что ударная волна после образования перемещается в пространстве, вследствие чего ее интенсивность и амплитуда меняются и могут иметь весьма малое значение. Однако именно интенсивность ударной волны определяет величину скорости перемещения поверхности раздела двух газов, а следовательно, и скорость истечения газа из цилиндра, поэтому наличие ударной волны при построении расчетных зависимостей необходимо принимать во внимание. Образование разрыва в начальный момент истечения и его явно выраженный пространственный характер не позволяют использовать систему уравнений одно-

Возвращаясь к вопросу о начальной стадии образования импульса давления в выпускном трубопроводе двигателя, следует отметить, что через некоторое время  $t_1$  после начала истечения в полостях *A* и *B* можно выделить следующие основные зоны (рис. 75). Зоны *I* и *V* включают частицы газа в цилиндре и выпускном трубопроводе, на которые еще не распространились возмущения, вызванные началом истечения. В зоне *IV* находятся частицы газа, сжатые ударной вол-

мерного неустановившегося движения сплошной среды для расчета процесса газообмена в том виде, как это обычно принималось до настоящего времени. Очевидно, требуется создание какой-то новой модели движения газа около выпускных органов и системы дифференциальных уравнений, описывающих данное движение. При этом, как и в большинстве прикладных газодинамических задач, значительные трудности возникают при определении начальных условий. Действительно, если в момент времени  $t_1$  характер движения частиц газа может быть как-то обоснованно, хотя и приближенно, выбран, то для момента  $t_0 + \Delta t$ , т. е. момента, весьма близкого к началу истечения (рис. 76), определение характера этого движения исключительно сложно.

Приходится рассматривать задачу, когда элементарные возмущения, вызванные истечением, распространяются по полостям  $A$  и  $B$ , при этом имеют место срывы потока у кромок окон; при определенных условиях возможно образование второго скачка давления. Кроме того, две плоскости, ограничивающие геометрические размеры канала, движутся в пространстве с какой-то скоростью  $v_0$  (скорость движения поршня в момент  $t_0$ ). Малая величина проходного сечения выпускных органов в этот момент времени требует иного подхода к оценке вязкостных явлений. Использование в данных условиях уравнений неустановившегося движения Эйлера представляется грубо приближенным.

Обычно в этом случае следует значительно упростить схему явления или использовать экспериментальный материал. К сожалению, до настоящего времени отсутствуют экспериментальные данные о характере движения газовой среды в начале открытия окон. Поэтому как экспериментальное, так и теоретическое исследование характера начального движения газовой среды является актуальной, хотя и исключительно сложной задачей.

Значительные трудности при расчете процесса свободного выпуска представляет собой следующее. В начальный момент ударная волна и сопутствующее ей движение газов перемещаются в пространстве. Этот характер движения сохраняется до тех пор, пока фронт движущегося газа не достигнет стенок, ограничивающих размеры выпускного трубопровода (рис. 77). В дальнейшем поток газа будет «выпрямляться», и движение «вырождается» из пространственного в приблизительно одномерное. На рис. 77 условная линия перехода показана штриховой линией. Таким образом, начиная с какого-то положения в пространстве, движение газа приближается больше к одномерному движению

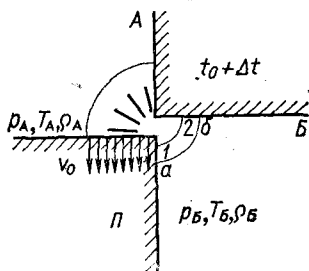


Рис. 76. Положение поршня в момент времени  $t_1$



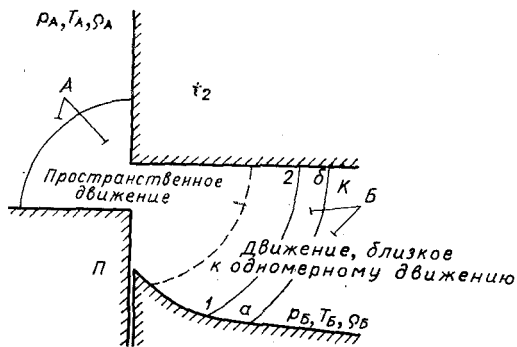


Рис. 77. Положение фронта движущегося газа

та необходимо учитывать данное явление и строить расчет таким образом, чтобы можно было приблизиться к действительному характеру движения, при котором переход от одного вида движения газовой среды к другому осуществляется постепенно. Следует помнить также, что переход сопровождается рядом волновых явлений, учесть которые не всегда представляется возможным.

## § 19. Течение газов в выпускных органах и в выпускном трубопроводе комбинированного двухтактного двигателя

В виду сложности характера движения газа около выпускных органов двухтактных двигателей при создании расчетных зависимостей нельзя получить полноценные с инженерной точки зрения решения без введения ряда допущений. Поэтому весьма важно выбрать удачную концепцию, которая отражала бы действительные явления и в то же время позволила бы получать уравнения для определения основных рациональных конструктивных параметров. Основной в этой концепции должна быть правильная и достаточно обоснованная замена пространственного движения рабочего тела около выпускных органов более простым неустановившимся движением, решение уравнений которого может быть найдено. В качестве примера такой возможной замены следует указать на неустановившееся движение, обладающее цилиндрической или сферической симметрией. Для этого движения характерно то, что, являясь, в сущности, пространственным движением, оно полностью описывается двумя независимыми переменными параметрами — координатой и временем.

Очевидно, подобная замена должна проводиться конкретно для каждой схемы газообмена, так как конструктивное выполнение органов газообмена и выпускной системы двигателя одно-

по трубопроводу с переменным сечением. Определение места, где движение импульса необходимо рассматривать как пространственное, а где его можно свести к одномерному, также является весьма важной и актуальной задачей, не говоря уже о характере этого перехода.

Очевидно, при создании методики расчета

значно определяет характер неустановившегося движения рабочего тела. Логично предположить, что замена, проведенная для двигателя с какими-то размерами цилиндра, может быть распространена на весь класс двигателей, имеющих различные линейные размеры, но одну и ту же схему газообмена, например, двигатели с противоположно движущимися поршнями или двигателя с клапанно-щелевой схемой газообмена, возможно, придется ввести и другие ограничения. Указанную замену целесообразно проводить в относительных координатах, чтобы иметь возможность использовать полученные результаты для двигателей любых размеров данного класса двигателей, имеющих одинаковую схему газообмена.

Двухтактные двигатели характеризуются наличием выпускных органов в виде окон или клапанов, конфигурация которых иногда приближается к конфигурации насадков, имеющих сложное очертание. В надкритической области истечения следует ожидать возникновения скачков уплотнения и в органах газораспределения как прямых, так в некоторых случаях и косых (проявляющихся при насадках с параллельными стенками). Так как скачки представляют собой дополнительное сопротивление потоку, а следовательно, влияют на истечение газа из цилиндра, то они должны быть учтены при изучении процесса выпуска газов. Особое внимание должно быть уделено влиянию геометрических параметров выпускной системы на образование указанных скачков уплотнения.

Вследствие импульса газов, вытекающих в начале выпуска в камеру, давление в ней в области, смежной с выпускными органами цилиндра, повышается. Выпускные газы вытекают из цилиндра в виде компактной массы с повышенным давлением, которое распространяется вдоль трубопровода. Указанные массы сталкиваются с массами газов, находящихся вне цилиндра. Анализ кривых, полученных опытным путем, показывает, что фронт давления движется от цилиндра с высокой скоростью. Передние части волны давления распространяются со сверхзвуковой скоростью, воздействуя при этом на крутизну волнового фронта, которая изменяется с продвижением волны по длине трубопровода.

Независимо от характера процесса течения газов из цилиндра и в смежной области выпускного трубопровода, далее течение газов в выпускной системе приближается по своему характеру к одномерному. Относительно течения газов непосредственно в органах газораспределения можно сказать следующее. До настоящего времени вопрос об образовании скачков уплотнения при выпуске является дискуссионным. Некоторые исследователи отрицают возможность получения сверхзвуковых скоростей истечения, а в связи с этим и образование скачков уплотнения. Однако это не исключает образование при определенных усло-

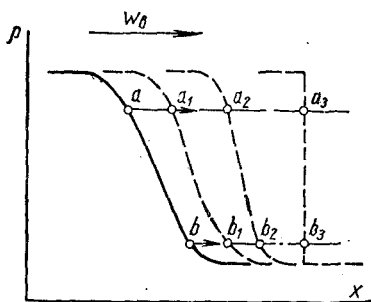


Рис. 78. Схема образования скачка уплотнения при движении газа в трубопроводе

ной местной скорости звука. Волна сжатия при своем распространении становится круче и, наконец, в положении  $a_3 - b_3$  становится прямой, т. е. наступает разрыв непрерывности изменения состояния, или скачок уплотнения. Таким образом, возможно образование скачка уплотнения при движении интенсивной волны сжатия по трубопроводу. Подтверждением этого является также тот факт, что на индикаторных диаграммах изменения давления в выпускном трубопроводе фронт волны сжатия по мере удаления от выпускных органов постепенно становится круче.

После достижения крайнего сечения  $ББ$  (рис. 79), граничащего с газовой турбиной, волна отражается с уменьшенной амплитудой, имеющей обычно обратный знак. Отраженная волна движется непрерывно в обратном направлении, и ее амплитуды складываются с амплитудами волны, движущейся также непрерывно в прямом направлении. При достижении отраженной волной крайнего сечения  $АА$ , граничащего с камерой (от сечения  $АА$

виях в выпускных трубопроводах скачков уплотнения, связанных с распространением по трубопроводу волн сжатия.

Представим, что в координатах  $p - x$  волна имеет вид  $ab$  (рис. 78). Тогда вправо ее фронт распространяется как волна сжатия, а влево как волна разрежения. Любая волна конечной величины может быть представлена состоящей из бесконечно большого числа бесконечно малых возмущений, каждое из которых распространяется со скоростью, рав-

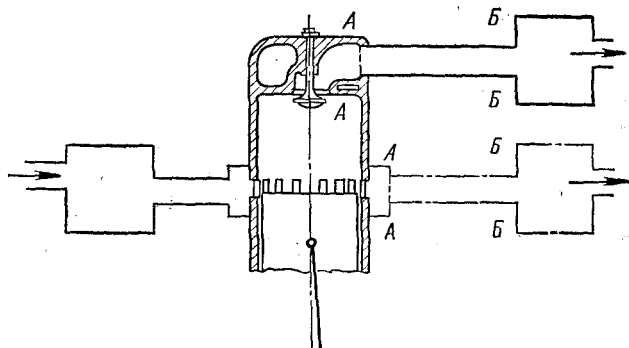


Рис. 79. Схема цилиндра и смежных с ним систем (штрих-пунктирные линии относятся к петлевой схеме газообмена)

начинается движение первоначальной волны), она вновь отражается. В камеру же «проходят» волны с определенной амплитудой, влияя на величину давления как в самой камере, так и в цилиндре. Аналогичные блуждающие волны возникают и во впускной системе.

Едва ли не наибольшее влияние на процесс очистки и наполнения цилиндра оказывают колебания, связанные с влиянием ускоренных масс газов. В этом случае величина разрежения зависит также от отношения площади сечений органов газораспределения к площади поперечного сечения цилиндра и частично от скорости открытия окна. В случае преобладающего влияния распространения и отражения волн давлений в трубопроводе величина разрежения зависит и от других факторов, весьма существенным из которых является конфигурация выпускного трубопровода.

С уменьшением объема выпускной камеры трубопровода увеличивается влияние ускоренных масс выпускных газов на процесс ее в цилиндре. При большом объеме камеры и плавном переходе ее в трубопровод давление в ней при протекании выпускных газов повышается мало, в особенности если сечение выпускного трубопровода значительно.

На рис. 80 изображены кривые изменения давления в цилиндре и непосредственно за выпускными органами в выпускном трубопроводе, в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Эти кривые получены в результате экспериментов на двухтактном быстроходном двигателе с клапанно-щелевой схемой газообмена. После непродолжительной задержки изменения давления оно быстро повышается в выпускном трубопроводе у выпускных органов и достигает  $1,5\text{--}1,8 \text{ кг/см}^2$  при повороте коленчатого вала на  $15\text{--}20^\circ$  от момента открытия выпускных органов. Затем давление быстро снижается и при угле  $40\text{--}50^\circ$  после открытия выпускных органов становится равным атмосферному. Далее следует падение давления ниже атмосферного. После этого давление в выпускной системе и в цилиндре начинает повышаться. В дальнейшем давление снова падает, а к закрытию выпускных органов повышается.

Как показали опыты, проведенные в МВТУ им. Баумана и других организациях, далее продолжают колебания с весьма небольшими амплитудами

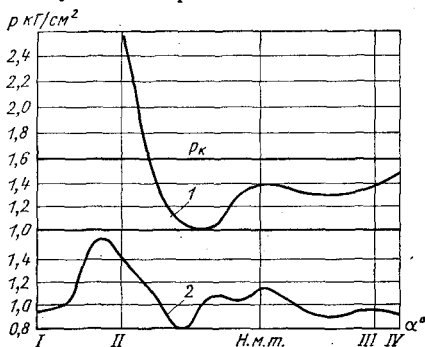


Рис. 80 Изменение давления:

I — открытие выпускных клапанов; II — открытие впускных окон; III — закрытие выпускных клапанов; IV — закрытие впускных окон; 1 — в цилиндре; 2 — в выпускной системе около выпускных органов

дами. Это позволяет сделать вывод о том, что процесс выпуска почти не зависит от предшествующего процесса в случае одноцилиндровой установки или установки с отдельными выпускными патрубками. Указанное положение следует считать справедливым лишь для коротких выпускных трубопроводов.

Повышение давления в последующий период времени в выпускной системе связано с движением выпускных газов по направлению к цилиндру (которое происходит вследствие наличия колебаний масс газов), а также с поступающим через выпускные органы газом.

Чем выше давление и температура в начале процесса истечения в надкритической области, тем длительнее при данном времени сечения процесс надкритического выпуска и фаза нарастания давления в начальном сечении выпускного трубопровода.

Таким образом, ускоренные массы газов, распространение и отражение волн давлений в выпускной системе оказывают значительное влияние на давление в цилиндре также и в период принудительного выпуска и продувки — наполнения, особенно в первой половине этого периода. Величина давления (и разрежения) в цилиндре определяется также изменением проходного сечения выпускных и впускных органов, числом оборотов коленчатого вала и граничными условиями в первую очередь в цилиндре и в известной степени в выпускной системе.

Резюмируя сказанное выше, можно констатировать, что изменение состояния газа в цилиндре и смежных системах при процессах очистки и наполнения в основном происходит в результате течения газов через переменные по времени сечения органов газораспределения при воздействии ускоренных масс газов и распространении блуждающих волн в смежных с цилиндром системах и в самом цилиндре.

## **§ 20. Исследования процесса газообмена, основанные на уравнениях неустановившегося движения**

Вследствие большой трудности изучения процесса газообмена аналитически в проведенных до настоящего времени исследованиях, относящихся к обычным двигателям внутреннего сгорания, преобладает одно из следующих направлений.

Отказываясь от общего решения дифференциальных уравнений, авторы пытаются получить решение с удовлетворительной точностью на основе последовательного решения нескольких упрощенных дифференциальных уравнений. В данном случае трудно сделать общие выводы, особенно для комбинированных двигателей, но некоторые обобщения, по-видимому, возможны, в частности для двигателей, у которых цилиндры соединены с выпускными ресиверами отдельными трубопроводами.

Одними из первых наиболее серьезных исследований явились работы М. А. Левина для четырехтактных двигателей и Г. Листа для двухтактных, в которых рассматривается влияние на процесс в цилиндрах процесса в смежных системах. В этих работах содержится приближенный метод определения изменения давления и скорости по длине трубопровода и по времени, а также изменения давления в цилиндре по времени. При этом исходные уравнения используются в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \omega \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\partial \omega}{\partial t} + \omega^2 \nu &= - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}; \\ \omega \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\partial \rho}{\partial t} &= 0; \\ \rho \rho^{-n} &= \text{const}, \end{aligned} \right\} \quad (89)$$

где  $\omega$  — скорость движения газа в сечении, имеющем координату  $x$ ;

$t$  — время;

$\nu$  — коэффициент трения газа;

$\rho$  — плотность газа в том же сечении;

$n$  — показатель политропы изменения состояния.

При расчете процесс разбивается на участки: в цилиндре — по времени, в трубопроводе — по длине и времени. Бесконечно малые  $dx$ ,  $dt$ ,  $d\rho$  и  $d\rho$  заменяются конечными разностями.

В дальнейшем слагаемым  $\omega^2 \nu$  часто пренебрегают.

Пишингер использовал уравнения движения и неразрывности в форме, справедливой для малых амплитуд давлений и скоростей, пренебрегая слагаемыми  $\omega \frac{\partial \omega}{\partial x}$  и  $\omega \frac{\partial \rho}{\partial x}$  в левых частях уравнений [44], тогда

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial t} &= - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}; \\ \rho \frac{\partial \omega}{\partial x} &= - \frac{1}{a^2} \frac{\partial p}{\partial t}, \end{aligned} \right\} \quad (90)$$

где  $a$  — скорость звука.

В последние годы исследователи часто основываются на концепциях, позволяющих упростить аналитическое изображение процесса для возможности решения дифференциального уравнения движения при сохранении качественных зависимостей. В данном направлении определились два основных метода в создании расчета параметров процесса газообмена с учетом неустановившегося движения.

Первый метод основан на том, что на процесс в цилиндре влияют процессы в смежных с ним системах. Эти процессы являются следствием влияния блуждающих по трубопроводу волн,

отражающихся от обоих концов трубопровода и «накладывающихся» на первичную основную волну (Фойсель, М. А. Хайлов, Н. С. Пугачев и др.). Данный метод исследования позволяет представить себе физическую сторону данного процесса и причины возникновения и развития процессов колебаний в трубопроводах. Его рационально применять к исследованию процесса в трубопроводах четырехтактных двигателей. Однако при применении данного метода к исследованию процессов в цилиндрах двухтактных двигателей он оказывается несостоятельным главным образом вследствие того, что процессы течения газов через газораспределительные органы рассчитываются при этом обычно по формулам установившегося движения, а процессы в трубопроводах — по формулам для малых амплитуд колебаний.

По второму методу (Г. Лист, О. Лутц, А. С. Орлин и др.) изменение состояния в цилиндре рассматривается как следствие воздействия импульсов при выпуске, а также при впуске на массы газов в выпускной и впускной системах. Газы в последних рассматривают в этом случае как некоторую условную «монолитную» массу, скорости, давление и температура во всех точках которой претерпевают одинаковые изменения одновременно [44]. При использовании данного метода получается хорошее совпадение результатов расчета и экспериментов для конструкций, имеющих выпускные системы небольших объемов и трубопроводы относительно небольшой длины и характеризующихся сравнительно высоким перепадом давлений между продувочным ресивером и выпускной системой. При решении задачи с помощью этого метода главным образом учитывают влияние ускоренных масс газов.

В некоторых случаях следует сочетать оба метода, что приводит к уточнению решения задачи о влиянии смежных систем на процесс в цилиндрах при наличии трубопроводов большой длины.

При расчете давления и скорости по длине трубопровода давление обычно рассматривают как состоящее из постоянного начального давления и дополнительной величины, что является следствием двух движущихся в обоих направлениях волн, накладывающихся одна на другую. Представление параметров волн при помощи рядов Фурье вследствие трудности удовлетворения граничным условиям может иметь лишь ограниченное применение. Пишингер разработал приближенный метод и получил для тихоходных двигателей удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных результатов. А. С. Орлин применил данный способ к быстроходным двигателям и констатировал значительное расхождение результатов расчета и опыта (рис. 81). Как было указано выше, основной причиной расхождения результатов явилась применимость уравнений (90) лишь для волн малых амплитуд и использование Пишингером уравнений установившегося движения для течения газов через органы газораспределе-

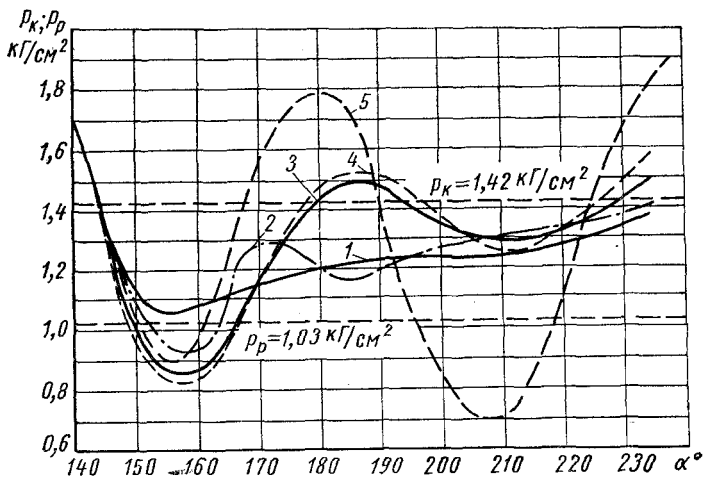


Рис. 81. Кривые изменения давления в цилиндре по углу поворота коленчатого вала быстроходного двигателя:

1 — при расчете по формулам установившегося движения; 2 — при расчете без учета слагаемого  $l \frac{d\omega}{dt}$  в уравнении движения; 3 — при расчете с учетом обоих слагаемых в левой части уравнения; 4 — по экспериментальным данным; 5 — при расчете без учета слагаемого  $\frac{\omega^2}{2}$  в уравнении движения

ния, вследствие чего влияние ускоренных масс газов в трубопроводах на процесс в цилиндре учитывалось неполно, в особенности при малых объемах камер. От данного недостатка свободна работа Лутца, который изменение скорости учитывает слагаемым  $\frac{\partial \omega}{\partial t}$  в уравнении (89). Однако автор при определении частоты

колебаний давления в цилиндре пренебрегает слагаемыми  $\omega \frac{\partial \omega}{\partial x}$  и  $\omega^2 v$  в уравнении (89), а также изменением сечений выпускных и впускных органов по времени, что является основной причиной расхождения экспериментальных данных и результатов теоретических расчетов, касающихся, в частности, построения кривой изменения давления в цилиндре по времени (кривая 5, рис. 81).

Делались попытки (в частности, Лутцем) исследования возможности повышения качества процесса очистки путем использования кинетической энергии выпускных газов при наличии выпускного трубопровода достаточной длины. Исходным уравнением для подобных исследований являлось уравнение движения, записанное для процесса свободного выпуска в виде

$$l_p \frac{d\omega_p}{dt} + \frac{\omega_p^2}{2} = \frac{p - p_p}{\rho_p},$$



где индекс  $p$  относится к выпускному трубопроводу, скорости и давления по длине которого принимаются постоянными.

Влияние неустановившегося движения газов при очистке и наполнении не может быть установлено без введения упрощений (после выявления профилирующих процессов).

Изменение состояния газа в цилиндре связано с его упругостью и массой в цилиндре и в смежных с ним системах, как уже было сказано выше. Наибольшее влияние на газообмен оказывают динамические явления в процессе свободного выпуска. Поэтому необходимо исследовать именно данную сторону процесса. При наличии трубопроводов большой длины следует рассматривать систему, в которой протекание процесса определяется в значительной степени упругостью газа в цилиндре и массой и упругостью газа в трубопроводе. В случае трубопроводов малой длины необходимо учитывать влияние упругости газа в цилиндре и массы газа в трубопроводе, а также частично в самом цилиндре.

Отмечая недостатки опубликованных работ, можно констатировать, что нередко не учитывают значение первого слагаемого левой части уравнения движения системы (89) при рассмотрении изменения давления в цилиндре по времени или же не учитывают влияния второго слагаемого.

А. С. Орлин учел, хотя и приближенно, оба слагаемых левой части уравнения движения системы (89) и разработал расчетные соотношения на основании уравнения движения, пренебрегая слагаемым, которое учитывает трение, и ввел упрощающие вывод допущения. В результате этого было получено хорошее совпадение расчетных и экспериментальных результатов для двигателей с трубопроводами малой длины (кривая 3, рис. 81).

## **§ 21. Начальная стадия образования импульса давления в выпускном трубопроводе**

Решение вопроса о характере образования и распространения импульса давления в выпускной системе комбинированного двигателя с учетом того факта, что движение газа является неустановившимся, имеет исключительно важное значение. Это объясняется тем, что величина импульса и сопутствующее ему движение газовой среды, возникающее при перемещении импульса по трубопроводу, определяют, с одной стороны, качество процесса очистки и наполнения цилиндра, а с другой — величину располагаемой работы, которая в дальнейшем может быть совершена рабочим телом при расширении в турбине.

По мере вытекания из цилиндра газов (которые затем тормозятся) давление в выпускном трубопроводе растет от нуля до какого-то конечного значения. Образовавшийся импульс давления начинает распространяться по трубопроводу со скоростью,

равной местной скорости звука, как волна давления конечной амплитуды. Математически данный процесс описывают системой уравнений для трехмерного неустановившегося движения сплошной среды в частных производных. В случае упрощения задачи и перехода к одномерному потоку эта система может быть представлена в приведенном выше виде [см. уравнения (89)].

Общее решение системы (89) ищется в виде:

$$x = ut - \frac{\partial \psi}{\partial u}; \quad t = \frac{\partial \psi}{\partial t},$$

где  $u$  — скорость;

$$\psi = \frac{\partial^{r-1}}{\partial i^{r-1}} \frac{F_1 [\sqrt{2(2r+1)i} + u] + F_2 [\sqrt{2(2r+1)i} + u]}{\sqrt{i}};$$

$$k = \frac{2r+3}{2r+1}; \quad r = -1, 0, 1, 2, 3, \dots, \infty;$$

$k$  — показатель адиабаты;

$i$  — энтальпия частицы;

$F_1$  и  $F_2$  — произвольные функции соответствующих аргументов.

Следует отметить, что часто очень трудно определить вид произвольных функций  $F_1$  и  $F_2$  [38].

Отмечая невозможность или большую сложность решения даже такой упрощенной системы, ряд авторов, как известно, отказывается от рассмотрения неустановившегося характера движения рабочего тела и сводит задачу к рассмотрению одномерного установившегося потока. Интегрирование упрощенных уравнений позволяет найти зависимости расхода газа от времени истечения и от величины сечения выпускных органов. Иногда, используя систему уравнений (89), находят определяющие неустановившееся движение критерии подобия и строят расчет в критериальном виде. При этом исходят из предположения, что поверхности разрыва по тракту движения газа отсутствуют, а изменение основных газо- и термодинамических параметров происходит непрерывно. Это объясняют тем, что плавное открытие выпускных органов приводит к плавному увеличению давления за цилиндром, а следовательно, к плавному увеличению всех остальных параметров газа. Действительно, только в этом случае возможно применение системы (89) и построенных на ее основе расчетных формул. Правда, ряд авторов не отрицает наличия поверхности разрыва (скачка), однако рассматривает последний как результат движения импульса давления, т. е. по сути дела как «опрокидывание» волны давления.

По мнению авторов данной книги, приведенная выше трактовка начальной стадии образования импульса давления в выпускном трубопроводе не совсем соответствует действительности.

Рассмотрим в первом приближении схему основных явлений в выпускных органах и в смежной с ними системе в начальный момент процесса газообмена. Явления, которые описываются ниже, следует считать основными, влияющими на процесс выпуска и наполнения цилиндра. До настоящего времени эти явления не учитывались при расчете органов газораспределения, а также при рассмотрении процесса течения газов через выпускные органы и трубопроводы. Кроме того, не учитывалось влияние этих явлений на процессы в цилиндре.

Остановимся подробнее на физической сущности процесса образования импульса давления в выпускном трубопроводе. Предположим, что имеем полости  $A$  и  $B$  (см. рис. 74), отделенные до какого-то момента времени  $t_0$  друг от друга движущимся поршнем  $P$ . Параметры газа, находящегося в полостях  $A$  и  $B$ , выбраны произвольно, но давление  $p_A > p_B$ . В момент времени  $t_0$  движущийся поршень сообщает полости  $A$  и  $B$  между собой. Рассмотрим, что произойдет при бесконечно малом перемещении поршня с частицами газа на границе раздела полостей, которую можно рассматривать как цилиндрическую поверхность бесконечно малого радиуса. Так как  $p_A > p_B$ , то в бесконечно тонких слоях газа справа и слева от поверхности раздела 1—2 произойдет мгновенное выравнивание давления, а частицы газа получат какое-то конечное приращение скорости. Наличие мгновенного скачкообразного выравнивания давления и нарастания скорости не может вызвать возражений по следующим элементарным соображениям. Пусть в момент времени  $t_0 + dt$  поверхность раздела имеет площадь  $df$ . Тогда избыточное давление газа в полости  $A$  по сравнению с давлением газа в полости  $B$  будет равно  $p_A - p_B$ . Это давление будет передаваться на бесконечно тонкий слой газа полости  $B$ , масса которого равна  $\rho_B dx df$  (где  $dx$  — толщина рассматриваемого слоя,  $\rho_B$  — плотность газа, находящегося в полости  $B$ ). На основании закона Ньютона можно записать:

$$(p_A - p_B) df = \rho_B dx df j;$$

$$(p_A - p_B) = \rho_B dx j,$$

где  $j$  — ускорение, полученное массой  $\rho_B dx df$ .

Так как разность  $p_A - p_B$  — конечная величина, то данное уравнение приводит к необходимости равенства величины  $j$  бесконечности, что и объясняет мгновенное нарастание составляющей скорости движения газа, нормальной к поверхности раздела 1—2, и падение давления в слое  $dx$ . Необходимо отметить, что при этом значения температуры и плотности могут быть любые; выравниваются только значения давления и нормальной составляющей скорости. Подобное явление невозможно при взаимодействии твердых тел, так как в этом случае результирующее усилие действовало бы на все частицы тела сразу.

Итак, в бесконечно тонких слоях газа, находящегося в полости *Б* справа от поверхности раздела, давление резко повысилось, и, следовательно, по газу начнет распространяться ударная волна, вызывая за собой движение газа. Начальные параметры возникающей ударной волны могут быть определены на основании зависимостей, известных из теории ударных волн. Очевидно, поверхность раздела газов, которые находятся в полостях *А* и *Б*, называемая поверхностью тангенциального разрыва, будет двигаться со скоростью, определяемой интенсивностью ударной волны. По газу, находящемуся в полости *А*, начнет распространяться волна разрежения. Таким образом, решение вопроса о начальной стадии образования импульса давления сводится к решению задачи о поведении произвольного разрыва в начальных условиях.

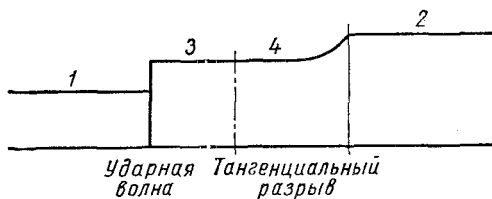


Рис. 82. Характер изменения давления в случае распада произвольного разрыва

Общее решение и исследование поведения произвольного разрыва было дано акад. Н. Е. Кочиным, который показал, что возможно несколько вариантов распада начального разрыва. В нашем случае будет иметь место следующий вариант: с одной стороны от тангенциального разрыва распространяется ударная волна, а с другой — волна разрежения (рис. 82). Поведение разрыва по времени будет определяться соотношениями, построенными на основании законов сохранения потока массы, потока энергии и импульса через поверхность разрыва [38]. Так, например, скорость газа в области 3 может быть определена по формуле

$$u_3 = \sqrt{(p_3 - p_1)(v_1 - v_3)},$$

а полное изменение скорости газа в волне разрежения 4.

$$u_4 = \int_{p_3}^{p_1} \sqrt{-dp dv}.$$

Для идеального газа изменение скорости потока при прохождении от первого состояния до второго будет находиться в пределах

$$-\frac{2}{k_2 - 1} c_2 \left[ 1 - \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k_2 - 1}{2k_2}} \right] < u_1 - u_2 < (p_2 - p_1) \times \\ \times \sqrt{\frac{2v_1}{(k_1 - 1)p_1 + (k_1 + 1)p_2}},$$

где  $v_1$  и  $v_3$  — удельные объемы газа 1 и газа 3;

$c_2$  — скорость звука в газе 2;

$k_1$  и  $k_2$  — показатели адиабат сжатия газа 1 и газа 2.

Для поршневого двигателя, и в первую очередь для двухтактного, поверхность разрыва газа в цилиндре и в выпускном трубопроводе всегда будет (независимо от схемы газообмена) переменна по времени, т. е. задачу трудно свести к одномерному потоку, и, строго говоря, следует рассматривать задачу о поведении пространственного разрыва в начальных условиях, которая в настоящее время еще далека от решения.

Ввиду исключительной сложности характера движения газа около выпускных органов без введения ряда допущений при создании расчетных зависимостей нельзя получить полноценные с инженерной точки зрения решения. Таким образом, весьма важно выбрать такую концепцию, которая отражала бы действительные явления и в то же время позволила бы получить уравнения для определения основных рациональных конструктивных параметров и параметров процесса.

Основной в этой концепции должна быть правильная и достаточно обоснованная замена пространственного движения рабочего тела около выпускных органов более простым (неустановившимся, желательным одномерным) движением, уравнения которого могут быть решены. Очевидно, такая замена должна проводиться конкретно для каждой схемы газообмена, так как конструктивное выполнение органов газораспределения и выпускной системы двигателя однозначно определяет характер неустановившегося движения рабочего тела.

## **§ 22. Экспериментальные исследования динамических явлений при процессе выпуска**

Выявление в процессе доводки и эксплуатации двухтактных двигателей зависимости мощности и экономичности от таких факторов, как форма и размеры выпускной системы, размеры и скорость открытия выпускных органов, стимулировало проведение ряда расчетно-экспериментальных работ, посвященных вопросам изучения и расчета процесса выпуска газов из цилиндра и влияния выпускной системы. Остановимся на отдельных расчетно-экспериментальных работах, которые в той или иной мере освещают в динамическом отношении процесс выпуска и течения газов в выпускной системе. Основное значение этих работ в том, что они подтверждают высказанные положения и выводы о влиянии неустановившегося движения на процессы газообмена и позволяют установить некоторые эмпирические и полуэмпирические зависимости. К сожалению, значительная часть проведенных работ относится к исследованию процесса лишь при наличии отдельных выпускных трубопроводов, соединенных с цилиндрами. Тем не менее результаты экспериментов и сделанные выводы имеют практическое значение для различных конструкций выпускных систем комбинированных двухтактных двигателей. Во всяком случае при любой схеме комбинированного двигателя прихо-

166

дится считаться с тем, что величина импульса давлений и последующее движение газов в выпускной системе в значительной степени определяют качество газообмена, а также располагаемую энергию, используемую в газовой турбине.

Изучение распределения давления в цилиндре при быстром выпуске из него сжатого воздуха показало, что получающееся при этом разрежение увеличивалось с повышением начального давления в цилиндре. В частности, при избыточном давлении в начале выпуска, равном  $0,7 \text{ кг/см}^2$ , в области цилиндра, удаленной от выпускных органов, отмечалось разрежение, равное  $0,1 \text{ кг/см}^2$  (рис. 83). При повышении давления в цилиндре до  $4,2 \text{ кг/см}^2$  разрежение достигало  $0,31 \text{ кг/см}^2$ . С повышением давления, как это видно из рис. 84, разрежение увеличивается все более медленно. В рассматриваемых опытах начальное давление в цилиндре повышалось только до  $4,2 \text{ кг/см}^2$ . Указанное выше положение пока еще не может быть обобщено. Теми же экспериментами было установлено, что наибольшее разрежение получается в наиболее удаленной от выпускного отверстия точке (см. рис. 83). Появление разрежения при начальном давлении в цилиндре, равном  $2,8 \text{ кг/см}^2$ , отмечалось через  $0,0035 \text{ сек}$  после момента открытия выпускного окна. Время, в течение которого имело место разрежение, достигало  $0,0035 \text{ сек}$ .

Исследование изменения давления в зависимости от длины выпускных трубопроводов (рис. 85) показало, что форма кривых давлений в этом случае аналогична форме кривой, приведенной на рис. 80. Можно отметить сдвиг момента появления наибольшего разрежения с увеличением длины трубопроводов. Дэвис [49] связывает это с обратным движением газов по направлению к цилиндру. С увеличением длины выпускного трубопровода промежуток времени, соответствующий наличию разрежения,

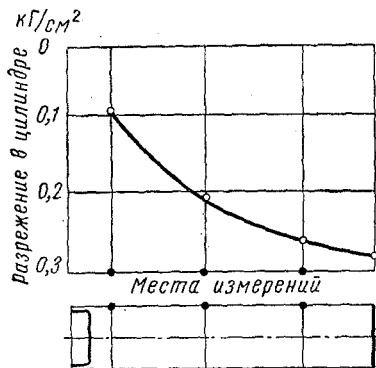


Рис. 83. Распределение по длине цилиндра разрежения, образующегося при быстром выпуске воздуха

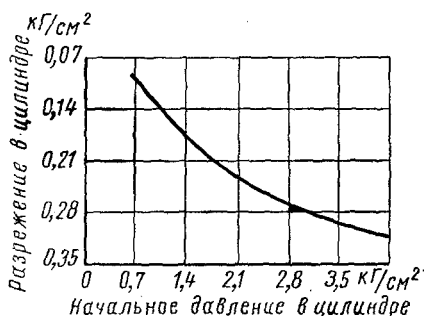


Рис. 84. Изменение разрежения в крайнем сечении цилиндра в зависимости от начального давления в цилиндре при быстром выпуске сжатого воздуха

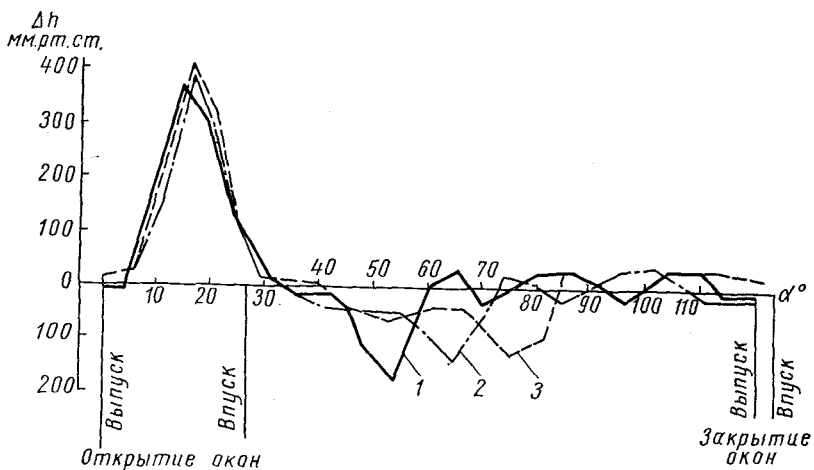


Рис. 85. Изменение давления у выпускных органов:

1 — для трубопровода длиной 1500 мм; 2 — для трубопровода длиной 2000 мм; 3 — для трубопровода длиной 2500 мм

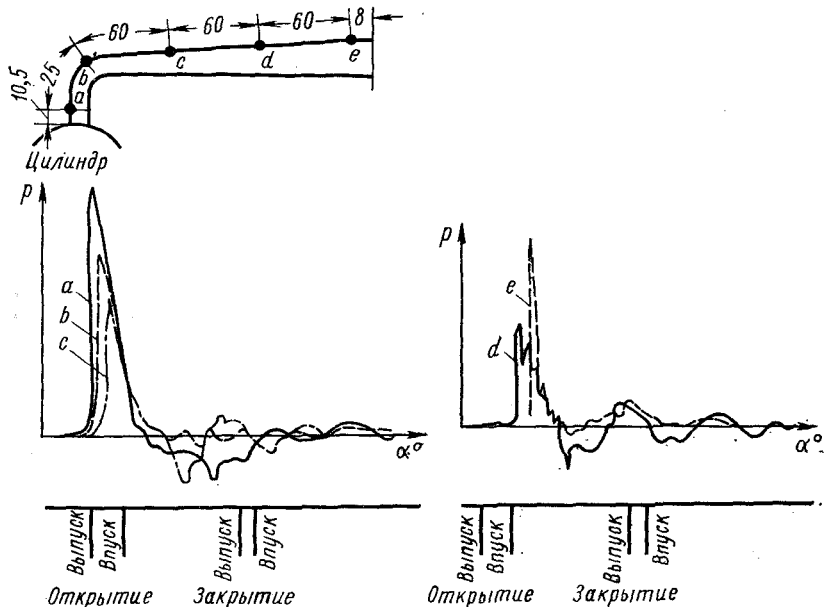


Рис. 86. Распределение давления  $p$  по длине выпускного трубопровода в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  ( $n = 1250$  об/мин,  $p_e = 4,65$  кг/см<sup>2</sup>)

увеличивается. В проводимых опытах время, в течение которого имелось разрежение, соответствовало примерно  $30^\circ$  угла поворота коленчатого вала при длине выпускного трубопровода 1500 мм,  $45^\circ$  — при длине трубопровода 2000 мм и  $55^\circ$  — при длине трубопровода 2500 мм. Как

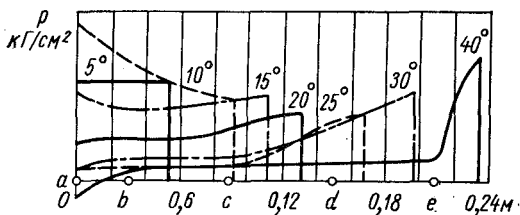


Рис. 87. Распределение давления по длине трубопровода в различные моменты времени. Цифры у кривых обозначают угол поворота вала, отсчитываемый от момента открытия выпускных органов

показали опыты, после некоторого значения длины выпускного трубопровода интервал времени, при котором наблюдается разрежение, уменьшается. Можно сделать заключение, что наибольший период времени, в течение которого имеется разрежение, соответствует определенной оптимальной длине выпускного трубопровода для данных условий.

Рассматривая характер изменения давления по длине трубопровода (рис. 86), можно отметить падение наибольшего давления от точки  $a$  до точки  $d$ , а затем повышение давления у точки  $e$ . Точке  $a$  соответствует наименьшее время достижения ее фронтом волны давления; в точке  $b$  задержка продвижения фронта волны равна  $3^\circ$ , в точке  $c$  —  $10^\circ$ , в точке  $d$  —  $24^\circ$  и в точке  $e$  —  $33^\circ$ . Интервал между первоначальным давлением и моментом появления следующего максимального давления по углу поворота коленчатого вала уменьшается от  $110^\circ$  у точки  $a$  до  $80^\circ$  у точки  $b$ , до  $72^\circ$  у точки  $d$  и до  $66^\circ$  у точки  $e$ .

Достижение фронтом давления конца трубопровода сопровождается отражением волны газов, отбрасываемой по направлению к цилиндру. На рис. 87 приведены значения давлений вдоль трубопровода в различные моменты времени. Скорость фронта волны уменьшается до минимума в точке  $d$ , а затем снова увеличивается. Скорость достигает максимального значения при повороте коленчатого вала на  $5^\circ$  после открытия выпускного органа, что при  $n = 1250$  об/мин соответствует  $0,000665$  сек; при этом фронт волны давления проходит  $0,6$  м вдоль трубопровода, следовательно, средняя скорость распространения фронта волны давления  $w = \frac{0,6}{0,000665} = 900$  м/сек.

Учитывая возможные ошибки при снятии индикаторных диаграмм и при последующей обработке их (достигающие  $10\%$  и более), на основании указанных опытов можно считать, что скорость распространения фронта волны давления будет и в этом случае более  $800$  м/сек, т. е. значительно больше скорости звука в газе.



Влияние динамических явлений в выпускной системе на наполнение, а следовательно, и на мощность двигателя отмечает П. С. Штэпа, обоснованно показавший, что длина выпускного трубопровода оказывает большое влияние на работу двухтактного двигателя [49].

В работе Корнакера приводятся результаты экспериментов и рассматривается процесс выпуска. На рис. 88 показана форма волны давления в различных сечениях трубопровода. Отчетливо видно увеличение крутизны фронта волны по мере продвижения ее по длине трубопровода.

Образование волны давления в трубопроводе можно представить себе в общих чертах следующим образом. В начальный момент газ в канале за клапаном находится в состоянии покоя, поэтому выпускные газы, поступающие в канал с большой скоростью, затормаживаются. Вследствие этого количество газа, поступающего в трубопровод из канала за клапаном, будет меньше того количества газа, которое поступает в канал из цилиндра, и давление в трубопроводе повышается. Повышение давления зависит в основном от поступающей массы газа, в свою очередь, зависящей от давления в цилиндре в начале выпуска и время-сечения вы-

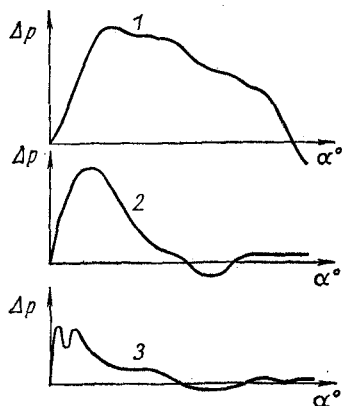


Рис. 88. Изменение формы волны давления в открытом трубопроводе в различных его сечениях:

1 — на расстоянии 100 мм от цилиндра; 2 — на расстоянии 1500 мм от цилиндра; 3 — на расстоянии 2400 мм от цилиндра

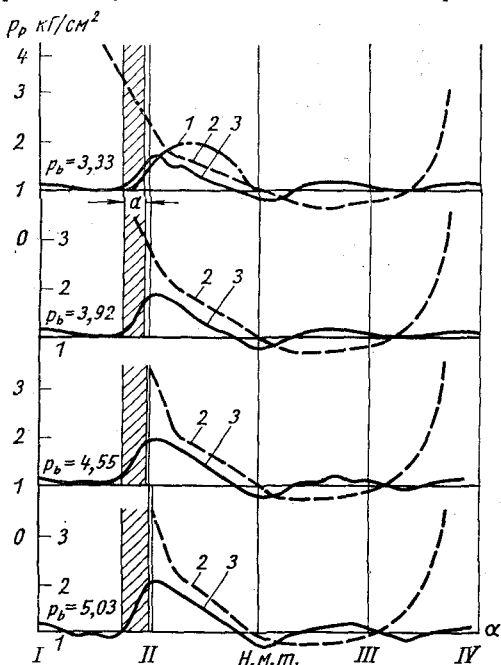


Рис. 89. Изменение давления в цилиндре и в выпускном трубопроводе вблизи цилиндра при разных давлениях начала выпуска:

I и II — открытие соответственно выпускных и впускных органов; III и IV — закрытие соответственно выпускных и впускных органов; 1 — кривая подъема клапана; 2 — изменение давления в цилиндре; 3 — изменение давления в выпускном трубопроводе

пусковых органов, а также от площади поперечного сечения и длины выпускного канала за клапаном.

На рис. 89 показаны кривые изменения давления в цилиндре и в выпускном трубопроводе около цилиндра (на расстоянии 100 мм от выпускного клапана, что соответствует сдвигу волн давления примерно на  $2^\circ$  угла поворота коленчатого вала) в зависимости от начального давления в цилиндре. Из приведенных кривых видно, что с повышением давления в момент открытия выпускного клапана время надкритического истечения увеличивается и давление в выпускном трубопроводе вблизи цилиндра повышается. Период надкритического выпуска  $a$  (заштрихованная область) в этом случае устанавливается по давлению. Как отмечалось выше, скорость течения определяется не только давлением, но и другими факторами, вследствие чего продолжительность указанного периода в действительности будет другой.

На рис. 90 показаны волны давления в выпускном трубопроводе разного диаметра при постоянном давлении в начале процесса выпуска. Из графика видно, что при уменьшении диаметра выпускного трубопровода амплитуды давлений возрастают. Как известно, условия отражения волн давления на конце трубопровода оказывают значительное влияние на форму волн.

Выведенные в гл. IV приближенные формулы справедливы в том случае, если выпуск газов происходит в атмосферу или в выпускной ресивер больших размеров, соединенный с атмосферой выпускным трубопроводом большого диаметра. Во избежание дросселирования скорость газов в выпускном трубопроводе должна быть значительно ниже, чем скорость газов в выпускных органах. Так, Швейтцер считает, что скорость в выпускном трубопроводе должна быть в 3 раза меньше скорости газов в выпускных окнах, что недалеко от истины.

В многоцилиндровых двигателях скорость газа в выпускном трубопроводе  $w$  должна быть еще ниже. Некоторые исследователи рекомендуют принимать (с известной осторожностью с этим можно согласиться) для тихоходных двигателей ( $n < 350$  об/мин)  $w = 20 \div 35$  м/сек, для двигателей средней быстроходности ( $n = 350 \div 1200$  об/мин)  $w = 30 \div 47$  м/сек и для быстроходных двигателей ( $n > 1200$  об/мин)  $w \leq 50-60$  м/сек. При определении размеров трубопровода необходимо учитывать, что объем выпускных газов больше объема продувочного воздуха в отношении

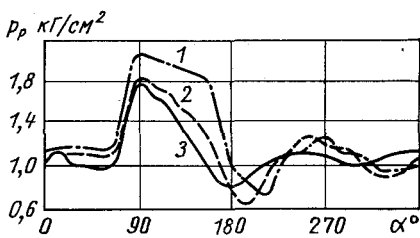


Рис. 90. Изменение давления в выпускном трубопроводе разного диаметра  $d_T$  ( $p_b = 4 \text{ кг/см}^2 = \text{const}$ ,  $T_b = \text{const}$ ):

1 —  $d_T = 40$  мм; 2 —  $d_T = 46$  мм;  
3 —  $d_T = 56$  мм

абсолютных температур. При подобных расчетах по средней скорости не учитываются указанные выше волновые явления при течении газов, делающие двухтактный двигатель очень чувствительным к изменению длины выпускных труб. Хорошо настроенная выпускная труба позволяет получить от двигателя большую мощность. Увеличение диаметра выпускной трубы или уменьшение ее длины приводит иногда к падению мощности двигателя, несмотря на уменьшение показаний манометра при измерении противодавления на выпуске.

Влияние настройки особенно ощутимо в двигателе, имеющем отдельные выпускные трубы для каждого цилиндра. Как показывают работы П. Швейцера [112], а также С. Г. Роганова в МВТУ [10], разница в мощностях двигателей с хорошо и плохо настроенными выпускными системами может достигать 30%. Сказанное относится непосредственно и к комбинированным двигателям как с импульсным наддувом, так и с наддувом при постоянном давлении.

Комбинированные двигатели строятся обычно многоцилиндровыми, и явления интерференции (наложения) волн, служащие помехами для работы определенных цилиндров, в данном случае нередки.

Как уже было сказано выше, импульс давлений, возникающий при вытекании из цилиндра газов, вызывает волны давления, перемещающиеся в прямом и обратном направлениях со скоростью звука или со скоростью, превышающей ее. Давление в выпускной системе непосредственно за выпускными органами возрастает, а затем падает и далее вновь возрастает. Эти затухающие колебания продолжают до того момента, пока новый импульс давления от следующего выпуска не наложится на имеющееся давление в системе. Влияние этого эффекта на процесс газообмена может быть благоприятным или неблагоприятным, в зависимости от распределения волн давления, зависящих, в свою очередь, от многих факторов и, в частности, от геометрических параметров системы.

При совпадении частоты свободных колебаний газов в выпускной системе с числом оборотов вала двигателя в секунду момент выпуска будет совпадать с максимальным давлением в выпускном трубопроводе непосредственно за выпускными органами. В этом случае, а также в том, когда частота свободных колебаний газов в выпускной системе будет кратной числу оборотов вала двигателя в секунду, амплитуды волн давления газов при импульсе складываются с амплитудами давления газов в трубопроводе, что весьма нежелательно. Для улучшения качества процесса газообмена в случае выпускной системы простейшей формы следует стремиться к тому, чтобы период собственных колебаний газов в трубопроводе был приблизительно равен полному периоду продувки. В этом случае в конце периода продувки непосред-

ственно за выпускными органами будет возникать некоторое разрежение, способствующее засасыванию свежего заряда через выпускные окна, что имеет большое значение для качества газовой смеси.

Главными факторами, влияющими на настройку двигателя, следует считать геометрические параметры выпускной системы и число оборотов вала двигателя. К геометрическим параметрам относятся длина и диаметр выпускного трубопровода, а также объем различных ресиверов, присоединенных к выпускной системе или включенных в нее. Выпускная система, строго говоря, может быть настроена только на одно число оборотов, и поэтому настройка имеет наибольшее значение для двигателей, работающих с постоянным числом оборотов. Двигатели с переменными скоростными режимами должны настраиваться на число оборотов, при котором желательно иметь наилучшую характеристику. Экспериментальным путем (в частности, в МВТУ) доказана возможность настройки выпускной системы в определенных пределах и для двигателей с переменным скоростным режимом.

Частота колебаний газов в выпускной системе зависит от длины трубопровода, а также от его диаметра и объемов, включенных в систему.

При проектировании выпускной системы сначала следует определить диаметр выпускного трубопровода. Если площадь сечения трубопровода недостаточна, выпускные газы будут задресселированы независимо от настройки системы. Если площадь сечения излишне велика, амплитуды волн давлений будут незначительными, и эффект от настройки системы будет сведен к минимуму. Увеличенный диаметр выпускного трубопровода дает преимущества лишь при ненастроенной системе, для настроенной же системы он является помехой.

Как указывают многие исследователи, волны давления в выпускных трубопроводах сходны со звуковыми волнами в трубах органа и подчиняются тем же законам. В прямой трубе длиной  $L$ , закрытой с обоих концов, период колебания волн давления равен  $\frac{2L}{a}$ ; скорость волны изменяется аналогично скорости звука по уравнению

$$a = c \sqrt{kRT},$$

где  $c$  — постоянная, уменьшающаяся с уменьшением диаметра трубы;

$k$  — отношение удельных теплоемкостей;

$T$  — абсолютная температура.

На рис. 91 приведена зависимость скорости распространения волн давления от средней температуры газа в трубах различного диаметра  $D$ , заполненных выпускными газами среднего состава [49].

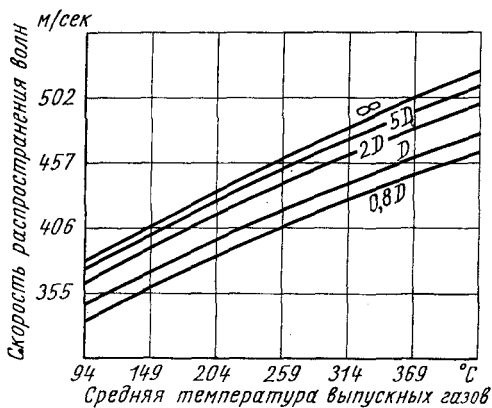


Рис. 91. Зависимость скорости распространения волны давления от средней температуры газа в трубах различного диаметра

ров процесса и основных размеров систем), ввиду большой сложности вопроса часто обращаются к простейшим схемам, представляющим собой отдельные прямые трубы, соединенные с каждым из цилиндров. Приближенные зависимости, относящиеся к таким схемам, следует развивать для более сложных конструктивных схем разветвленных трубопроводов, соединенных с несколькими цилиндрами двигателя с одной стороны и с турбинами — с другой.

При расчете волн давления выпускную систему заменяют прямой трубой длиной  $L_e$  постоянного поперечного сечения, закрытой с обоих концов и имеющей такой же период колебаний, как и рассчитываемая система. Для прямой выпускной трубы постоянного сечения, сообщаемой одним концом с атмосферой, приведенная длина трубопровода  $L_e = 2L$  (где  $L$  — действительная длина трубопровода). Так как отражение происходит не точно у открытого конца трубы, то к действительной длине трубы при очень коротких трубах добавляется так называемая поправка Релея, равная примерно 0,4 внутреннего диаметра трубы.

Таким образом, полный период собственных колебаний столба газов

$$t = \frac{2L_e}{a}. \quad (91)$$

Если выпускные органы соединены с атмосферой трубопроводом длиной  $L$ , то период колебаний столба газов

$$t = \frac{4L}{a}.$$

Следовательно, наиболее неблагоприятные условия, соответствующие равенству периода колебания столба газов периоду выпускных импульсов, получаются при  $t = \frac{60}{n}$  сек.

Если период колебания столба выпускных газов  $t_e$  равен периоду открытия выпускных органов, то получаются наиболее благоприятные условия; при этом

$$t_e = \frac{\alpha_e}{360} \frac{60}{n} = \frac{\alpha_e}{6n} \text{ сек}, \quad (92)$$

где  $\alpha_e$  — период открытия выпускных органов (в градусах угла поворота коленчатого вала).

Зная величины  $\alpha_e$  и  $a$ , по формулам (91) и (92) можно определить значения  $t_e$  и  $L_e$ .

Одной из наиболее ранних работ по исследованию выпускных систем следует считать работу К. Неймана, в которой дается анализ колебаний скорости и давления в выпускном трубопроводе одноцилиндрового двухтактного двигателя. Считая изменение плотности и давления газа в трубопроводе малыми по сравнению с их средними значениями, автор рассматривает свободный выпуск как возмущающий импульс. При этом принято, что выпускной трубопровод прямой, постоянного сечения и закрыт с одного конца, длина шатуна равна бесконечности, а объем цилиндра за время газообмена постояен. После решения волнового уравнения выражение для изменения давления в начале выпускного трубопровода получено в виде ряда Фурье, с коэффициентами, пропорциональными  $\text{tg} \frac{\rho \omega L}{a}$  (где  $\rho$  — порядок гармоники возмущающего импульса,  $\omega$  — частота колебаний). Формула позволяет в случае резонанса какой-либо гармоники с частотой собственных колебаний газа в трубе определить длину выпускного трубопровода.

В большинстве случаев выпускной трубопровод связан с выпускными органами с помощью канала (имеющего определенный объем), патрубка или камеры на выпуске. Объем  $V_1$ , входящий в приведенные ниже соотношения, включает объемы, расположенные за выпускными органами (каналы, патрубки и т. п.). Часто этот объем называют условно выпускным ресивером даже в том случае, если он имеет незначительное по сравнению с выпускным трубопроводом увеличение поперечного сечения.

Приведенная длина трубопровода подобной системы может быть определена по формуле Т. Шмидта:

$$\text{tg} \frac{\pi L}{L_e} = \frac{f_T L_e}{\pi V_1}, \quad (93)$$

где  $f_T$  — площадь поперечного сечения трубопровода.

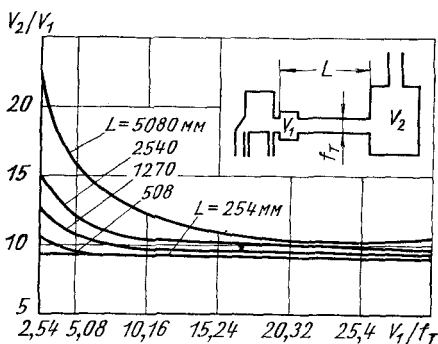


Рис. 92. Изменение отношения  $\frac{V_2}{V_1}$  для выпускных труб в зависимости от отношения  $\frac{V_1}{f_T}$

Размеры выпускного ресивера и выпускного трубопровода после ресивера практически не влияют на настройку системы.

При определении размеров выпускного ресивера основным требованием является неизменность периода свободных колебаний в выпускной системе (отклонения не более 5%). На рис. 92 приведены минимальные значения отношений  $\frac{V_2}{V_1}$  для выпускных труб разной длины при различных отношениях  $\frac{V_1}{f_T}$ .

Как указывает П. Швейтцер, объем ресивера  $V_2$  в конце системы должен быть по крайней мере в 10 раз больше объема  $V_1$ , чтобы создать во внешнем ресивере объемом  $V_2$  условия, близкие к атмосферным. Когда объем внешнего ресивера относительно мал, он влияет на частоту свободных колебаний газа в выпускной системе. Уравнение Т. Шмидта для этого случая имеет вид

$$\operatorname{tg} \frac{\pi L}{L_e} = \frac{\frac{f_T}{V_1} + \frac{f_T}{V_2}}{\frac{\pi}{L_e} - \frac{L_e}{\pi} \cdot \frac{f_T^2}{V_1 V_2}} \quad (94)$$

Если каждый цилиндр двухтактного двигателя имеет отдельную выпускную трубу с установленным на конце сужающимся соплом или диффузором, то эквивалентную длину трубы можно определить по формулам, предложенным Ватанаба [117]:  
при установке сопла

$$\operatorname{ctg} \frac{\pi L_1}{2L_e} \left[ 1 - \frac{c\pi}{2L_e} \operatorname{ctg} \frac{\pi}{2L_e} (c - b) \right] = -\frac{c\pi}{2L_e};$$

при установке диффузора

$$\operatorname{ctg} \frac{\pi L_1}{2L_e} \left[ 1 + \frac{c\pi}{2L_e} \operatorname{ctg} \frac{\pi}{2L_e} (b - c) \right] = \frac{c\pi}{2L_e},$$

где  $L_1$  — длина трубы до сопла или диффузора;  
 $b$  и  $c$  — характерные конструктивные параметры сопла или диффузора.

Приведенные выше уравнения применимы к одноцилиндровым двигателям или к многоцилиндровым с отдельными выпускными трубами, соединенными с атмосферой или с большим ресивером. Если объем выпускного ресивера  $V_2$  больше, чем объем, определяемый по рис. 92, и если он соединяется с атмосферой выпускной трубой достаточно большого сечения, то многоцилиндровый двигатель в отношении настройки выпускной системы можно рассматривать как несколько одноцилиндровых двигателей. Аналогичный результат может быть получен с выпускным трубопроводом (рис. 93), эквивалентным нескольким параллельным выпускным трубам. В этом случае полость трубы делится на несколько секторов с помощью вваренных перегородок, изогнутых таким образом, что секторы поочередно соединяются с различными цилиндрами. В двигателях с большим числом цилиндров к одному сектору присоединяются два или более цилиндров. Цилиндры, из которых производится выпуск в один сектор, должны быть выбраны так, чтобы периоды открытия их выпускных органов не накладывались друг на друга [112]. С одним выпускным трубопроводом целесообразно соединять не более двух цилиндров.

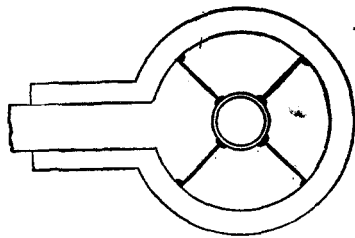


Рис. 93. Выпускной трубопровод с полостью трубы, разделенной на секторы

Большая часть комбинированных двухтактных двигателей не имеет ни отдельных, ни разделенных выпускных трубопроводов. Обычно выпускные патрубки всех или нескольких цилиндров соединяются с общим трубопроводом. В том случае, когда число присоединяемых цилиндров больше трех, никакой настройки системы произвести нельзя. Тем не менее в этом случае при выпускных патрубках определенной длины получаются несколько лучшие результаты, чем при патрубках другой длины.

Если конец трубопровода присоединен к турбине, как это имеет место в комбинированных двигателях, то период колебаний столба газов равен также  $\frac{4L}{a}$ ; при отражении волны давлений от конца, граничащего с турбиной, изменяется величина, а иногда и знак амплитуды, как и в упомянутом выше случае.

Вопрос осложняется при выпускном трубопроводе сложного очертания, в частности имеющего ответвления (патрубки) для присоединения к нескольким цилиндрам. Тем не менее рассматриваемую методику можно использовать при построении расчета выпускных систем комбинированного двигателя.

Одной из наиболее серьезных специальных проблем для многоцилиндровых двигателей с 8—10 и более цилиндрами является



влияние выпуска из соседних цилиндров. Выпуск из одного цилиндра влияет на продувку смежного цилиндра. Если порядок работы цилиндров таков, что в цилиндре *A* заканчивается период свободного выпуска и начинается процесс продувки — принудительного выпуска, а в смежном цилиндре *B* (или в следующем *C*) выпускные окна только открываются, выпускной импульс из цилиндра *B* (или *C*) попадает в цилиндр *A*, препятствуя продувке. Однако такой порядок работы двигателя при определенном числе цилиндров становится неизбежным, и лучшее, что может быть сделано, это уменьшить влияние «наложений».

Иногда применяют выпускные ресиверы больших размеров или устанавливают их в непосредственной близости от цилиндров, что препятствует заметному повышению давления в ресивере.

Двигатели с петлевой схемой газообмена характеризуются симметричной диаграммой газораспределения, при которой выпускные окна закрываются после закрытия впускных, что обуславливает потерю части заряда, а также невозможность применения наддува. При дросселировании выпускных газов повышается противодавление на выпуске и затрудняется газообмен, вследствие чего увеличивается мощность, потребная для привода компрессора. Улучшение наполнения может быть достигнуто путем использования волны, отраженной от конца выпускного трубопровода, граничащего с турбиной, а в многоцилиндровом двигателе — путем использования импульса давления в смежном цилиндре. При этом необходим кратковременный импульс давлений, соответствующий  $15\text{--}20^\circ$  угла поворота коленчатого вала перед закрытием выпускных окон рассматриваемого цилиндра. Противодавление на выпуске в течение большей части периода газообмена должно быть низким; давление продувочного воздуха может быть пониженным, и в этом случае на привод компрессора будет затрачиваться меньшая мощность. Импульс давлений газов в выпускной системе от смежных цилиндров вызывает сжатие газов около выпускных окон рассматриваемого цилиндра, что препятствует выходу воздуха через еще открытые выпускные окна.

## § 23. Исследование процессов в выпускных системах

Трудности построения расчета и основных положений конструирования рационального комбинированного двигателя, и в особенности его выпускной системы, включающей газовую турбину, импульсные преобразователи, трубопроводы-эжекторы и другие устройства, вынуждают исследователей и конструкторов, стремящихся найти практические рекомендации и расчетные полуэмпирические зависимости, искать упрощенные решения задачи и допускать грубые приближения (иногда ошибочные). Сложность вопроса заставляет при расчете выпускной системы и отдельных ее элементов использовать часть выводов и рекомендаций, приводимых в опубликованных работах ряда исследо-

178

вателей, в частности касающихся двухтактных двигателей, в которых значение выпускной системы особенно велико. Ниже рассмотрены некоторые из таких работ.

Одним из первых авторов серьезных работ по исследованию влияния выпускных систем двухтактных двигателей на процессы в цилиндре является О. Лутц. Проводя аналогию между колебаниями газов и крутильными колебаниями валов с маховыми массами, автор значительное место уделяет анализу процессов непосредственно в выпускных системах. При резонансе колебания давления в выпускных трубопроводах оказывает большое влияние на наполнение цилиндра. Заменяв столб газов условной жесткой массой, во всех точках которой одновременно происходит изменение скорости и давления, и используя уравнения движения, неразрывности состояния в упрощенном виде, О. Лутц выводит формулы для определения частот собственных колебаний в трубопроводах различной конструкции. С помощью этих формул можно найти числа оборотов двигателя, которые не должны допускаться, так как при этом появляются «резонансы сопротивления», закупоривающие выпускные органы и, следовательно, ухудшающие качество газообмена.

Допущения, сделанные О. Лутцем, снижают значение его работы, в которой в лучшем случае дается качественная оценка явлений в выпускном трубопроводе.

Колебания газов в трубопроводах многоцилиндровых двухтактных двигателей, основываясь на теории стоячих волн, подробно исследовал Л. Я. Табачников. Анализируя исходные дифференциальные уравнения для скорости и давления, он упрощает их до вида обычных волновых. Уравнения для частот собственных колебаний газов автор получает, как и О. Лутц, исходя из аналогии между колебаниями газов в выпускных системах различной конструкции и крутильными колебаниями механических систем (соответствующей сложности). Частные решения исследуемых волновых уравнений автор приводит к уравнениям окружности в параметрической форме. Это дает возможность графо-аналитическим путем исследовать изменения параметров газа в трубопроводе.

Развивая метод механической аналогии, Л. Я. Табачников предлагает способ составления частных уравнений для выпускных систем двигателей с любым числом цилиндров. Так, для трубопровода одноцилиндрового двигателя (рис. 94), состоящего из двух объемов  $V_1$  и  $V_2$ , соединенных трубами различной длины  $l_1$  и  $l_2$  с площадью поперечного сечения  $f_T$ , имеем выражение:

$$\operatorname{tg} \frac{\pi l_2}{L_e} = \frac{\operatorname{ctg} \frac{\pi l_1}{L_e} - \frac{\pi}{L_e} \left( \frac{V_1}{f_T} + \frac{V_2}{f_T} \right)}{1 + \frac{V_2}{L_e} \left( \operatorname{ctg} \frac{\pi l_1}{L_e} - \frac{V_1 \pi}{f L_e} \right)},$$

где  $L_e$  — приведенная длина трубопровода.

Из этого уравнения можно вывести частные формулы, предложенные разными авторами. Так, при  $V_2 = \infty$  получается уравнение Шмидта, при  $V_2 = 0$  — уравнение Шмидта — Фармера, при  $l_1 = \infty$  — уравнение Цемана [49]. Случай  $V_1 = V_2 = 0$  относится к обыкновенной трубе с одним закрытым концом. Для многоцилиндровых двигателей получаются весьма сложные аналитические зависимости, которые не могут быть использованы для инженерных расчетов.

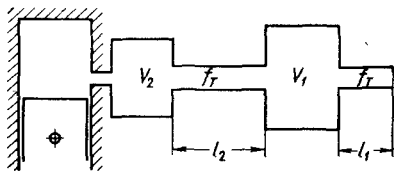


Рис. 94. Схема цилиндра и выпускной системы

Используя разложение возмущающей функции на гармонические составляющие [67], Л. Я. Табачников нашел зависимости для определения давлений в трубопроводе одноцилиндрового двигателя с диафрагмой на конце:

$$p_x = \rho a \omega \frac{\cos \frac{\omega}{a}(x-l)}{\sin \frac{\omega l}{a}} \sin \omega t;$$

$$p_R = -\rho a \omega R \operatorname{ctg} \frac{\omega l}{a} \sin(\omega t - \delta),$$

где  $p_x$  — давление в сечении  $x$  —  $x$  трубопровода;  
 $\rho$  — средняя плотность газа;  
 $a$  — средняя скорость распространения колебаний;  
 $\omega$  — частота колебаний;  
 $\omega$  — амплитуда перемещений от возмущений, создаваемых выпускными органами;  
 $x$  — расстояние от начала координат;  
 $l$  — длина трубопровода;  
 $p_R$  — давление у диафрагмы;  
 $R$  — амплитуда колебаний перемещений до диафрагмы, создаваемых диафрагмой;  $\delta$  — фазовый угол.

Суммируя геометрически векторы колебаний давлений и перемещений частиц газа и учитывая поправку, вносимую действием диафрагмы, можно определить амплитуду и фазу давлений для заданного сечения выпускного трубопровода многоцилиндрового двигателя.

Исследование колебаний давлений по методу Л. Я. Табачникова используется для выбора конструкции трубопровода и косвенной оценки качества очистки — наполнения цилиндров.

Дальнейшим развитием графо-аналитического метода анализа колебаний давлений в трубопроводах многоцилиндровых двигателей является работа В. В. Ивановой [6], которая, как и многие другие исследователи, отмечает, что резонанс колебаний давления низких и неглавных порядков ухудшает работу двигателя, в то время как резонансы главных порядков могут ее улучшить при соответствующем протекании колебаний относительно фаз газораспределения. С помощью несложного графо-аналитического расчета можно найти резонансное число оборотов двигателя и выявить наиболее благоприятный порядок резонанса. При этом можно определить, какое объединение цилиндров по выпуску и какие длины трубопроводов наиболее благоприятны для газообмена в цилиндре.

В основу работы А. Э. Симсона [62] положено условие, что давление по всему объему выпускной системы одинаково в каждый момент и является лишь функцией времени и что учитывать изменение давления по длине трубопровода необходимо лишь тогда, когда сдвиг фаз давлений у турбины и у цилиндра больше  $20^\circ$  угла поворота коленчатого вала. Автор считает также, что кинетическая энергия газа полностью переходит в тепловую при поступлении газа в цилиндре или в выпускной трубопровод.

Метод основан на применении уравнений проф. Н. М. Глаголева, которые были также получены Цеманом. Для изменения давления и температуры в выпускном трубопроводе эти уравнения принимают вид:

$$dp_T = \frac{kp_T}{V_T} (\partial_{ST}V + \partial_{QT}V - \partial_{BT}V);$$

$$dT_T = \frac{T_T}{V_T} \left( V_T \frac{dp_T}{p_T} + \partial_{BT}V - \frac{T_T}{T_{ST}} V \right),$$

где  $p_T$ ,  $T_T$  и  $V_T$  — соответственно давление, температура и объем газа в выпускном трубопроводе;

$\partial_{ST}V$  — объем газа, вытекающего из цилиндра за время  $dt$ ;

$\partial_{QT}V$  — изменение объема газа в трубопроводе вследствие теплообмена с внешней средой;

$\partial_{BT}V$  — объем газа, поступившего в турбину.

При расчете выделяют три периода: период надкритического и подкритического выпуска и период принудительного выпуска — продувки. Часть параметров находят из условий в граничных системах — в цилиндре двигателя и в газовой турбине. Давления в трубопроводе определяют численным интегрированием приведенного выше уравнения (в несколько измененном виде). При этом теплообмен учитывается не в явной форме (через  $\partial_{QT}V$ ), а через соответствующие поправочные коэффициенты к слагаемым  $\partial_{ST}V$  и  $\partial_{BT}V$ . Методика позволяет получить удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных результатов.

Рассмотренная выше методика, разработанная для четырехтактных двигателей, в ряде случаев применима и для двухтактных. По-видимому, приближенно она может быть использована для расчетов специальных трубопроводов и трубопроводов двигателей с разделенным выпуском. Однако предлагаемый метод может быть использован лишь для двигателей аналогичного с испытанными типа, для которых экспериментально найдены опытные коэффициенты, так как А. Э. Симсон не учитывает влияние неустановившихся процессов.

Попытку описать явления в выпускном трубопроводе с помощью уравнения Гельмгольца сделал Г. Маклоу [104]. Считая, что блуждающая по трубопроводу волна неоднократно отражается от обоих его концов и накладывается на основную, Гельмгольд для колебаний с малой амплитудой в трубе с одним закрытым и одним открытым концом дает следующее уравнение:

$$a_n = a_0 k_0^\alpha k_c^\beta e^{-\nu l},$$

где  $a_0$  и  $a_n$  — амплитуды начальной и  $n$ -й волн;

$k_0$  и  $k_c$  — коэффициенты отражения для открытого и закрытого концов трубы (по опытам Вотье для короткой трубы  $k_0 = 0,81$  и  $k_c = 0,96$ , для длинной трубы  $k_0 = 0,89$  и  $k_c = 0,97$ );

$\alpha$  и  $\beta$  — число отражений от открытого и закрытого концов;

$\nu$  — коэффициент затухания колебаний;

$l$  — путь волны.

Г. Маклоу ввиду других условий опыта не смог использовать уравнение в указанном виде. Для оценки уменьшения амплитуды волн при первом отражении у открытого конца трубы вводится коэффициент

$$\chi = 0,99 - \frac{0,96}{D^2},$$

где  $D$  — диаметр трубопровода в дюймах;  
амплитуда первой волны

$$a_1 = -\chi [k_0 (1 + k_c) e^{-2\nu l}] a_0.$$

Уменьшение ординат волны при двукратном перемещении вдоль трубы (закрытый конец — открытый — закрытый) оценивается величиной  $e^{-2\nu l}$ ; коэффициент затухания

$$\nu = \frac{b}{ar} \sqrt{\frac{\pi}{t}},$$

где  $b$  — коэффициент, средняя величина которого равна 0,62;  
 $a$  — скорость звука;

$r$  — радиус трубы;

$t$  — период импульса в сек.

Заметим, что, как отмечают многие исследователи [76, 89], коэффициент затухания в значительной степени зависит от числа Рейнольдса. Однако это не учтено автором.

В работе Г. Маклоу предлагается следующая схема для определения действительных колебаний давления в выпускной системе двигателя: а) расчет основной волны для бесконечной трубы; б) расчет отражений основной волны для трубы конечной длины; в) расчет измененной основной волны с учетом отражений для трубы конечной длины; г) расчет отражений уточненной основной волны. По этой методике были обработаны данные нескольких опытов, хорошо совпадавшие с расчетными результатами. Эффективность выпускной системы оценивалась по коэффициентам наполнения и продувки.

Приведенные выше зависимости получены Г. Маклоу по результатам испытаний лишь одного двигателя и носят полуэмпирический характер, что препятствует расширению области их применения. В то же время следует отметить интересный подход к вопросу и построенную концепцию расчета. Очевидно, предлагаемой методикой можно воспользоваться при исследовании волновых явлений в разветвленных трубопроводах двухтактных двигателей.

Как отмечалось рядом авторов [49], для приближенного расчета газодинамических явлений при газообмене допустимо применять уравнения неустановившегося потока одномерного течения газов при использовании уравнения движения и уравнения неразрывности в виде уравнений (89) или в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \omega \frac{d\omega}{dx} + \frac{\partial \omega}{\partial t} &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}; \\ \omega f \rho &= \text{const.} \end{aligned} \right\} \quad (95)$$

Вопрос о возможности применения при расчетах трубопроводов уравнений колебаний с малыми амплитудами (волновых уравнений)

$$\text{и} \quad \left. \begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial t} &= -\frac{1}{\rho_0} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{\partial \omega}{\partial x} &= -\frac{1}{\rho_0 a^2} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} \end{aligned} \right\} \quad (96)$$

должен быть предметом специального исследования ( $\rho_0$  — среднее значение плотности газа).

По-видимому, в тех случаях, когда вносимая при использовании системы (96) ошибка не будет существенно превышать ошибок, получаемых при введении неизбежных допущений в случае использования уравнений (95), применение волновых уравнений допустимо при условии введения опытных коэффициентов (для расчета процессов в трубопроводе).

В последнее время при расчетах изменения состояния газа в выпускной трубе стали все чаще использовать метод характеристик [111]. В данном случае решение сводится к одновременному построению двух диаграмм: диаграммы состояния, которая связывает местную скорость звука  $a$  со скоростью частиц газа  $u$ , т. е. дает изменение состояния газа, вызванное распространяющимся возмущением, и диаграммы положения, которая связывает время  $t$  и перемещение возмущения вдоль оси потока  $x$ , т. е. описывает распространение возмущения.

Такое разделение очень важно, так как оно ведет к простым геометрическим построениям. Более того, в этом случае могут быть легко удовлетворены любые заданные граничные условия. Для определения граничных условий обычно используют численные методы, но в некоторых случаях их можно найти из опытов [85].

Существует несколько способов решения уравнений методом характеристик различной степени сложности. Заслуживает внимания сообщение Р. Бенсона [86] о расчете на электронно-счетной машине динамических явлений в одноцилиндровом двухтактном двигателе с турбонаддувом. Автор применил новый метод построения характеристических диаграмм, заменив обычную диаграмму положения прямоугольной сеткой с использованием переменных Римана. При этом без усложнения обычного метода характеристик учитываются трение, теплопередача, изменение энтропии и изменение площадей сечений выпускного тракта. Автор отмечает, что ведущаяся разработка методов программирования позволит в ближайшем будущем и для многоцилиндровых двигателей широко использовать счетные машины.

Для многоцилиндровых двигателей с общим выпускным трубопроводом методика расчета очистки — наполнения и динамических явлений в трубопроводе была разработана Г. Листом и Г. Рейлем [102]. Расчет ведется графоаналитическим способом по формулам, соответствующим установившемуся процессу газообмена при постоянных давлениях в смежных с цилиндром системах. Затем результаты корректируются с учетом явлений во впускной и выпускной системах, которые описываются волновыми уравнениями (96). Рассматривая возникновение волн давления, их блуждания по трубопроводу и отражения, определяют колебания давления у распределительных органов. Расчет при этом ведется по схеме, аналогичной предложенной Г. Маклоу. Длина выпускного трубопровода для предотвращения резонансных колебаний по рекомендациям Г. Листа не должна превышать величины  $l_T$ , определяемой из соотношения

$$\frac{180l_T\omega}{\pi a} \leq 15,$$

где  $\omega$  — угловая скорость вращения вала;

$a$  — скорость звука в трубопроводе.

Метод Г. Листа, позволяющий выявить различия в характере изменения давлений во время продувки отдельных цилиндров двигателя и косвенно судить об их наполнении, может быть использован в расчетах.

Другой метод расчета совместного изменения давлений во впускном и выпускном трубопроводах и в цилиндре двигателя дает А. Пишингер, о чем упоминалось выше. В расчете применены уравнения установившегося движения для течения газов при волнах малых амплитуд. Закон изменения скорости истечения газов и изменения проходных сечений принимается линейным за промежутки времени  $\Delta t$ . Численным интегрированием полученных уравнений можно найти давления во впускном и выпускном трубопроводах и в цилиндре. Представляют интерес приближенные зависимости для определения амплитуд отраженных волн. При этом влияние выпускного ресивера принято подобным действию диафрагмы, установленной вместо этого ресивера. «Эквивалентную» диафрагму подбирают опытным путем.

Позднее Л. Я. Табачников [67] дал приближенный расчет «эквивалентной» диафрагмы, заменяющей турбину, а А. Э. Симсон [62] на основании экспериментов пришел к выводу, что реактивную турбину турбокомпрессора можно имитировать двухступенчатым дросселем, причем наиболее целесообразно выполнять его в виде двух последовательных конусов с раздельной регулировкой. Имитирование воздействия турбин на процессы в двигателе путем применения сравнительно простых устройств имеет известные положительные стороны. Однако к имитированию действия газовой турбины следует подходить осторожно в связи с большой сложностью вопроса [49]. Подобная замена не только не является законченным решением вопроса, но даже не может считаться достаточным приближением, так как при этом не учитывается влияние на газообмен процессов, протекающих в выпускном трубопроводе и в главнейших частях газовой турбины (направляющий аппарат, лопатки, каналы). С выводами авторов можно согласиться только в связи с большой сложностью вопроса и лишь при условии накопления экспериментального материала

по различным конструкциям выпускных систем с газовыми турбинами для комбинированных двигателей различных классов.

Специальным вопросом потоков в разветвленных трубопроводах посвящена работа Р. Бенсона [87], которая является продолжением трудов Г. Листа и Г. Рейля при использовании метода характеристик. Граничными условиями, определяющими прохождение волн в месте разветвления, является известное уравнение неразрывности и уравнение равенства давлений:

$$f_1 \omega_1 = f_2 \omega_2 + f_3 \omega_3;$$

$$p_1 = p_2 = p_3,$$

где  $f$ ,  $\omega$  и  $p$  означают соответственно площадь сечения трубопровода, скорость и давление газа (с индексом 1 до разветвления, с индексами 2 и 3 — после него).

Для связи давления и скорости в волне используется уравнение

$$d \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} = \pm \frac{k-1}{2} d \left( \frac{\omega_0}{a_0} \right),$$

где индекс 0 относится к невозмущенной среде. Выражение для амплитуды отраженной волны получено в виде

$$p_R = \frac{\frac{k-1}{2} \cdot \frac{\omega}{a_0} + \frac{f_2}{f_1} \lambda_2 + \frac{f_3}{f_1} \lambda_3}{\frac{f_2 + f_3}{f_1}},$$

где  $\lambda_2$  и  $\lambda_3$  — постоянные интегрирования.

Перемещение волн по трубопроводу определяется графически. Метод можно использовать для приближенного рассмотрения прохождения волн малой амплитуды в местах ступенчатого изменения проходного сечения (считая, что  $f_3 = 0$ ). Однако приведенные зависимости не могут считаться точными, поскольку они вытекают из уравнений для волн малых амплитуд. В случае волн больших амплитуд метод может использоваться лишь для качественных оценок.

К вопросу отражения волн давления вновь возвращается М. А. Хайлов [75]. Заменяв действие решеток турбины на конце трубопровода действием местного сужения с площадью сечения  $f_c$  и считая, что после сужения импульс свободно выходит в атмосферу, М. А. Хайлов приводит характеристику отраженной волны:

$$r = \frac{\Delta p_R}{\Delta p_0} = \mu \left[ 1 - \beta - \frac{4\mu^2\beta}{1 + \beta - \mu^2(1 - \beta)} \right] \frac{1}{1 + \beta},$$

где  $\Delta p_R$  и  $\Delta p_0$  — изменения давления в трубопроводах от обратной и прямой волн;

$\mu$  — коэффициент уменьшения амплитуды из-за потери энергии при отражении;

$\beta = \frac{f_c}{f_T}$  — коэффициент сужения ( $f_T$  — площадь поперечного сечения трубопровода).

При  $r = 0$  импульс проходит через сужение без отражений. В действительности после турбины обычно устанавливается выпускная труба для отвода газов.

А. А. Рябцев много внимания уделяет рассмотрению влияния выпускной системы на газообмен в цилиндре [57]. Автор считает, что собственные колеба-

ния газов в выпускном тракте, как в трубе, закрытой с одного конца, накладываясь на основные вынужденные колебания, вызывают лишь незначительное повышение давлений. Поэтому влияние собственных колебаний и сопротивления трубопровода учитывается постоянной величиной  $\Delta p = 0,03 \text{ кг/см}^2$ . Импульс вынужденного колебания, образованный выпуском из цилиндра, рассматривается как единичное синусоидальное колебание; скорость звука (текущая)

$$a = a_0 \sin \omega t.$$

Амплитуда  $a_0$  определяется опытным путем. Расчет ведется численным интегрированием (очень трудоемко) и дает сравнительно хорошие результаты.

Создание эффективной выпускной системы требует тщательного изучения образования выпускного импульса. Л. А. Самсонов строит расчет выпускного импульса в предположении, что давление по всему объему даже короткого выпускного трубопровода нельзя считать одинаковым в каждый данный момент времени [58]. В расчете объем выпускного трубопровода принят меняющимся от нуля до действительного значения соответственно пути, проходимому волной давления. При этом давление  $p_T$  и температура  $T_T$  в рассматриваемом объеме трубопровода считаются постоянными в каждый данный момент. Расчет проводится по участкам, для каждого из которых процесс считается квазистационарным. Исходные уравнения для цилиндра:

$$\frac{d(\rho_u F x c_v T_u)}{dt} + A p_u \frac{d(Fx)}{dt} = -G_s i_s;$$

$$\frac{d(Fx \rho_u)}{dt} = -G_s,$$

где  $\rho_u$  — плотность газов в цилиндре;

$F$  — площадь поршня;

$x$  — расстояние от головки цилиндра до поршня;

$A$  — термический эквивалент работы;

$G_s$  — секундный расход газа через выпускные органы;

$i_s$  — энтропия.

Исходное уравнение для выпускного трубопровода:

$$\frac{d(\rho_T F_T a c_v T_T)}{dt} = G_s i_s - G_T i_T + \rho_{T0} a F_T c_v T_{T0} - E,$$

где  $F_T$  — площадь поперечного сечения трубопровода;

$\rho_{T0}$  — плотность газов в выпускном трубопроводе;

$a$  — скорость распространения волны давления;

$G_T$  — секундный расход газа через турбину;

$E$  — кинетическая энергия потока в выпускном трубопроводе;

$T_{T0}$  — температура газа в трубопроводе перед началом выпуска.

Используя приведенные выше уравнения, автор находит зависимости для давления и температуры во время свободного выпуска и принудительного выпуска — продувки. Результаты расчетов довольно близки к экспериментальным (рис. 95). Расчеты по этой методике на электронно-счетной машине, проведенные для двигателя ДН  $\frac{19}{28}$  [59], показали, что с ростом числа оборотов

( $n_1 = 6n_4$ ;  $n_2 = 4n_4$ ;  $n_3 = 2n_4$ ) максимум давления импульса несколько возрастает и сдвигается ближе к н. м. т., т. е. увеличивается забрасывание газов (рис. 96). Забрасывание газов ухудшает продувку и уменьшает энергию импульса. Изменение проходного (эквивалентного) сечения турбины мало влияет на характер протекания давления температуры при выпуске. С уменьшением длины трубопровода растет максимальное давление импульса (рис. 97). Вли-



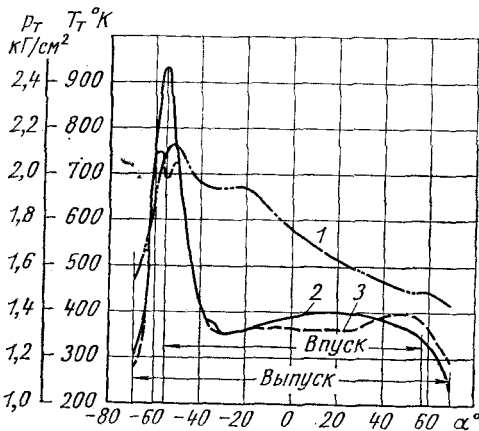


Рис. 95. Изменение давления  $p_T$  и температуры  $T_T$  в выпускном трубопроводе во время свободного и принудительного выпуска в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$ :

1 — расчетная кривая температуры; 2 и 3 — соответственно расчетная и экспериментальная кривые давления

яние длины трубопровода на энергию импульса значительно меньше, чем влияние площади поперечного сечения трубопровода и площади выпускных окон.

Л. Я. Табачников [67] считает возмущением для среды, заполняющей выпускной трубопровод, скорость или перемещение за выпускными органами. Для определения возмущения используется методика, разработанная А. С., Орлиным. При этом процесс истечения считается квазистационарным, давление и температура в цилиндре при малом угле поворота коленчатого вала постоянными и истечение происходит при постоянном перепаде давлений за тот же промежуток времени. За исходные уравнения взяты выражения для массового расхода и изменения температуры:

$$\Delta G = \frac{p_2 V_2}{RT_2} - \frac{p_1 V_1}{RT_1};$$

$$T = T_1 e^{-b\alpha},$$

где  $b$  — коэффициент;

$\alpha$  — угол поворота коленчатого вала.

Индексы 1 и 2 относятся к началу и концу расчетного участка.

По уравнению для  $\Delta G$  определяют кривую мгновенных расходов газа и с ее помощью находят объемную скорость:

$$u = \frac{\Delta G_i}{\Delta t} \cdot \frac{RT_i}{p_i} \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Проинтегрировав численно это уравнение по времени, получают возмущение в виде объемного перемещения. Разложением в ряд Фурье находят гармонические составляющие возмущения, необходимые при анализе динамических явлений в выпускном трубопроводе рассмотренными выше методами.

Вопросам расчета выпускного импульса посвящена работа В. Вудса, основанная на теории трубы бесконечной длины [119], что позволяет не рассматривать вопрос об отраженных волнах. Истечение принято квазиустановившимся, что дает хорошее приближение к реальной картине потока в начале истечения, когда образуется импульс давления. Результаты расчетов показывают, что амплитуда пульсации возрастает при увеличении давления выпуска, но нелинейно. Угол поворота коленчатого вала, соответствующий максимуму давления, по-видимому, не зависит от давления выпуска. Диаметр выпускной трубы влияет лишь на величину амплитуды пульсации. Экспериментальные данные подтвердили эти выводы и позволили указать пределы применения метода, связанные главным образом с учетом отраженных волн.

Располагаемую энергию выпускных газов Р. Бенсон и В. Вудс [88] предлагают определять по работе идеальной изэнтропической турбины. Расчеты

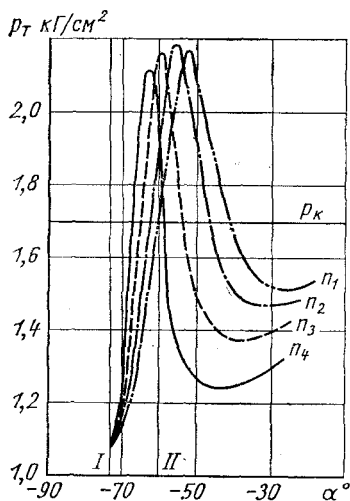


Рис. 96. Давление в выпускном трубопроводе  $p_T$  при разных числах оборотов вала в зависимости от угла поворота вала  $\alpha$ : I — открытие выпускных окон; II — открытие впускных окон

пульса при наддуве возрастает при повышении числа оборотов вала двигателя и давления начала выпуска, уменьшении диаметра трубы до оптимального, уменьшении длины трубы и увеличении давления наддува [111].

Выше (§ 20) упоминалось о работах А. С. Орлина по установлению расчетных уравнений для быстроходных двигателей с повышенными перепадами давлений в системе и с трубопроводами малой длины. Были проведены также экспериментальные работы С. Г. Рогановым и др. по настройке выпускных систем двигателей автотракторного типа (§ 22). В последние годы М. Г. Круглов провел исследование динамических явлений в газозоудном тракте, обратившись, так же как и другие исследователи, к методу характеристик (см. § 27 и 35).

Для определения изменения параметров газа в цилиндре и в коротких выпускных трубопроводах по времени М. Г. Кругловым предложена методика расчета, основанная на использовании уравнения приведенного расхода [29].

На основании исследований, приведенных выше, при конструктивных разработках можно рекомендовать следующую последовательность расчета выпускных систем многоцилиндровых и, в частности, двухтактных двигателей.

Сначала намечают форму и размеры выпускного трубопровода на основании результатов ориентировочного расчета по условиям резонанса колебаний. При этом наряду с определением основных конструктивных параметров уточняют скоростные режимы работы двигателя. Далее целесообразно провести приближенный (упрощенный) расчет давлений и температур в трубопроводе, необходимый для выявления качества газообмена и параметров перед турбиной.

В связи с большой сложностью вопроса и отсутствием до настоящего времени законченного метода расчета допустимо в первом приближении использовать уравнения колебаний с малыми амплитудами давлений, но лишь при условии введения опытных коэффициентов, справедливых для данного конкретного случая. С этой целью можно, в частности, использовать работы

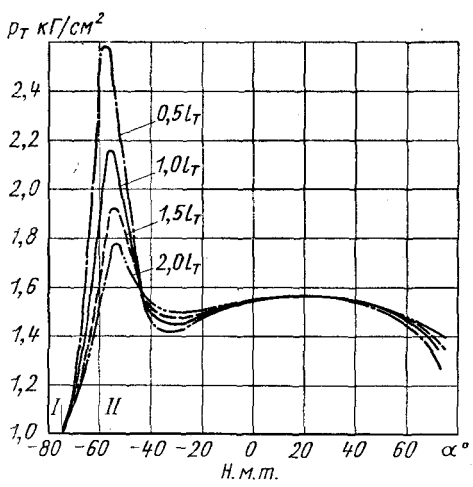


Рис. 97. Изменение давления  $p_T$  в выпускном трубопроводе различной длины  $l_T$  от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$ : I — открытие выпускных окон; II — открытие впускных окон

по методу характеристик, проведенные этими авторами, а также Г. Зейфертом и др., показали, что энергия выпускного им-

пульса при наддуве возрастает при повышении числа оборотов вала двигателя и давления начала выпуска, уменьшении диаметра трубы до оптимального, уменьшении длины трубы и увеличении давления наддува [111].

Выше (§ 20) упоминалось о работах А. С. Орлина по установлению расчетных уравнений для быстроходных двигателей с повышенными перепадами давлений в системе и с трубопроводами малой длины. Были проведены также экспериментальные работы С. Г. Рогановым и др. по настройке выпускных систем двигателей автотракторного типа (§ 22). В последние годы М. Г. Круглов провел исследование динамических явлений в газозоудном тракте, обратившись, так же как и другие исследователи, к методу характеристик (см. § 27 и 35).

Для определения изменения параметров газа в цилиндре и в коротких выпускных трубопроводах по времени М. Г. Кругловым предложена методика расчета, основанная на использовании уравнения приведенного расхода [29].

На основании исследований, приведенных выше, при конструктивных разработках можно рекомендовать следующую последовательность расчета выпускных систем многоцилиндровых и, в частности, двухтактных двигателей.

Сначала намечают форму и размеры выпускного трубопровода на основании результатов ориентировочного расчета по условиям резонанса колебаний. При этом наряду с определением основных конструктивных параметров уточняют скоростные режимы работы двигателя. Далее целесообразно провести приближенный (упрощенный) расчет давлений и температур в трубопроводе, необходимый для выявления качества газообмена и параметров перед турбиной.

В связи с большой сложностью вопроса и отсутствием до настоящего времени законченного метода расчета допустимо в первом приближении использовать уравнения колебаний с малыми амплитудами давлений, но лишь при условии введения опытных коэффициентов, справедливых для данного конкретного случая. С этой целью можно, в частности, использовать работы

А. С. Орлина, а также М. А. Хайлова по определению амплитуд блуждающих и отраженных от концевых сечений трубопровода волн. В конечном итоге необходимо стремиться построить законченный полумпирический метод расчета по возможности обобщенного характера. После внесения конструктивных уточнений расчеты рационально вести на счетной машине, исследуя различные варианты для выбора оптимального.

## **§ 24. Экспериментальные работы, связанные с использованием энергии выпускных газов**

Улучшение наполнения цилиндра двухтактного двигателя может быть осуществлено путем использования динамических явлений в выпускной системе, связанных:

- а) с импульсом давлений в начале выпуска и с высокой скоростью истечения газов, особенно в период свободного выпуска;
- б) с процессом «блуждания» волн давлений в трубопроводах и их отражением от тех или иных сечений выпускной системы;
- в) с использованием импульсов давлений в смежных цилиндрах (при многоцилиндровой конструкции).

Экспериментальные работы по повышению мощности двигателей путем изменения длин выпускных трубопроводов проводились еще в конце прошлого века.

В 1914 г. были проведены первые экспериментальные работы с двухтактным двигателем без продувочного насоса (компрессора). Очистка и наполнение цилиндра осуществлялись путем использования динамических явлений в потоках выпускных газов (использования так называемого эффекта Каденаси). Применение подобной системы позволяет увеличить массу воздушного заряда, что связано с возможностью введения большого количества топлива и получения большой индикаторной мощности. Одновременно улучшается охлаждение поршня, клапанов и цилиндра, снижается удельная масса двигателя, облегчается регулирование. Подобные двигатели целесообразно применять для установок, характеризующихся стабильностью скоростного режима работы.

Проведенные эксперименты на двигателе с клапанно-щелевой схемой газообмена включали подбор рациональных размеров выпускного трубопровода, профиля кулачков выпускных клапанов и испытания клапанов различных конструкций, устанавливаемых в конце выпускного трубопровода.

Ряд опытов с двигателем типа Юнкерс без компрессора был проведен Дэвисом, измерявшим давление в выпускном трубопроводе стробоскопическим путем. Двигатель Юнкерс с противоположно движущимися поршнями без компрессора работал, имея выпускные трубы различной длины (от 1,5 до 2,5 м), в диапазоне чисел оборотов 540—2000 в минуту. В результате пере-

делки было получено существенное повышение мощности и других параметров. Среднее эффективное давление повысилось с 5,97 до 10  $\text{кг/см}^2$ , число оборотов увеличилось с 1200 до 1700 в минуту и мощность в цилиндре возросла с 11 до 25 л. с. Эти результаты были получены без какого-либо изменения камеры сгорания или топливоподающей аппаратуры, а только вследствие исключения компрессора и изменения конструкций впускных и выпускных окон и каналов.

Указанный эффект в сочетании с настройкой выпускного трубопровода позволяет значительно улучшить продувку в любом двухтактном двигателе. При благоприятных условиях двигатель может работать без компрессора, но почти все выпускавшиеся ранее двигатели с настроенной выпускной системой имели компрессоры [44]. Многоцилиндровый двигатель, который должен работать при переменном числе оборотов, не может работать без компрессора, так как наличие разветвленного выпускного трубопровода приводит к ослаблению эффекта настройки. Но даже с применением компрессора рассматриваемая система имеет определенные преимущества. Двигатель расходует больше воздуха при меньшем давлении наполнения, а с увеличением нагрузки давление продувки значительно падает, так как с повышением нагрузки энергия выпускных газов также возрастает, а засасывающее действие столба газов уменьшает сопротивление подаче воздуха компрессором.

Двигатели типа Каденаси, построенные в Англии, имели размеры  $216 \times 330$  мм ( $n = 600$  об/мин) и изготовлялись двух-, трех-, четырех- и шестицилиндровыми. При бездымном выпуске среднее эффективное давление равнялось 6,03  $\text{кг/см}^2$ . Двигатель был рассчитан на максимальное значение крутящего момента, соответствующего  $p_e = 7,75$   $\text{кг/см}^2$ , или 30% перегрузки в течение длительного периода времени. Удельный расход топлива на номинальном режиме составлял 147 г/(л. с. ч) при расходе масла менее 1,5% расхода топлива. Давление продувочного воздуха при  $n = 600$  об/мин равнялось 1,2  $\text{кг/см}^2$ . Конструкция двигателя не имела каких-либо особенностей. Впускной и выпускной каналы имели плавный профиль. Впускной канал расширялся в направлении выпускного трубопровода. Компрессоры Рут установлены сбоку — один компрессор на два цилиндра. Впускные окна сделаны под различными углами (рис. 98), что имело целью вызвать вращение заряда цилиндра вокруг неподвижного центра. Выпуск осуществлялся через два клапана обычной конструкции, расположенных в головке цилиндра.

Рассмотренный выше эффект возникает вследствие совокупного действия ускоренной массы газов в выпускной трубе и газов в цилиндре. Эффект возникает при любой длине выпускного трубопровода. Ускоренные массы газов в выпускном трубопроводе могут усилить эффект, если трубопровод настроен соответствующо-

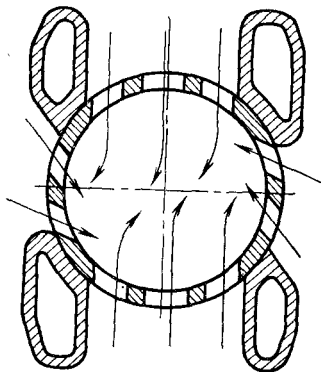


Рис. 98. Впускные окна двигателя Каденаси

щим образом, или свести его на нет при неправильной настройке.

Во всех хорошо спроектированных двухтактных двигателях в какой-то степени используется рассматриваемый эффект. Для более полного его использования необходимы: 1) установление оптимального предварения выпуска; 2) быстрое открытие выпускных органов; 3) наличие плавных переходов в каналах для прохода газов; 4) настройка выпускной системы.

Предварение выпуска должно иметь такую продолжительность, чтобы продукты сгорания могли выйти из цилиндра и обусловить наличие в нем разрежения до того момента, когда основная масса продувочного воздуха начнет поступать в цилиндр. Не следует делать предварение выпуска излишне продолжительным: тогда обратная волна повышенного давления в выпускном трубопроводе достигнет еще открытых выпускных органов, и продукты сгорания вновь начнут поступать в цилиндр.

Для расчета предварения выпуска Каденаси рекомендует следующую приближенную формулу:

$$\frac{V}{103Kf_0\omega} = \frac{\alpha_0}{360n_c},$$

где  $V$  — объем цилиндра в  $см^3$ ;

$K$  — постоянная величина, зависящая от формы выпускных окон и от площади открытия этих окон (отнесенной к единице перемещения поршня или угла поворота коленчатого вала);

$f_0$  — площадь открытия выпускных окон до момента открытия впускных в  $см^2$ ;

$\omega$  — средняя скорость истечения массы газов в  $м/сек$ ;

$\alpha_0$  — угол, соответствующий периоду предварения выпуска;

$n_c$  — число оборотов вала двигателя в секунду.

Каденаси рекомендует принимать  $\omega = 450$   $м/сек$ , но также указывает, что экспериментально было установлено  $\omega \approx 500$   $м/сек$ .

В двигателе, работающем с переменным числом оборотов, оптимальное значение предварения выпуска может быть предусмотрено только для одного заданного скоростного режима. Если число оборотов вала двигателя значительно превышает число оборотов, соответствующее этому скоростному режиму, предварение выпуска будет недостаточным и эффект будет в большой

степени потерян. Если число оборотов намного меньше числа оборотов, соответствующего заданному скоростному режиму, то обратная волна в выпускном трубопроводе достигнет выпускных органов, и продукты сгорания заполнят объем цилиндра прежде, чем свежий воздух поступит в цилиндр. Во всех двигателях, кроме малооборотных, быстрое открытие выпускных органов желательно для обеспечения необходимого угол-сечения предварения выпуска без чрезмерного уменьшения продолжительности открытия выпускных окон.

Опыты, проведенные различными исследователями, показали, что чем больше быстро открывающееся выпускное отверстие, тем больше последующее разрежение.

Для выпуска рационально использовать суживающиеся трубы с малой конусностью. Успешному применению их в значительной степени способствует настройка выпускного трубопровода. В многоцилиндровых двигателях с числом цилиндров более трех используются главным образом разделенные выпускные трубопроводы, чтобы исключить взаимные наложения и улучшить регулировку влияния волн давления в выпускных каналах. Эффекта может и не быть при наличии обратного потока, возникающего вследствие отражения волны давления от конца выпускного трубопровода или от турбины, установленной на выпуске. В подобном случае наполнение цилиндра свежим зарядом воздуха будет ухудшено вследствие возвращения продуктов сгорания, которые смешиваются с воздухом или препятствуют его поступлению к цилиндру. Это происходит в том случае, когда выпускной трубопровод настолько короток, что обратная волна успевает подойти к еще открытым выпускным органам. Для устранения этого обстоятельства зависимость между частотой собственных колебаний волн давлений и числом оборотов двигателя должна быть такой, чтобы период колебания волны давления был несколько более продолжительности открытия выпускных окон.

Нежелательно также иметь период разрежения, возникающего от столба выпускных газов, настолько продолжительным, чтобы происходило отсасывание свежего воздуха, поступившего в цилиндр. Такое явление может возникнуть при излишне длинном выпускном трубопроводе.

Хорошие результаты, как уже отмечалось, получают в том случае, если выпускной трубопровод настроен так, что период одного полного колебания приблизительно равен продолжительности открытия выпускных органов, но это возможно только для одного числа оборотов. Задача состоит в том, чтобы сделать систему работоспособной в определенном заданном диапазоне чисел оборотов без дополнительных усложнений конструкции или ухудшения процесса очистки — наполнения, вызванных обратным втеканьем в цилиндр продуктов сгорания при определенных числах оборотов.

Предлагались решения, при которых выпускной канал превращается в канал, пропускающий газ лишь в одном направлении. Сужающийся выпускной трубопровод может рассматриваться как приспособление, препятствующее движению потока в направлении сужения.

Лучшее наполнение может быть получено при установке клапана, который допускает свободный выход выпускных газов и препятствует их возвращению. Установка таких клапанов затруднена из-за тяжелых условий работы, высокой скорости, действия высокой температуры выпускных газов, а также наличия сажи, содержащейся в выпускных газах.

Для того чтобы удлинить период впуска воздуха в цилиндр, в трубопроводе может быть установлено препятствие в виде ступени. В начале процесса прямая волна давления отражается частично от ступени с меньшей амплитудой, чем в случае отражения от открытого конца. Первоначальная (прямая) волна продолжает двигаться по трубе с уменьшенной амплитудой. При достижении открытого конца волна отражается от него. Образующаяся вторичная обратная волна следует за первой (отраженной) волной и проходит препятствие с несколько уменьшенной амплитудой. Период, соответствующий наличию разрежения, удлиняется.

Впускные окна в течение всего этого периода остаются открытыми. Обе обратные волны отражаются последовательно от внутреннего конца трубы, который весьма приближенно можно считать закрытым. Ввиду этого волны при мало измененной амплитуде движутся опять в прямом направлении и, наконец, отражаются во второй раз, приобретая положительную амплитуду. К моменту прихода новой обратной волны к внутреннему концу трубопровода выпускные органы закрываются, и дальнейший процесс в трубопроводе может иметь некоторое значение для следующего цикла.

Коэффициент наполнения пропорционален амплитуде волны давления в выпускном трубопроводе, зависящей от давления в цилиндре в момент открытия выпускных органов. Таким образом, количество воздуха, поступающего в цилиндр, возрастает с увеличением нагрузки. При наличии догорания в процессе расширения вследствие повышения давления и температуры в цилиндре в момент открытия выпускных органов количество поступающего воздуха увеличивается; работа двигателя улучшается, так как обеднение смеси обуславливает уменьшение температуры цикла, связанное с понижением давления (конец расширения).

С увеличением нагрузки возрастает скорость распространения волн давления по трубопроводу вследствие повышения температуры. В связи с этим наблюдается тенденция к увеличению числа оборотов двигателя. Во время пуска двигатель работает при пониженном числе оборотов, которое постепенно увеличивается с повышением температуры цикла.

В последние годы вновь усилилось внимание к вопросам, связанным с созданием двухтактных двигателей без компрессоров. Так, в частности, английский конструктор Е. Четтертон (E. Chatterton), создавший известные двигатели «Делтик» и «Номад», запатентовал конструкцию двухтактного дизеля «Симплик» (Sumplic) небольшой мощности с воздушным охлаждением без компрессора. Двигатель V-образный с углом развала цилиндра  $90^\circ$ . В каждом цилиндре установлен один выпускной клапан, приводимый в движение толкателем от распределительного вала, расположенного в пространстве между цилиндрами.

В рассматриваемом двигателе для получения полезной мощности используется меньшая, чем в обычных дизелях, часть рабочего хода поршня, вследствие чего среднее эффективное давление несколько снижается. Потеря мощности компенсируется

простотой конструкции (отсутствует компрессор), снижением относительной массы, стоимости, а также возможностью улучшения теплового режима дизеля. К моменту открытия впускных окон в цилиндре имеется разрежение порядка  $0,4\text{--}0,5 \text{ кг/см}^2$ .

В период открытия впускных окон количество поступающего в цилиндр воздуха значительно (примерно в 5 раз) больше, чем необходимо для сгорания топлива. Избыточное количество воздуха используется для охлаждения нагретых деталей цилиндра и главным образом поршневой группы.

Для наилучшего использования динамического эффекта, возникающего во впускной и выпускной системах, предлагается также двухцилиндровый двигатель с противолежащими цилиндрами (имеющими общий выпускной трубопровод). Продолжительность открытия впускных окон соответствует  $110^\circ$  угла поворота коленчатого вала. Выпускной клапан открывается за  $15^\circ$  до н. м. т.; время его открытия соответствует  $130^\circ$  угла поворота коленчатого вала. Вызывает сомнение возможность работы рассматриваемой конструкции в широком диапазоне скоростных режимов.

Улучшения наполнения цилиндра можно также достичь путем использования волны, отраженной от конца выпускного трубопровода, или, что в ряде случаев значительно эффективнее, импульса давления от соседнего цилиндра, если двигатель многоцилиндровый. При этом до закрытия выпускных окон на выпуске из цилиндра происходит сжатие газа, что препятствует выходу воздуха в выпускной трубопровод. В это время давление заряда в цилиндре становится выше давления как в выпускной системе, так и во впускном ресивере. Подобное явление было использовано в трехцилиндровом двухтактном двигателе «Кроссли» [49]. Хорошие результаты были достигнуты благодаря правильно выбранным фазам газораспределения и умело спроектированной выпускной системе.

Рассмотрим последовательность изменения давлений в цилиндре (кривая 1) и выпускной системы (кривая 2 на рис. 99). Верхняя диаграмма относится к случаю, когда положительное влияние импульса в выпускной системе не используется. Кривые относятся к четырех- и шестицилиндровым двигателям с петлевой схемой газообмена и общим глушителем. Точка *A* соответствует открытию выпускных органов, точка *F* — их закрытию. Участок *B* кривой показывает изменение давления в выпускной системе в начале открытия окон; участок *G* — последующее разрежение, при котором давление в цилиндре получается также ниже атмосферного. Участок *D* характеризует резкое повышение давления, влекущее за собой перерыв в процессе продувки — наполнения; волна давления, распространяющаяся от следующего (в зависимости от порядка работы двигателя) цилиндра, передается через соответствующий патрубок и соседний участок выпускной системы к рассматриваемому цилиндру. В связи с этим увеличивается давление в цилиндре (участок *E*). В дальнейшем давление в выпускной системе падает и может быть даже ниже атмосферного. Давление в цилиндре изменяется в соответствии с давлением в выпускной системе. Кривые 3 характеризуют вариант, при котором отсутствует влияние выпускной системы.



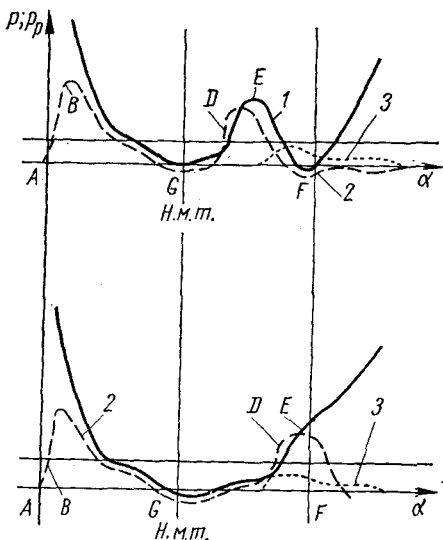


Рис. 99. Изменение давления в цилиндре  $p$  и в выпускной системе  $p_p$  двигателя с петлевой схемой газообмена

времени (в отличие от рассмотренного влияния волны давления от следующего цилиндра). Это повышение давления в цилиндре достигается вследствие увеличения давления на выпуске из цилиндра при подходе отраженной волны с положительной амплитудой. Для получения более ощутимых результатов двигатель должен работать с определенным избытком продувочного воздуха, что влечет за собой заполнение воздухом выпускного трубопровода. Площадь и длина окон должны быть выбраны так, чтобы в результате влияния волны давления от выпуска газов в предыдущем по порядку работы цилиндре газы не забрасывались в рассматриваемый цилиндр.

Таким образом, основной причиной появления подпора перед закрытием выпускных окон является импульс давления, возникающий при свободном выпуске из следующего по порядку работы цилиндра. Волна давления, отраженная от конца трубопровода, значительно меньше влияет на дозарядку.

Для получения большей эффективности импульсов давления в выпускной системе, как полагают исследователи, рационально: 1) применять выпускные органы в виде окон, а не в виде клапанов; 2) выпускные окна делать четырехугольными, а не круглыми или овальными; 3) чтобы импульс давления приходил в выпускной патрубок рассматриваемого цилиндра за  $15-20^\circ$  (по углу поворота коленчатого вала) до окончания периода открытия выпускных окон.

Из приведенных рекомендаций п. 2 не является решающим, и остальные два следует считать весьма ориентировочными.

Как известно, мощность и экономичность двигателей повышают с помощью газотурбинного наддува. Для получения наибольшего эффекта при импульсном наддуве используются выпускные системы специальных конструкций. При значительной амплитуде пульсаций давления с успехом применяются импульсные преобразователи типа «Де Лаваль» [90]. Конструкция преобразователя позволяет получить перед турбиной высокое, практически постоянное давление и тем самым повысить к. п. д. турбокомпрессора.

Нижняя диаграмма относится к случаю, когда подбором время-сечений окон, длины и диаметров выпускных патрубков, выпускного трубопровода и ресивера, числа оборотов и нагрузки давление в цилиндрах отрегулировано таким образом, что закрытие выпускных органов соответствует участку  $E$ . Повышение давления в этом случае относится к концу процесса продувки-наполнения. Максимальное давление в выпускной системе получается незадолго до закрытия окон.

Волна давления вызывает повышение давления в цилиндре до значений, превышающих давление как в выпускной системе, так и во впускном ресивере. По мнению некоторых исследователей, повышение

давления в цилиндре вследствие влияния импульса (участок  $B$ ) от данного цилиндра является эффективным лишь в течение короткого отрезка

А. Д. Чаромским был создан выпускной трубопровод, действующий как несимметричный эжектор, способствующий отсосу газов из цилиндра при продувке. При установке поворотных лопаток в выпускных патрубках организуется поток и сохраняется кинетическая энергия газов.

Заслуживает также внимания конструкция трубопровода двигателя GMC 16-498, в котором применены поворотные патрубки с соплами на конце. Из-за возникающей в трубопроводах эжекции выпуск из цилиндра происходит в зону с низким статическим давлением, что обеспечивает хорошую продувку. Высокоскоростной поток, преобразуемый в диффузоре, создает повышенное статическое давление на входе в турбину, вследствие чего увеличивается ее к. п. д.

В многоцилиндровых двухтактных двигателях одной из наиболее перспективных выпускных систем для газотурбинного наддува является система разделенного выпуска, сохраняющая кинетическую энергию газов, вытекающих из цилиндра. Расчетно-экспериментальные исследования показали, что разделением выпускных окон по высоте на две части можно повысить мощность турбокомпрессора [62]. Для получения наибольшего эффекта от разделения трубопровода необходим специальный подход к проектированию соплового аппарата турбины, причем высокие скорости газов ( $\sim 300$  м/сек) требуют тщательной обработки всего выпускного тракта, установки поворотных лопаток и обеспечения плавных переходов; необходимы также предварительные испытания и доводка опытных трубопроводов. Однако доводить выпускные системы многоцилиндровых двигателей на одноцилиндровых установках исключительно трудно главным образом из-за отсутствия выпусков из других цилиндров, что приводит к существенному различию в характере изменения давления в трубопроводе. Поэтому при обработке газозвудушных трактов конструкции все чаще обращаются к моделям.

Одной из первых модельных установок, созданных для исследования влияния выпускного трубопровода на характеристику многоцилиндрового двигателя, следует считать установку П. Швейцера [113].

Целью экспериментов было отыскание наилучшей конструкции трубопровода, т. е. такой, которая позволяет получить в цилиндре большой свежий заряд. Особое внимание в исследовании было уделено интерференции, характерной для многоцилиндровых двигателей. Результаты опытов позволили оценить различные конструкции трубопроводов и явились основой при разработке трубопроводов двигателей GMC16-498 и D100. При проведении экспериментов не соблюдались требования подобия, хотя испытания на «воздушной» модели контролировались опытами на «водяной» модели с соблюдением всех соотношений, вытекающих из разной природы воды и воздуха.

Заслуживает внимания конструкция воздушной модели П. Швейцера. На установке можно было испытывать любое число цилиндров до 9. Цилиндры имеют впускные и выпускные окна, управляемые вращающимися гильзами, приводимыми в движение через горизонтальный вал от электродвигателя. Впускные окна, находящиеся в нижней части цилиндра, соединены с большим продувочным ресивером, а выпускные окна, расположенные сверху, соединены с моделью испытываемого трубопровода. Для имитации давления начала выпуска в цилиндры через клапаны подается воздух под большим давлением. Вращающиеся гильзы соединены между собой муфтами, позволяющими составлять любую комбинацию цилиндров и «порядок» их работы. На этой модели трубопроводы испытывались на пропускную способность, на отсасывающий (или эжекционный) эффект и на «обратный» поток.

Аналогичную конструкцию «холодной» воздушной модели, позволяющую менять расстояние между цилиндрами, применил в своих экспериментах Е. Дженни [98]. При исследовании процесса в выпускном трубопроводе Е. Дженни вводит характеристики-критерии:

$$\Phi_{fl} = \frac{\dot{V}_l}{\dot{V}_e \cdot \text{эф max}}; \quad \Phi_l = \frac{\ln 12}{a_s}; \quad \Phi_{fT} = \frac{\dot{V}_T \cdot \alpha \cdot a_u}{V_h \cdot \frac{n}{60}}$$

где  $f_l$  — площадь сечения выпускного трубопровода;  
 $f_{с.эф \max}$  — площадь эффективного сечения выпускного клапана;  
 $l$  — длина выпускного трубопровода;  
 $n$  — число оборотов двигателя;  
 $a_s$  — скорость звука в выпускном трубопроводе;  
 $f_{т.эк}$  — площадь эквивалентного сечения турбины;  
 $a_ч$  — скорость звука в цилиндре.

Критерий  $\Phi_{л}$  показывает время от начала выпуска до появления первых отражений волны и выпускных органов. По величине  $\Phi_l$  можно судить, как влияют отраженные волны на предварение выпуска, свободный выпуск или продувку. Величина  $\Phi_{лТ}$ , характеризует отношение проходного сечения турбины к секундному объемному расходу газа, в  $\Phi_{л}$  — степень сужения выпускного трубопровода.

Для процесса выпуска в дополнение к указанным безразмерным критериям добавляются следующие:

$$\Phi_p = \frac{p_b}{p_0}; \quad \Phi_s = \frac{f_{с.эф \max} a_ч}{V_h \frac{n}{60}}; \quad \Phi_{кл} = \frac{f_{с.эф}}{f_{с.эф \max}},$$

где  $p_b$  — давление в цилиндре в начале выпуска;

$p_0$  — давление за турбиной.

Чтобы два процесса выпуска были подобны, указывает Е. Дженни, необходимо совпадение всех безразмерных характеристик.

Для четырехтактных двигателей надлежащим выбором числа оборотов модели, подбором время-сечения выпуска, расположением трубопровода и насадка-сопла, имитирующего турбину, можно достичь совпадения рассмотренных критериев Е. Дженни для двигателя и модели. При геометрическом подобии двух двигателей достаточным условием для получения идентичных выпусков и импульсов давлений, как показал Н. Н. Иванченко [71], является равенство средних эффективных давлений и средних скоростей поршня. В случае двухтактного двигателя полного равенства критериев получить нельзя, так как в отличие от четырехтактных двигателей нельзя пренебрегать изменением температуры в выпускном трубопроводе. Если испытания проводятся на «холодной» модели, то это условие не выполняется.

Испытания трубопроводов различной конструкции показали, что для лучшего использования энергии выпускных газов необходимо выполнение трех главных условий.

1. Увеличение эффективного проходного сечения выпускных клапанов путем придания им, а также выпускным каналам рациональной формы.

2. Применение выпускных трубопроводов малого диаметра, в которых быстрее достигается максимальное давление, уменьшаются завихрения у клапанов и сохраняется кинетическая энергия газов; кроме того, при этом улучшается продувка цилиндра вследствие более быстрого падения давления в трубопроводе ниже  $p_к$ .

3. Повышение давления импульса в начале выпуска. Это удается, если довести отраженную волну давления (которая возникает в сечении, граничащем с направляющим аппаратом газовой турбины) до цилиндра к началу выпуска.

Е. Дженни исследовал также эффект применения диффузора перед турбиной. Импульс давления, отражаясь от диффузора, образует интенсивную волну отрицательного давления, создающую перепад для продувки. Длина трубы должна быть такой, чтобы волна отрицательного давления подходила к цилиндру в период продувки. К концу выпуска в цилиндре должен создаваться подпор давления.

При подключении к одному трубопроводу трех цилиндров импульс каждого цилиндра может быть улучшен вследствие использования отражения предыдущего импульса, если, как отмечалось, к началу выпуска к цилиндру

подойдет волна сжатия. Е. Дженни указывает, что хотя в его опытах добиться этого не удалось (к началу выпуска к цилиндру подходила волна отрицательного давления), при работе с диффузором было достигнуто максимальное давление импульса, лучшее использование энергии и наибольшее давление начала сжатия при хорошем наполнении.

В последнее время усилился интерес к моделированию и растет число задач, решаемых с помощью «холодных» моделей. Заслуживает внимания построенный В. Вудсом специальный генератор для моделирования выпускного импульса, процессов истечения и анализа энерго содержания газа перед турбиной [85]. Установка представляет собой три цилиндра разного диаметра, расположенных по окружности между двумя плитами с окнами. С одного конца подводится воздух для зарядки и продувки, а с другого происходит выпуск. Окна управляются вращающимися дисковыми золотниками с окнами-щелями, так что получается линейное отношение «площадь окна — угол поворота вала». Испытания проводились на каждом цилиндре отдельно. Турбина имитировалась соплом на конце трубопровода; как и в опытах Е. Дженни, длина и диаметр выпускных трубопроводов варьировались.

В результате большой экспериментальной работы было установлено, что нет полного совпадения опытных и расчетных данных. Последнее обстоятельство объясняется утечками газов из-за несовершенства конструкции, разницей в коэффициентах истечения (в расчетах принято  $\mu = 1$ ) и неустановившимся характером процесса газообмена. Однако полученные результаты подтвердили данные расчетов в том отношении, что угол поворота вала, соответствующий максимуму импульса давления, практически не зависит от давления выпуска и диаметра трубопровода. Максимум давления импульса повышается с ростом давления выпуска. В трубопроводе с открытым концом форма волны сильно искажается под действием остаточных волн. При этом требуется какое-то время, чтобы образовалась практически постоянная форма волны. С установкой сопла на конце трубопровода исчезают остаточные волны, и форма первоначальной волны меняется незначительно из-за отражений.

Опыты показали, что энергия выпускных газов зависит от отношения минимальной площади поперечного сечения сопла к площади поперечного сечения трубопровода, в свою очередь, зависящего от давления импульса. В. Вудс считает, что эксперименты довольно хорошо подтвердили расчеты по теории трубопровода бесконечной длины, и рекомендует последнюю к применению.

При конструировании двигателей и моделей следует учитывать, что на характер импульса большое влияние оказывают форма и размеры выпускной камеры. Расчетно-экспериментальные исследования с использованием специальной модели, выполненные Р. Бенсоном, показали, что увеличение камеры (ресивера) способствует уменьшению ее сопротивления и увеличению массы газов, которые вытекают из цилиндра и от которых зависит максимум импульса давления. Таким образом, с увеличением размеров камеры возрастают амплитуды импульса в трубопроводе определенного диаметра. Конфигурация камеры, не стесняющей поток, зависит от профиля сечения полости камеры и ее объема. Форма камеры может вызвать неоднородность выпуска из окон, так как распределение давлений не одинаково по длине камеры.

При комплексном исследовании трубопроводов многоцилиндровых двигателей на специальных безмоторных (модельных) установках необходимо соблюдать геометрическое подобие, подобие параметров в сходственных точках и равенство критериев подобия для этих точек на модели и двигателе. Результаты экспериментов при равенстве критериев подобия можно распространить на двигатели одного типоразмера.

Попытку исследования влияния колебаний давления в выпускной системе многоцилиндрового двигателя экспериментальным путем сделал О. К. Найденко, который задался целью создать установку, позволяющую воспроизводить различные условия возбуждения колебаний во впускной и выпускной системах.

Установка, состоящая из двух двигателей автотракторного типа с клапанно-щелевой схемой газообмена, которые были спарены при помощи зубчатой передачи, допускала раздельное изменение расхода воздуха, поступающего в отдельные цилиндры, температур и давлений перед впускными органами и после выпускных каждого цилиндра. Двигатели расположены параллельно и настолько близко друг к другу, что получающийся объединенный выпуск в трубопровод, находящийся между головками цилиндров двигателей. Коленчатые валы связаны с зубчатой передачей, что позволяло осуществлять различное взаимное заклинивание этих валов и, следовательно, различную последовательность выпусков в трубопровод. Таким образом, установка позволяла изменять условия возбуждения колебаний газов в выпускной системе. В результате проведенных экспериментов О. К. Найденко установил, что колебания низких, неглавных порядков значительно ухудшают условия при выпуске. Колебания главных порядков могут влиять как положительно, так и отрицательно, в зависимости от взаимного расположения фаз колебаний и газораспределения.

Колебания можно использовать как фактор, улучшающий газообмен и способствующий форсировке двигателя.

Опыты еще раз подтвердили, что объединение выпускных трубопроводов для большего числа цилиндров в один трубопровод (если выполнены условия в отношении колебаний неглавных порядков) может быть использовано как фактор, нейтрализующий влияние колебаний давления на выпуск. Отмечая актуальность выводов, следует напомнить, что в данном исследовании рассматривается лишь одна сторона вопроса — влияния блуждающих и стоячих волн, без учета влияния ускоренных масс газов, непосредственно связанных с первым явлением.

В результате рассмотрения основных экспериментальных работ можно сделать следующий вывод: исследования при разработке и доводке конструкций выпускных систем многоцилиндровых двухтактных двигателей целесообразно выполнять на специальных экспериментальных установках. При этом предварительные работы следует проводить на специальных моделях. При разработке конструкций трубопроводов необходимо уделять внимание повышению к. п. д. турбины при сохранении кинетической энергии газов или повышенного статического давления непосредственно перед турбиной. Весьма важно при этом обеспечить хорошее качество газообмена. В случае использования динамических явлений, возникающих в выпускных трубопроводах, и изучения их влияния на параметры очистки — наполнения целесообразно использовать «холодный» одноцилиндровый модельный отсек, имитируя действие остальных цилиндров «генераторами импульсов». Использование «холодных» моделей связано, однако, с большими трудностями. Одна из них — невозможность обеспечить полностью требования законов подобия. Вопросы разработки критериев и соотношений, позволяющих переносить результаты с «холодной» модели на выпускную систему двигателя, должно быть уделено особое внимание. Для того чтобы получить в конечном итоге обобщенные рекомендации, необходимо проводить специальные исследования, не связанные непосредственно с доводкой того или иного двигателя.

## § 25. Расчет неустановившегося процесса

Как уже отмечалось выше, при расчете процесса газообмена целесообразно выделить из совокупности явлений факторы, оказывающие преобладающее влияние на качество очистки и наполнения. Ниже приведен расчет процесса с учетом явлений неустановившегося движения. Выведенные уравнения справедливы в первом приближении для двигателей, характеризующих-

198

ся малой длиной выпускного трубопровода и повышенным перепадом давлений между продувочным ресивером и выпускной системой.

В современных быстроходных двигателях внутреннего сгорания время, соответствующее протеканию рабочего процесса и, в частности, протеканию процессов очистки и наполнения цилиндра, в результате повышения числа оборотов вала уменьшается. В известной степени с этим связана необходимость увеличения перепадов давлений между впускной и выпускной системами. При этом вопросы качества очистки цилиндра и степени разбавленности воздуха продуктами сгорания в таких случаях не являются основными, так как количество остаточных газов получается сравнительно незначительным. Опытами установлено, что отношение  $\frac{p_{\kappa}}{p_{\rho}} = 1,3 \div 1,4$  и более обуславливает хорошую очистку цилиндра для диапазона чисел оборотов 1000—2000 в минуту при  $p_{\kappa} = 1,5 \div 2,0 \text{ кг/см}^2$  для всех распространенных в настоящее время схем газообмена. Следовательно, основной задачей является обеспечение высокого давления в цилиндре в конце периода, соответствующего смене рабочего тела (обычно в начале сжатия). В рассматриваемом случае давление начала сжатия  $p_a$  уже определяет в значительной степени величину заряда.

Таким образом, установление условий и метода получения зависимости изменения давлений в цилиндре по времени, а также способа определения количества воздуха и продуктов сгорания, протекающих через газораспределительные органы, является весьма актуальным. Одновременно следует подчеркнуть большую трудность решения данной задачи вследствие того, что рассматриваемые процессы протекают при повышенных перепадах давлений и больших скоростях, обуславливающих неприменимость волновых уравнений, справедливых для волн малых амплитуд. Кроме того, необходимо принимать во внимание влияние на процесс всех составляющих элементов, образующих «тракт» для движения воздуха и газов: впускной трубопровод — впускная камера — впускные органы — цилиндр — выпускные органы — выпускная камера — выпускной трубопровод.

При составлении расчетных соотношений в первом приближении допустимо применять метод, основанный на использовании уравнений неустановившегося потока одномерного течения газа. При этом уравнения следует составлять для групп однотипных двигателей, имеющих, например, одинаковую схему газораспределения, одинаковую форму и расположение выпускных и впускных органов и т. п. Весьма важно установить, какой вид динамических явлений для данной конструкции двигателя и выпускной системы является основным. Значительное влияние оказывают параметры процесса, форма и размеры смежных

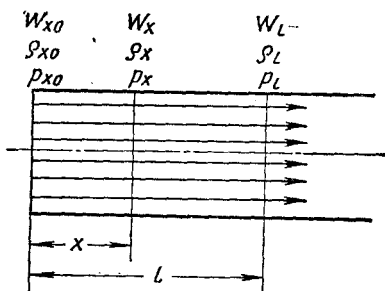


Рис. 100. Схема движения газов

с цилиндром систем, а также размеры цилиндра, система газораспределения и другие факторы.

При решении задачи наиболее правильно рассматривать весь комплекс систем в совокупности. В связи с большой сложностью вопроса обычно выделяют основные явления, влияющие на процесс и относящиеся в большей степени к тому или иному из упомянутых выше элементов системы.

Учитывая сказанное и основываясь на предыдущих исследованиях, можно утверждать, что при построении расчетов указанных систем для быстроходных двухтактных двигателей одним из основных факторов можно считать влияние ускоренных масс газов как в смежных с цилиндром системах, так отчасти и в самом цилиндре. Ускоряющиеся в выпускных и впускных органах «столбы» газов представляют собой инертные массы, для которых цилиндр является как бы задерживающей силой». Вытекающие из цилиндра массы газов (а также втекающие) обуславливают возникновение объемных колебаний в цилиндре, давление и температура в котором в данном случае практически постоянны во всех точках. Уравнения движения и неразрывности в случае одномерного потока принимают вид уравнений (89).

Процесс очистки и наполнения цилиндра протекает при переменных давлениях по времени и пространству в цилиндре, камерах и трубопроводах, а также при переменных сечениях органов газораспределения. Ввиду исключительной сложности вопроса применим приближенный метод исследования. Для этого используем уравнение движения в одномерном потоке в следующем виде:

$$w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} dx + \frac{\partial w_x}{\partial t} dx = - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} dx.$$

Применительно к упрощенной схеме при постоянном сечении канала (рис. 100), интегрируя вдоль линии тока и считая величину  $\frac{\partial w}{\partial t}$  не зависящей от координаты  $x$  тракта, получаем

$$\frac{w_x^2 - w_{x0}^2}{2} + x \frac{\partial w_x}{\partial t} = - g \int_{P_{x0}}^{P_x} v dp, \quad (97)$$

где  $w_x$  и  $w_{x0}$  — скорости газов соответственно в рассматриваемом и начальном сечениях;

$x$  — расстояние от начального сечения до рассматриваемого (произвольного);  
 $p_x$  и  $p_{x_0}$  — давления в соответствующих сечениях;  
 $v$  — удельный объем газа.

Правую часть уравнения можно обозначить через  $\frac{\omega_0^2}{2}$ , где  $\omega_0$  — скорость установившегося движения, соответствующая перепаду давлений  $p_x - p_{x_0}$  при скорости  $\omega_{x_0}$  в начале канала, равной нулю.

С учетом принятого обозначения, относя рассматриваемое сечение к концу канала, предыдущее уравнение можно переписать так:

$$\frac{\omega_l^2 - \omega_{x_0}^2}{2} + l \frac{d\omega_l}{dt} = \frac{\omega_0^2}{2}; \quad (98)$$

допуская, что  $\omega_{x_0} = 0$ , будем иметь

$$2l \frac{d\omega_l}{\omega_0^2 - \omega_l^2} = dt.$$

Интегрируя в пределах от 0 до  $t$  и считая  $\omega_0$  в пределах выбранного участка времени  $t$  постоянным, получим

$$\omega_2 = \omega_0 \frac{(\omega_1 + \omega_0) e^{\frac{\omega_0 t}{l}} + (\omega_1 - \omega_0)}{(\omega_1 + \omega_0) e^{\frac{\omega_0 t}{l}} - (\omega_1 - \omega_0)}$$

или

$$\omega_2 = \omega_0 \frac{\left(\frac{\omega_1}{\omega_0} + 1\right) e^{\frac{\omega_0 t}{l}} + \left(\frac{\omega_1}{\omega_0} - 1\right)}{\left(\frac{\omega_1}{\omega_0} + 1\right) e^{\frac{\omega_0 t}{l}} - \left(\frac{\omega_1}{\omega_0} - 1\right)}, \quad (99)$$

где  $\omega_1$  — скорость в конце канала в начале рассматриваемого периода времени  $t$ ;

$\omega_2$  — скорость в конце периода времени  $t$ .

Индекс  $l$  у скорости  $\omega$  в конце канала опускаем.

При перепадах давлений в области ниже критических отношений давлений  $\frac{p_{x_0}}{p_l}$  (где  $p_l$  — давление в конце канала) скорость

$$\omega_0 = \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{k}{k-1} RT_{x_0} \left[1 - \left(\frac{p_l}{p_{x_0}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]};$$



при перепадах давлений выше критических

$$\omega_0 = \sqrt{9,81kRT_{x_0} \left( \frac{p_t}{p_{x_0}} \right)^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (100)$$

Выведем расчетные соотношения применительно к процессам течения газов через впускные и выпускные органы.

Рассмотрим впускную систему. Имея в виду неодинаковые проходные сечения органов газораспределения у трубопроводов, заменим трубопровод, имеющий сечение  $f_s$ , трубопроводом с сечением  $f_n$ , равным сечению впускных органов (эквивалентным в отношении влияния на процесс). Изложенный ниже метод определения длины такого трубопровода справедлив и для трубопроводов с переменным по длине поперечным сечением.

В приближенном исследовании условимся считать справедливым уравнение неразрывности в следующем виде:

$$\omega_s f_s \rho_s = \omega_n f_n \rho_n,$$

где  $\omega_s$  и  $\rho_s$  — соответственно скорость и плотность воздуха в трубопроводе;

$\omega_n$  и  $\rho_n$  — соответственно скорость и плотность воздуха в цилиндре на выходе из впускных органов.

Дифференцируя последнее выражение по  $t$ , получаем

$$\frac{\partial \omega_s}{\partial t} f_s \rho_s + \frac{\partial \rho_s}{\partial t} \omega_s f_s = \frac{\partial \omega_n}{\partial t} f_n \rho_n + \frac{\partial f_n}{\partial t} \omega_n \rho_n + \frac{\partial \rho_n}{\partial t} \omega_n f_n.$$

Последние члены левой и правой частей равенства разнятся незначительно. Неустановившееся движение проявляется главным образом в первой половине процесса наполнения, когда изменение площади сечения впускных и выпускных органов относительно невелико.

Основываясь на высказанном положении, можно последнее уравнение переписать в виде

$$\frac{\partial \omega_s}{\partial t} f_s \rho_s = \frac{\partial \omega_n}{\partial t} f_n \rho_n.$$

После преобразований и интегрирования этого выражения вдоль линии тока при длине подводщего трубопровода  $l_s$  имеем

$$\int_0^{l_s} \frac{\partial \omega_s}{\partial t} dx = \frac{\partial \omega_n}{\partial t} \cdot \frac{\rho_n}{\rho_s} \int_0^{l_s} \frac{f_n}{f_s} dx.$$

В этом случае сделано допущение, что плотность  $\rho_s$  постоянна по длине трубопровода. Допустимость такого приближения определяется (в большой степени) введением в расчет соответствующих значений поправочных (опытных) коэффициентов.

Интегрирование уравнения движения применительно к впускной системе дает

$$\frac{\omega_n^2}{2} + \frac{d\omega_n}{dt} \cdot \frac{\rho_n}{\rho_s} \int_0^{l_s} \frac{f_n}{f_s} dx = -9,81 \int_{p_s}^p v dp, \quad (101)$$

где  $p$  — давление в цилиндре;  
 $p_s$  — давление во впускной системе.

Из сравнения уравнений (98) и (101) видно, что величина  $l$  в уравнении (98) эквивалентна

$$l_n = \frac{\rho_n}{\rho_s} \int_0^{l_s} \frac{f_n}{f_s} dx.$$

Для комбинированного двухтактного двигателя наиболее актуальным является исследование влияния ускоренных масс газов при процессе свободного выпуска (рис. 101).

Повторяя рассуждения, аналогичные сделанным выше, для случая короткого выпускного трубопровода получаем уравнение

$$\frac{\omega_g^2}{2} + \frac{d\omega_g}{dt} \cdot \frac{\rho_g}{\rho_d} \int_0^{l_d} \frac{f_g}{f_d} dx = -9,81 \int_p^{p_p} v dp, \quad (102)$$

где  $\rho_g$  — плотность газов при выходе из выпускных органов;  
 $\rho_d$  — плотность газов в выпускной системе;  
 $l_d$  — «активная» длина столба газа, соответствующая массе газов, влияющей на протекание процесса в цилиндре;  
 $f_g$  — площадь сечения выпускных органов (эффективная);  
 $f_d$  — площадь поперечного сечения струи.  
 Как и ранее, имеем

$$\frac{\omega_g^2}{2} + \frac{d\omega_g}{dt} l_g = -9,81 \int_p^{p_p} v dp, \quad (103)$$

где

$$l_g = \frac{\rho_d}{\rho_g} \int_0^{l_d} \frac{f_g}{f_d} dx. \quad (104)$$

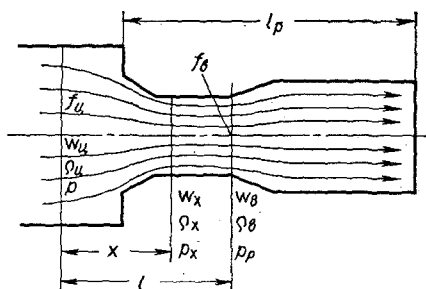


Рис. 101. Схема движения газа при выпуске

При небольших перепадах давлений, как это нередко наблюдается в практике (и весьма приближенно для значительных перепадов), можно принять

$$\rho_d \approx \rho_e = \text{const},$$

тогда

$$l_e = \int_0^{l_d} \frac{f_e}{f_d} dx.$$

Величина  $l_d$  (и  $l_e$ ) может быть установлена только экспериментально и притом не непосредственно, а подбором значения  $\mu_e$ .

Заметим, что для ряда конструкций хорошее совпадение результатов расчетов и экспериментов получается при отождествлении величин  $l_e$  и  $f_d$  с длиной и площадью трубопровода. В этом случае уравнение (102) принимает вид

$$\frac{w_e^2}{2} + \frac{dw_e}{dt} \int_0^{l_p} \frac{f_e}{f_p} dx = -9,81 \int_p^{p_p} v dp, \quad (105)$$

где  $l_p$  и  $f_p$  — соответственно длина и площадь сечения трубопровода.

В левой части уравнения, кроме слагаемого  $\frac{w_e^2}{2}$ , написанного для выходного сечения органов газораспределения, имеется слагаемое, пропорциональное производной от скорости истечения по времени. Коэффициент пропорциональности зависит от отношения сечений органов газораспределения и струи и от «длины» последней.

Правую часть уравнения можно обозначить через  $\frac{w_0^2}{2}$ , где  $w_0$  — скорость установившегося движения, соответствующая перепаду давлений  $p - p_p$ .

С учетом принятого обозначения уравнение (103) можно переписать так:

$$l_p \frac{dw_e}{dt} = \frac{w_0^2 - w_e^2}{2}$$

или

$$2l_e \frac{dw_e}{w_0^2 - w_e^2} = dt.$$

Интегрируя в пределах от 0 до  $t$  и приписывая, как и выше,

индексы 1 и 2 соответственно началу и концу промежутка времени  $t$ , получаем

$$\omega_{s2} = \frac{(\omega_{s1} + \omega_0) e^{\frac{\omega_0 t}{T_s}} + (\omega_{s1} - \omega_0)}{(\omega_{s1} + \omega_0) e^{\frac{\omega_0 t}{T_s}} - (\omega_{s1} - \omega_0)}. \quad (106)$$

При известной скорости может быть определено давление в цилиндре, для чего можно воспользоваться уравнением адиабатического изменения состояния:

$$\frac{dp}{p} = k \frac{dG}{G},$$

где  $G$  — масса газа в цилиндре в рассматриваемый момент времени.

Используя характеристическое уравнение, преобразуем предыдущее выражение так:

$$dp = k \frac{RT}{V} dG,$$

где  $V$  — объем цилиндра в рассматриваемый момент времени;  $T$  — температура в цилиндре.

Изменение массы газа в цилиндре за время  $dt$  можно приближенно выразить следующим соотношением:

$$dG = -\mu_s f_s \omega_s dt = -\mu_s \frac{p_p}{RT_p} f_s \omega_s dt.$$

Подставляя полученное соотношение вместо  $dG_s$  в выражении для  $dp$ , получаем

$$dp = -\mu_s \frac{k}{V} \cdot \frac{T}{T_p} p_p f_s \omega_s dt.$$

Подстановка в данное уравнение вместо величины  $\omega_s$  ее выражения из уравнения (106) и интегрирование в пределах выбранного участка времени дает:

$$p_2 - p_1 = -\mu_s \frac{k}{V} \cdot \frac{T}{T_p} p_p \omega_0 \int_0^t f_s \frac{(\omega_{s1} + \omega_0) e^{\frac{\omega_0 t}{T_s}} + (\omega_{s1} - \omega_0)}{(\omega_{s1} + \omega_0) e^{\frac{\omega_0 t}{T_s}} - (\omega_{s1} - \omega_0)} dt.$$

Так как интегрирование проводится вдоль линии тока, то для нахождения несложной расчетной формулы, выражающей зависимость между основными величинами, приходится вводить допущение о постоянстве по времени скорости  $\omega_0$  (перепада давлений) в рассматриваемом промежутке времени.

Подсчет давлений связан с делением периода времени, в течение которого происходит процесс очистки — наполнения цилиндра, на промежутки, соответствующие повороту коленчатого

вала на  $5-7^\circ$ ; в течение этого промежутка времени величину  $f_s$  можно считать постоянной.

Подстановка  $e^{\frac{\omega_0 t}{l_s}} = u$  позволяет привести подынтегральное выражение к рациональной дроби. Интегрирование и подстановка пределов приводят к выражению

$$p_2 - p_1 = -\mu_s \frac{k}{V} \cdot \frac{T}{T_p} p_p f_s l_s \ln \frac{\left[ \left( \frac{\omega_{s1}}{\omega_0} + 1 \right) e^{\frac{\omega_0 t}{l_s}} - \left( \frac{\omega_{s1}}{\omega_0} - 1 \right) \right]^2}{4e^{\frac{\omega_0 t}{l_s}}}. \quad (107)$$

Учитывая приведенные выше выражения, нетрудно определить расход газа за время  $t$ :

$$G_s = (p_2 - p_1) \frac{V}{kRT} = -\mu_s \frac{p_p}{RT_p} f_s l_s \ln \frac{\left[ \left( \frac{\omega_{s1}}{\omega_0} + 1 \right) e^{\frac{\omega_0 t}{l_s}} - \left( \frac{\omega_{s1}}{\omega_0} - 1 \right) \right]^2}{4e^{\frac{\omega_0 t}{l_s}}}. \quad (108)$$

Применяя аналогичную методику, можно найти изменение давлений и расход газа во время продувки — наполнения. В частности, изменение давления

$$p_2 - p_1 = \frac{kRT}{V} (G_n - G_s) = \frac{kT}{V} \left\{ \mu_n \frac{p}{T} f_n l_n \times \right. \\ \times \ln \frac{\left[ \left( \frac{\omega_{n1}}{\omega_{n0}} + 1 \right) e^{\frac{\omega_{n0} t}{l_n}} - \left( \frac{\omega_{n1}}{\omega_{n0}} - 1 \right) \right]^2}{4e^{\frac{\omega_{n0} t}{l_n}}} - \mu_s \frac{p_p}{T_p} f_s l_s \times \\ \left. \times \ln \frac{\left[ \left( \frac{\omega_{s1}}{\omega_0} + 1 \right) e^{\frac{\omega_0 t}{l_s}} - \left( \frac{\omega_{s1}}{\omega_0} - 1 \right) \right]^2}{4e^{\frac{\omega_0 t}{l_s}}} \right\}. \quad (109)$$

Для начального момента надкритического периода выпуска скорость определяется по формуле (100).

Выражение скорости течения воздуха через впускные органы имеет вид, аналогичный уравнению (106):

$$\omega_{n2} = \omega_{n0} \frac{\left( \frac{\omega_{n1}}{\omega_{n0}} + 1 \right) e^{\frac{\omega_{n0} t}{l_n}} + \left( \frac{\omega_{n1}}{\omega_{n0}} - 1 \right)}{\left( \frac{\omega_{n1}}{\omega_{n0}} + 1 \right) e^{\frac{\omega_{n0} t}{l_n}} - \left( \frac{\omega_{n1}}{\omega_{n0}} - 1 \right)}. \quad (110)$$

Для процесса течения воздуха через впускные органы довольно часто можно применять уравнения установившегося движения. В этом случае

$$p_2 - p_1 = \frac{kT}{V} \times$$

$$\times \left\{ \mu_n \frac{p}{RT} \omega_{n0} f_{n1} t - \mu_s \frac{p_p}{T_p} f_s t_s \ln \frac{\left[ \left( \frac{\omega_{s1}}{\omega_0} + 1 \right) e^{\frac{\omega_0 t}{l_s}} - \left( \frac{\omega_{s1}}{\omega_0} - 1 \right) \right]^2}{4 e^{\frac{\omega_0 t}{l_s}}} \right\}. \quad (111)$$

Закон изменения температуры в цилиндре во время продувки — наполнения также можно принять подчиняющимся уравнению  $T = T_n e^{-\chi a}$  (см. гл. IV).

Несмотря на введение некоторых упрощений вследствие принятия скорости газов в цилиндре  $\omega_{\psi}$  равной нулю, полученные уравнения являются весьма сложными для практических расчетов.

Коэффициенты  $\mu_s$  и  $\mu_n$  включают поправочные множители, которые должны быть установлены опытом и, строго говоря, не являются, таким образом, коэффициентами расхода. Значения  $\mu_n$  и  $\mu_s$  отличаются от приведенных в гл. IV.

Для некоторого упрощения расчета на рис. 102 и 103 приведены графики выражений, входящих в формулы (106)—(111), а именно:

$$\frac{\left( \frac{\omega_{s1}}{\omega_0} + 1 \right) e^{\frac{\omega_0 t}{l_s}} + \left( \frac{\omega_{s1}}{\omega_0} - 1 \right)}{\left( \frac{\omega_{s1}}{\omega_0} + 1 \right) e^{\frac{\omega_0 t}{l_s}} - \left( \frac{\omega_{s1}}{\omega_0} - 1 \right)} = \frac{\omega_{s2}}{\omega_0} \quad (\text{рис. 102});$$

$$\ln \frac{\left[ \left( \frac{\omega_{s1}}{\omega_0} + 1 \right) e^{\frac{\omega_0 t}{l_s}} - \left( \frac{\omega_{s1}}{\omega_0} - 1 \right) \right]^2}{4 e^{\frac{\omega_0 t}{l_s}}} = K \quad (\text{рис. 103}).$$

Проведенное исследование показывает, как построить расчетные соотношения с учетом влияния неустановившегося движения газов при выпуске для двухтактных (и четырехтактных) двигателей в том случае, если выпускной трубопровод имеет небольшую длину и можно не учитывать влияние блуждающих волн. Из изложенного видно, насколько сложно исследование

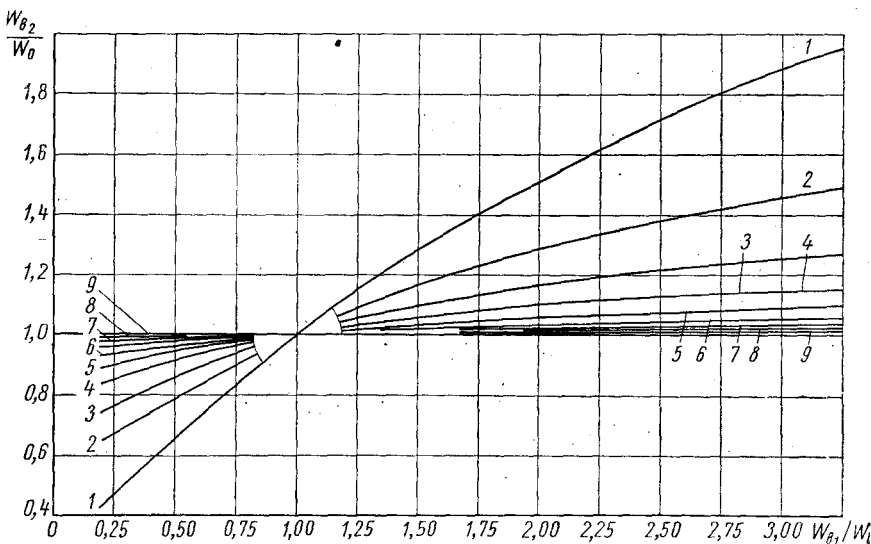


Рис. 102. График для определения скорости течения газов:

$$\begin{aligned}
 1 - \frac{\omega_0 t}{l_g} = 0,5; & \quad 2 - \frac{\omega_0 t}{l_g} = 1; \quad 3 - \frac{\omega_0 t}{l_g} = 1,5; \quad 4 - \frac{\omega_0 t}{l_g} = 2; \quad 5 - \frac{\omega_0 t}{l_g} = 2,5; \quad 6 - \frac{\omega_0 t}{l_g} = 3; \\
 7 - \frac{\omega_0 t}{l_g} = 3,5; & \quad 8 - \frac{\omega_0 t}{l_g} = 4; \quad 9 - \frac{\omega_0 t}{l_g} = 5
 \end{aligned}$$

протекания процесса выпуска даже при значительном количестве допущений. Наиболее сложным является определение величины  $l_g$ , что можно выполнить только экспериментальным путем.

Применение выведенных уравнений позволяет после введения в них опытных коэффициентов подойти к определению изменения давления в цилиндре по времени и расхода газов через выпускные органы и затем — к определению параметров конца процесса газообмена.

При расчете необходимо установить значения параметров газа в цилиндре в момент начала выпуска ( $p_b$  и  $T_b$ ) и параметров в выпускном трубопроводе ( $p_p$  и  $T_p$ ). Скорость газов на выпуске в начале процесса  $\omega_0$  принимаем равной критической [см. формулу (100)].

Отрезок времени, соответствующий протеканию процесса свободного выпуска, делят на промежутки. Соответственно выбранным значениям  $t$  вычисляют объемы цилиндра для каждого из промежутков. То же относится к площадям  $f_g$  открытия впускных органов.

В соответствии с указанными выше соображениями оценивают коэффициенты  $\mu$  и при наличии экспериментальных данных  $\mu_s$  и  $\mu_n$ .

Для того чтобы приступить к подсчету давлений и скоростей в органах газораспределения, необходимо знать величину  $\int \frac{f_s}{f_p} dx$ , которую при сложных очертаниях каналов определяют планиметрированием площади кривой  $\frac{f_s}{f_p}$  и функции  $x$ . Температуру  $T_2$  для периода свободного выпуска определяют по уравнению политропы расширения. Значения  $\rho_v$ ,  $\rho_u$ ,  $f_s$  и  $f_n$  принимают равными средним на рассматриваемых участках.

Применяя формулу (20) для первой фазы процесса, вычисляют последовательно значения  $p_2$  для первого, второго и следующих участков, пока отношение  $\frac{p}{p_p}$  не достигнет критического

$$\left( \frac{p}{p_p} = 1,82 \text{ при } k = 1,3 \right).$$

Расчет фазы подкритического выпуска проводят по формулам (106) — (108).

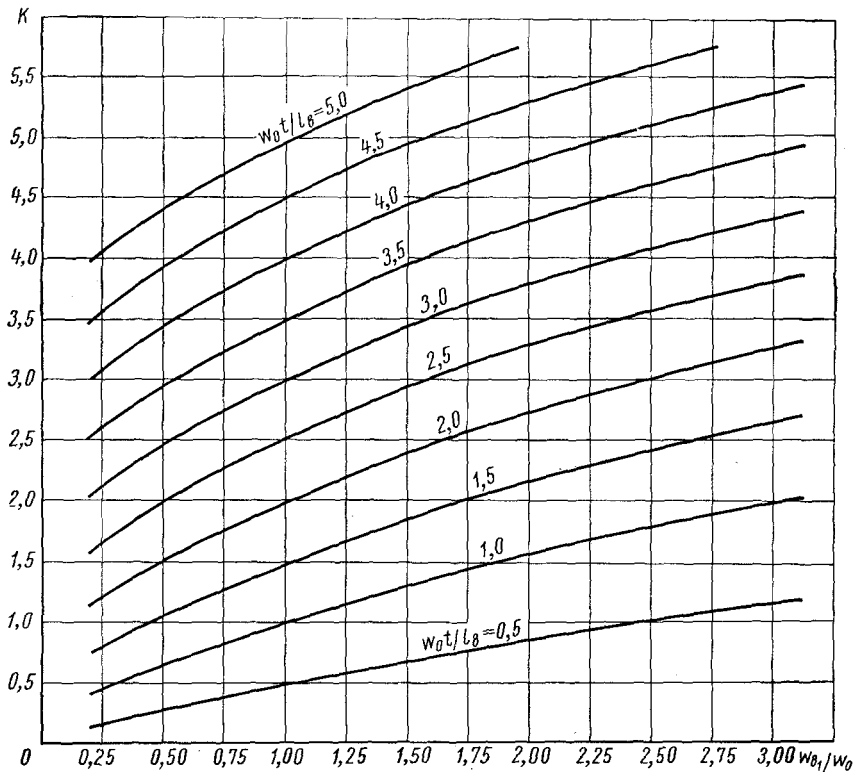


Рис. 103. График для определения давления и расхода газа



Для расчета процесса при одновременно открытых впускных и выпускных органах необходимо, кроме установленных выше параметров, знать давление  $p_k$  и температуру  $T_k$  во впускном канале, которые входят в расчетные уравнения (109) и (110).

На основании проведенного исследования можно прийти к следующим выводам:

1) по уравнениям (106)—(111), которые можно считать полумпирическими, определяют приближенно связь основных газодинамических, термодинамических и геометрических факторов;

2) применение указанных уравнений позволяет выявить изменение давления и температуры в цилиндре по времени и степень очистки цилиндра от продуктов сгорания в период свободного выпуска;

3) использование уравнений (106)—(111) для периода наполнения двухтактных двигателей в сочетании с уравнениями расхода воздуха через впускные органы дает возможность определить изменение давления в цилиндре в этот период и установить параметры конца зарядки;

4) с помощью упомянутых уравнений можно установить степень влияния столба газов, замедляющего уменьшение скорости газов и ускоряющего падение давления в цилиндре.

Обычно принято считать, что мерой пропускной способности газа при течении его через органы газораспределения является их время-сечение. Это положение было бы справедливо, если бы течение воздуха и продуктов сгорания при процессах газообмена подчинялось уравнениям установившегося движения. При наличии явлений неустойчивого движения, с которым приходится считаться при исследовании газообмена в двухтактных двигателях, время-сечение уже не определяет в полной мере пропускную способность органов газораспределения. Иллюстрацией к сказанному в первом приближении может послужить следующий анализ.

Расход газа за время  $t$  может быть представлен известным соотношением

$$G = \mu \rho \omega f t.$$

Учитывая неустойчивый характер потока, выражение расхода газа при выпуске можно представить в виде

$$G = \mu \rho f l_a K.$$

Таким образом, расход газа (если считать  $\rho = \text{const}$ ) пропорционален произведению  $\omega f t$ ; при неустойчивом движении расход газа пропорционален величине  $fK$ .

В области малых отношений скоростей  $\frac{\omega_a}{\omega_0}$  расход газа увеличивается быстрее, чем время  $t$  и время-сечение  $ft$ . Так, например, для  $\frac{\omega_a}{\omega_0} = 0,5$  при

увеличении  $\frac{\omega_0 t}{l_a}$  (или  $\omega_0 t$ , так как  $l_a = \text{const}$ ) с 0,5 до 1 величина  $K$  и, следовательно, расход газа возрастают в 2,7 раза (рис. 103); при увеличении  $\frac{\omega_0 t}{l_a}$  (или  $\omega_0 t$ ) с 1,5 до 3 величина  $K$  возрастает в 2,5 раза. При больших

значениях  $\frac{\omega_s}{\omega_0}$  происходит обратное явление. Так, для значений  $\frac{\omega_{s1}}{\omega_0} = 2$

увеличение  $\frac{\omega_0 t}{l}$  ( $\omega_0 t$ ) с 1 до 2 влечет за собой возрастание значения  $K$

только в 1,7 раза. Отсюда можно сделать вывод, что при изменении времени  $t$  (и  $ft$ ) протекающее количество газа  $G$  не пропорционально время-сечению. При малых скоростях, меньших скорости установившегося движения, количество газа  $G$  растет быстрее, чем увеличивается время (время-сечение), при больших скоростях — медленнее. Таким образом, возникает вопрос о большей целесообразности увеличения времени открытия органов газораспределения при малых отношениях  $\frac{\omega_s}{\omega_0}$  (а не площадей сечения). При значительных отклонениях скоростей течения газов от скорости установившегося движения необходимо больше внимания уделять площади сечения органов газораспределения.

Как было отмечено выше, применение выведенных уравнений связано с затратой большого количества времени вследствие необходимости подсчета давлений, скорости и других параметров для каждого из промежутков, на которые делится весь период очистки — наполнения при расчете. Поэтому целесообразно упростить указанные формулы, что и было выполнено М. Г. Кругловым, который провел исследование влияния активной длины столба выпускных газов (приведенной длины выпускного трубопровода  $l_p$ ).

Анализ изменения отношения  $\frac{\omega_s}{\omega_0}$  в зависимости от длины выпускной трубы  $l_p$ , проведенный для двухтактного двигателя с прямоточной клапанно-щелевой схемой газообмена, показал, что при наличии коротких выпускных труб ( $l \leq 1,5 \div 2,0$  хода поршня) можно пренебречь величиной  $\frac{\omega_{s1}}{\omega_0} - 1$  в уравнениях (107) — (109). При этом уравнения (107) и (109) принимают вид: для периода свободного выпуска

$$p_2 - p_1 = -\mu_s \frac{k}{V} \cdot \frac{T}{T_p} p_p f_s \left[ \omega_0 t + l_s \ln \frac{\left( \frac{\omega_{s1}}{\omega_0} + 1 \right)^2}{4} \right]; \quad (112)$$

для периода принудительного выпуска — продувки

$$p_2 - p_1 = \frac{kT}{V} \left\{ \mu_n \frac{p}{T} \omega_n f_n t - \mu_s \frac{p_p}{T_p} f_s \left[ \omega_0 t + l_s \ln \frac{\left( \frac{\omega_{s1}}{\omega_0} + 1 \right)^2}{4} \right] \right\}. \quad (113)$$

Изменение давления в цилиндре можно рассматривать как сумму изменения давления  $\Delta p_{ey}$  при установившемся течении

газов через выпускные органы и поправки  $\Delta p_{en}$  на влияние неустановившегося движения. Так, для процесса выпуска

$$\Delta p_{ey} = \mu_s \frac{k}{V} \cdot \frac{T}{T_p} p_p f_s \omega_0 t;$$

$$\Delta p_{en} = \mu_s \frac{k}{V} \cdot \frac{T}{T_p} p_p f_s l_s \ln \frac{\left(\frac{\omega_{s1}}{\omega_0} + 1\right)^2}{4}.$$

На основании уравнений (112) и (113) было исследовано изменение коэффициента  $\mu_s$  по углу поворота коленчатого вала при разных длинах выпускного трубопровода.

Для выявления влияния на коэффициент  $\mu_s$  приведенной длины трубопровода были сделаны расчеты с приведением к площади  $f_s$  площади проходного сечения выпускных клапанов и без приведения длины трубопровода. В двигателе ЯАЗ-204 выпускной патрубков имеет по длине одинаковое проходное сечение  $f_s \approx 31,5 \text{ см}^2$ . Поэтому определение длины  $l_s$  для каждого промежутка времени  $\Delta t$  упрощается. Окончание периода свободного выпуска было принято условно в точке, соответствующей наименьшему давлению в цилиндре. Расчеты выполнены в предположении постоянства коэффициента  $\mu_n = 0,7$ .

Коэффициент  $\mu_s$  в подкритической области изменяется с изменением длины  $l_p$  для фазы свободного выпуска. Начиная с участка, соответствующего  $160\text{--}165^\circ$  угла поворота коленчатого вала после в. м. т., влияние длины трубопровода увеличивается; в конце периода принудительного выпуска (начиная с  $210^\circ$ ) указанная длина не оказывает никакого влияния. Это хорошо согласуется с законом изменения скорости неустановившегося течения газов по углу поворота коленчатого вала (рис. 104). Скорость течения газа через выпускные органы в конце периода

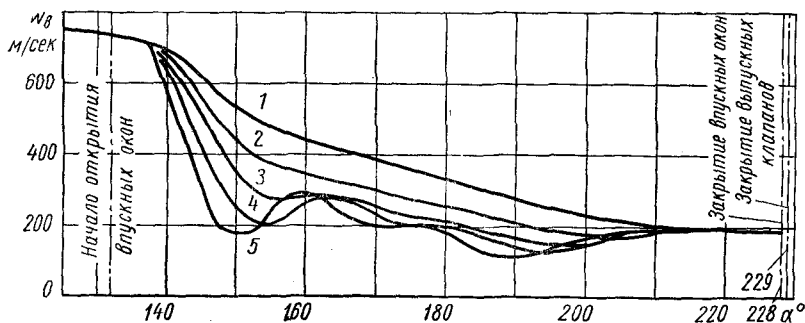


Рис. 104. Изменение скорости течения газов  $\omega_s$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$ :

1 —  $l_p = 2000$  мм; 2 —  $l_p = 1000$  мм; 3 —  $l_p = 500$  мм; 4 —  $l_p = 200$  мм; 5 — по формуле установившегося движения

принудительного выпуска (начиная с  $210^\circ$ ) одинакова для всех исследованных длин трубопровода (до  $l_p = 2000$  мм) и равна скорости установившегося течения.

Как показали расчеты, при наличии коротких трубопроводов характер изменения коэффициента  $\mu_e$ , определенного без приведения длины трубопроводов, остается таким же, как и в случае приведения длины  $l_p$ . Сравнение коэффициентов  $\mu_e$ , полученных при приведении длины  $l_p$  и полученных без приведения, показывает, что для коротких трубопроводов [ $l_p \leq (1,5 \div 2,0)S$ ] результаты расчетов расходятся значительно меньше, чем для длинных трубопроводов. В двигателях с длинным трубопроводом [ $l_p > (3 \div 4)S$ ] результаты расчета одинаковы для периода свободного выпуска. Далее результаты значительно расходятся, особенно в конце периода продувки — принудительного выпуска, вследствие того, что в расчете без приведения длины трубопровода искусственно увеличивается длина столба выпускных газов. Последнее приводит к увеличению влияния ускоренных масс газов, а следовательно, к более медленному падению скорости течения газов в конце периода принудительного выпуска. Таким образом, в первом приближении расчет периода свободного выпуска можно выполнять без приведения длины выпускного трубопровода.

Сравнение результатов расчета по полным формулам (107) и (109) и сокращенным (112) и (113) показывает относительно небольшое расхождение результатов для коротких трубопроводов ( $l_p \leq 1,5S$ ) и значительное расхождение для трубопроводов средней и большой длины (при условии выполнения расчета с приведением длины трубопровода).

Выведенные выше уравнения дают результаты, достаточно близкие к действительным для двигателей с разделенными выпускными трубопроводами малой длины.

Условия протекания процесса газообмена в многоцилиндровом двигателе зависят от многих причин, в том числе от взаимного влияния друг на друга процессов в цилиндрах и во впускной и выпускной системах. До настоящего времени количественных показателей этого влияния не установлено.

## § 26. Расчет процесса в выпускной системе

Для расчета параметров в выпускной системе комбинированного двигателя необходимо иметь данные о закономерностях изменения по времени: объема цилиндра, отношений площадей проходных сечений впускных и выпускных органов к площади поперечного сечения трубопровода и коэффициентов расхода органов газораспределения. Кроме того, должно быть учтено влияние газовой турбины.

Методы использования энергии выпускных газов, предложенные Рато и Бюхи, несколько различаются. Метод Рато связан с наличием перед турбиной ресивера относительно большого объема, обуславливающего «сглаживание» колебаний давления. В этом случае пульсация выпускных газов превращается в статическое давление перед турбиной. Метод Бюхи основан на использовании энергии импульсов выпускных газов в коротком выпускном трубопроводе. В многоцилиндровом двигателе эти импульсы должны распределяться таким образом, чтобы к колесу турбины подводилась большая часть их энергии без увеличения противодействия на выпуске, отрицательно влияющего на процесс двухтактного двигателя (при высоком давлении в выпускной системе  $p_p$ ).

При расчете в случае короткого выпускного трубопровода следует руководствоваться формулами (106) и (110), по которым могут быть определены скорости. Определение давления в трубопроводе большой длины при наличии больших амплитуд колебаний представляет собой отдельную задачу.

Остановимся на приближенном определении давления в коротком трубопроводе, справедливом для малых амплитуд. Решение состоит из следующих этапов: 1) определяют давление в начальном сечении трубопровода для каждого из промежутков времени, на которые разбивается вся фаза; в течение этого промежутка давление считают постоянным; 2) отрезки (ординаты), выражающие величину этого давления, передвигают по оси абсцисс, на которой отложена длина трубопровода<sup>1</sup>; 3) определяют вид основной волны, на которую накладываются новые волны, образующиеся вследствие отражений от обоих концов трубопроводов.

Амплитуда отраженной волны в первом приближении может быть найдена по методу Пишингера, экспериментально доказавшего, что влияние выпускного ресивера или иного устройства на амплитуды отраженных волн эквивалентно влиянию диафрагмы, установленной в конце трубопровода вместо этого ресивера.

На рис. 105 показана зависимость амплитуд идущей вперед  $p_v$  и отраженной  $p_R$  волн давления; на диаграмме  $b = \left(\frac{f_p}{f_f}\right)^2 - 1$  (где  $f_f$  — площадь диафрагмы). Значения  $b = 0$  и  $b = \infty$  соответствуют открытой и закрытой трубам. При всех остальных (промежуточных) открытиях наблюдается частичное отражение волны. Для того чтобы найти, какому значению диаметра диафрагмы соответствует тот или иной ресивер, необходимо провести специальные эксперименты. Найдя величину диаметра диафрагмы, необходимо при дальнейшем расчете ввести дополнительный поправочный коэффициент.

<sup>1</sup> Величина перемещения отрезков определяется по известной скорости волны, равной скорости звука.

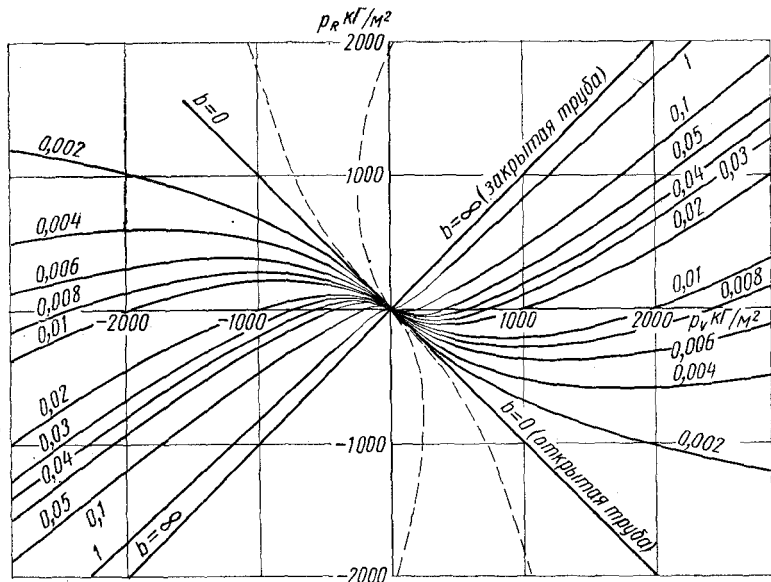


Рис. 105. Амплитуды прямой и отраженной волн

Строго говоря, влияние турбины на процесс газообмена не может быть имитировано применением диафрагмы. Однако в первом приближении в связи с большой сложностью постановки более точных и сложных экспериментов для получения качественных зависимостей можно турбину заменять эквивалентной диафрагмой.

На основании работ Г. Маклоу, М. А. Хайлова и др. грубо ориентировочно можно считать справедливым соотношение  $p_R = (0,9 \div 0,95) p_p$ .

Установим формулу для определения давления в начале выпускного трубопровода и в выпускной камере. Давление будем считать постоянным по всему объему камеры и равным давлению в сечении АА (см. рис. 79). Определим давление приближенно, основываясь на уравнении неразрывности или на уравнении массового баланса газов в камере (при наличии камеры значительного объема). Массовое количество газов, протекающих через начальное сечение выпускного трубопровода за время  $\Delta t$  сек, выразим уравнением

$$\Delta G_p = w_p \frac{p_p}{RT_p} f_T \Delta t,$$

где  $w_p$ ,  $p_p$  и  $T_p$  — соответственно средняя скорость, давление и температура в указанном сечении трубопровода за рассматриваемый промежуток времени;  $f_T$  — площадь сечения трубопровода.

При отсутствии камеры, а также при наличии камеры небольшого объема можно принять  $\Delta G_p = \Delta G_s$ , где величина  $\Delta G_p$  относится к крайнему сечению  $AA$  трубопровода (см. рис. 79).

Ввиду малости промежутка времени  $\Delta t$  и наличия непрерывного закона изменения скоростей по времени заменим среднее значение скорости в сечении  $AA$  трубопровода средним арифметическим значением скоростей в начале и конце данного промежутка времени. Это относится также к средним значениям давлений и температур:  $p$ ,  $p_p$ ,  $T$  и  $T_p$  в цилиндре и в выпускном трубопроводе.

Имеем

$$\Delta G_s = (\omega_{p1} + \omega_{p2}) \frac{p_p}{2RT_p} f_T \Delta t. \quad (114)$$

Для периода надкритического выпуска, наиболее интересного в отношении использования энергии выпускных газов,

$$\Delta G_s = \mu_s \frac{\psi_s p}{\sqrt{RT}} f_s \Delta t,$$

где

$$\psi_s = \text{const} \approx 2,09.$$

Для остальных периодов величину  $\Delta G_s$  вычисляют по формуле (108) или (109).

В уравнении (114) искомым является давление  $p_{p2}$ , входящее, как будет видно из дальнейшего, в выражение для  $\omega_{p2}$ , а также в выражение для  $p_p$ , так как  $\psi_s = \left(\frac{p_p}{p}\right)$ . Значение  $f_s$  определяют после предварительной оценки размеров органов газораспределения и разбивки рассматриваемой фазы процесса на промежутки. Величины  $p$  и  $T$  находят по уравнениям, приведенным выше.

Для первого участка давление  $p_{p1}$  может быть приравнено к атмосферному давлению, а  $\omega_{p1} = 0$ . Скорость  $\omega_{p2}$ , которая для следующего участка будет являться скоростью  $\omega_{p1}$ , в первом приближении определяют по формулам для малых изменений давлений и скоростей в трубопроводах:

$$\omega_{p2} = \frac{9,81}{\rho_p a} (p_{p2} - p_{p0} - 2p_R), \quad (115)$$

где  $p_R$  — амплитуда обратной волны (избыточное давление) в начальном сечении  $AA$  (см. рис. 79) трубопровода.

При расчете необходимо иметь в виду, что величина  $p_{p0}$  остается постоянной, равной давлению в трубопроводе в начале процесса<sup>1</sup>.

Величина  $p_R$  равна нулю до прихода отраженной волны к сечению  $AA$ ; в частности, для первого участка  $p_R = 0$ . Для остальных участков при  $\Sigma\Delta t < \frac{2l_p}{a}$   $p_R = 0$ . Если  $\Sigma\Delta t > \frac{2l_p}{a}$ , то  $p_R \neq 0$ . В этом случае величину  $p_R$  следует находить с помощью, например, диаграммы (рис. 105). Принимая во внимание, что  $\frac{9,81}{\rho_p a} =$

$$= \frac{1}{\rho} \sqrt{\frac{9,81RT}{k}}, \text{ перепишем уравнение (115) в следующем виде:}$$

$$\omega_{p2} = \left(1 - \frac{p_{p0} + 2p_R}{\rho p_2}\right) \frac{\sqrt{9,81RT_{p2}}}{k}. \quad (116)$$

Подставляя выражение (116) в уравнение (114) и решая его относительно  $p_{p2}$ , получаем

$$p_{p2} = \frac{p_{p0} + 2p_R}{1 - \left(\frac{2\Delta G_e RT_p}{\rho p_1^2 \Delta t} - \omega_{p1}\right) \frac{1}{\frac{\sqrt{9,81RT_p}}{k}}}. \quad (117)$$

Величину  $\Delta G_e$  определяют из уравнения для надкритического выпуска и уравнения для подкритического выпуска и пропускки.

С достаточной для практики точностью при небольших амплитудах колебаний давления в трубопроводе можно считать для правой части уравнения  $p_p = p_{p1}$  и  $T_p = \text{const}$ , тогда

$$p_{p2} = \frac{p_{p0} + 2p_R}{1 - \left(\frac{2\Delta G_e RT_p}{\rho p_1^2 \Delta t} - \omega_{p1}\right) \frac{1}{\frac{\sqrt{9,81RT_p}}{k}}}. \quad (118)$$

Температуру  $T_p$  определяют из условий адиабатического процесса истечения газов из цилиндра:

$$T_{p1} = T_1 \left(\frac{p_{p1}}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Вопрос о затухании волн при отражении представляет собой отдельную задачу, которая может быть решена на основе длительной экспериментальной работы. При значительном объеме

<sup>1</sup> При этом принимается, что при ходе сжатия и рабочем ходе проходит достаточно времени для того, чтобы установилось постоянное давление и скорость стала равной нулю.



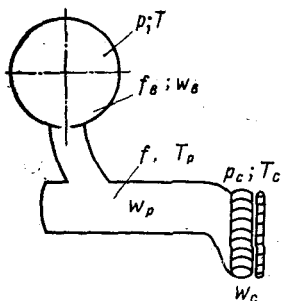


Рис. 106. Схема соединения цилиндра поршневого двигателя с турбиной

камеры можно применить следующий приближенный способ для определения в ней давления.

Изменение массы газа в камере за время  $\Delta t$  определяется из равенства

$$\Delta G_p = \frac{V_p}{kRT_p} \Delta p_p,$$

которое получается из определения изменения состояния в камере как адиабатического ( $V_p$  — объем камеры).

Величина  $\Delta G_p$  — скорость в крайнем сечении трубопровода.

$$\frac{V_p}{kRT_p} \Delta p_p = \mu_s \psi_s \frac{p}{\sqrt{RT}} f_s \Delta t - w_p \frac{p_p}{RT_p} f_T \Delta t,$$

где  $w_p$  — скорость в крайнем сечении трубопровода.

Заменяя  $w_p$  средним арифметическим скоростей в начале и конце промежутка времени  $\Delta t$  и повторяя рассуждения, касающиеся величин  $w_{p_1}$  и  $\frac{9,81}{\rho g}$ , получаем уравнение

$$\Delta p_p = \frac{kRT_p}{V_p} \left\{ \mu_s \psi_s \frac{p}{\sqrt{RT}} f_s \Delta t - \left[ w_{p1} + \frac{\sqrt{9,81RT_p}}{k} \left( 1 - \frac{p_{p0} + 2p_R}{p_{p2}} \right) \right] \frac{p}{2RT_p} f_T \Delta t \right\}. \quad (119)$$

При определении параметров процесса в выпускной системе комбинированных двигателей, особенно при импульсной системе турбонаддува, целесообразно пользоваться зависимостями, выведенными выше (если имеются значения коэффициентов  $\mu$ ); это относится в первую очередь к случаю, когда цилиндр соединен с турбиной коротким трубопроводом (рис. 106). Давление, температуру и скорость газов в таком трубопроводе в первом приближении допустимо считать постоянными по всей его длине.

При проведении расчета время, в течение которого совершается процесс (в первую очередь процесс свободного выпуска), также разбивают на небольшие промежутки продолжительностью  $\Delta t$  каждый. Далее определяют параметры в конце промежутка: скорость истечения газов из выпускных органов  $w_s$  [формула (106)], давление и температуру в цилиндре  $p$  и  $T$  [формулы (109) и (111)], массу газов  $\Delta G_s$ , вытекающих из цилиндра [формулы (108) и (109)], давление и скорость газов в трубопроводе  $p_p$  и  $w_p$  [формулы (116) и (117)].

В конечном итоге находят скорость истечения газов из сопел:

$$\omega_c = \varphi' \sqrt{2 \cdot 9,81 RT_p \frac{k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_c}{p_p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + \left( \omega_p \frac{f_c}{f_p} \right)^2}, \quad (120)$$

где  $f_c$  — площадь сечения соплового аппарата;  
 $\varphi'$  — коэффициент, учитывающий потери скорости при истечении газов через сопла.

Температура газов после сопла

$$T_c = T_p \left( \frac{p_c}{p_p} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Давление  $p_c$  за соплами определяют в зависимости от давления в выпускном трубопроводе (за турбиной).

### § 27. Использование метода характеристик для определения параметров газа при газообмене

При расчете параметров газа при газообмене обычно принимают движение его по тракту одномерным без теплообмена, а газ идеальным. С учетом этого получают известную систему уравнений, характеризующих неустановившееся одномерное адиабатное движение идеального сжимаемого газа:

$$\omega \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0; \quad (121)$$

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial x} + \omega \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0; \quad (122)$$

$$\omega \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t} - \frac{k p}{\rho} \left( \omega \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\partial \rho}{\partial t} \right) = 0. \quad (123)$$

Как известно, характеристики уравнений (121) — (123) имеют следующий вид [29]:

$$\left. \begin{aligned} dK_x &= \alpha dK_z; \quad \frac{dK_a}{dK_w} = -\frac{k-1}{2}; \\ dK_x &= \beta dK_z; \quad \frac{dK_a}{dK_w} = +\frac{k-1}{2}; \\ dK_x &= K_w dK_z; \quad dS = 0, \end{aligned} \right\} \quad (124)$$

где

$$dK_x = \frac{dx}{l_0}; \quad dK_z = \frac{a_0 dt}{l_0}; \quad K_a = \frac{a}{a_0};$$

$$K_w = \frac{\omega}{a_0}; \quad \alpha = K_w + K_a; \quad \beta = K_w - K_a;$$

$a_0$  и  $l_0$  — соответственно некоторые постоянные исходные скорость звука и длина.

Каждое из дифференциальных уравнений системы (124) дает определенное дифференциальное соотношение, действующее вдоль соответствующей характеристики. Характеристики первого семейства назовем  $\alpha$ -характеристиками, второго —  $\beta$ -характеристиками. В системе уравнений (124) левые верхние два уравнения характеризуют направление или положение волны, а правые верхние два — условие совместности или состояния; при этом первое семейство уравнений относится к прямой волне сжатия, среднее — к волне отражения. Нижние два уравнения представляют собой уравнение линий тока в газовом потоке при адиабатном изменении состояния газа вдоль этой линии.

Для анализа процесса течения газа методом характеристик удобно пользоваться диаграммами, которые изображают семей-

ство характеристик в координатах  $K_w - K_a$  (или  $K_p^{2k}$ ) и в координатах  $K_x - K_z$ . Первая диаграмма называется диаграммой совместности или состояния, а вторая — диаграммой направления или положения.

Если на диаграмме совместности или состояния масштаб по оси  $K_a$  выбрать в  $\frac{2}{k-1}$  раза больше масштаба по оси  $K_w$ , то характеристики  $\alpha$  и  $\beta$  будут изображаться прямыми линиями, наклоненными под углом  $45^\circ$  к осям  $K_w$  и  $K_a$  [29].

На рис. 107, а изображена диаграмма совместности, а на ней показано поле  $\alpha - \beta$ -характеристик. Для каждого семейства характеристик

$$\alpha = \alpha(K_w; K_a) = \text{const} \text{ и } \beta = \beta(K_w; K_a) = \text{const},$$

т. е. протекание характеристик на диаграмме совместности не зависит от начальных и граничных условий. Это является следствием того, что правые части уравнений (121) — (123) равны нулю, а коэффициенты при частных производных зависят только от  $x$  и  $t$ .

Наоборот, сетка характеристик в плоскости  $K_x - K_z$  (рис. 107, б) изменяется с начальными и граничными условиями. Однако это изменение происходит таким образом, что распределение значений  $K_w$  и  $K_a$  в плоскости  $K_x - K_z$  такое, при котором вдоль характеристик  $\alpha$  и  $\beta$  в этой плоскости функции  $\alpha = K_w + K_a = \text{const}$  и  $\beta = K_w - K_a = \text{const}$ .

Используя свойства характеристик  $\alpha$  и  $\beta$  уравнений (121) — (123), рассмотрим построение этих характеристик в координатах  $K_x - K_z$ .

Из уравнений характеристик в координатах  $K_w - K_a$  и  $K_x - K_z$  следует, что отрезок I—II на диаграмме  $K_w - K_a$  (рис. 107, а) соответствует отрезку 1—2 на диаграмме  $K_x - K_z$  (рис. 107, б). Точки С и F являются средними точками отрезков I—II и I—IV (рис. 107, а). Соединим точки С и F с граничными

прямыми  $K_a = -K_w$  и  $K_a = +K_w$  прямыми линиями  $AC$  и  $FM$ , параллельными оси  $K_w$ . Тогда отрезок  $AC$  в определенном масштабе представит сумму  $K_w + K_a$ , а отрезок  $FM$  — разность  $K_w - K_a$  (с точностью, определяемой величиной интервалов между характеристиками). Из точек  $C$  и  $F$  проведем отрезки  $CD$  и  $FE$ , равные между собой и параллельные оси  $K_a$ ; точки  $D$  и  $E$  соединим с точками  $A, B$  и  $M$ . Длину отрезка  $CD = EF$  выбирают следующим образом. Из  $\triangle ACD$  следует, что

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{CD}{AC} = \frac{CD}{AB + BC}. \quad (125)$$

С другой стороны, наклон характеристики  $\alpha_3$  в интервале 1—2 (рис. 107, б)

$$\frac{dK_z}{dK_w} = \frac{1}{K_w^{I-II} + K_a^{I-II}}. \quad (126)$$

Из сопоставления уравнений (125) и (126) следует,

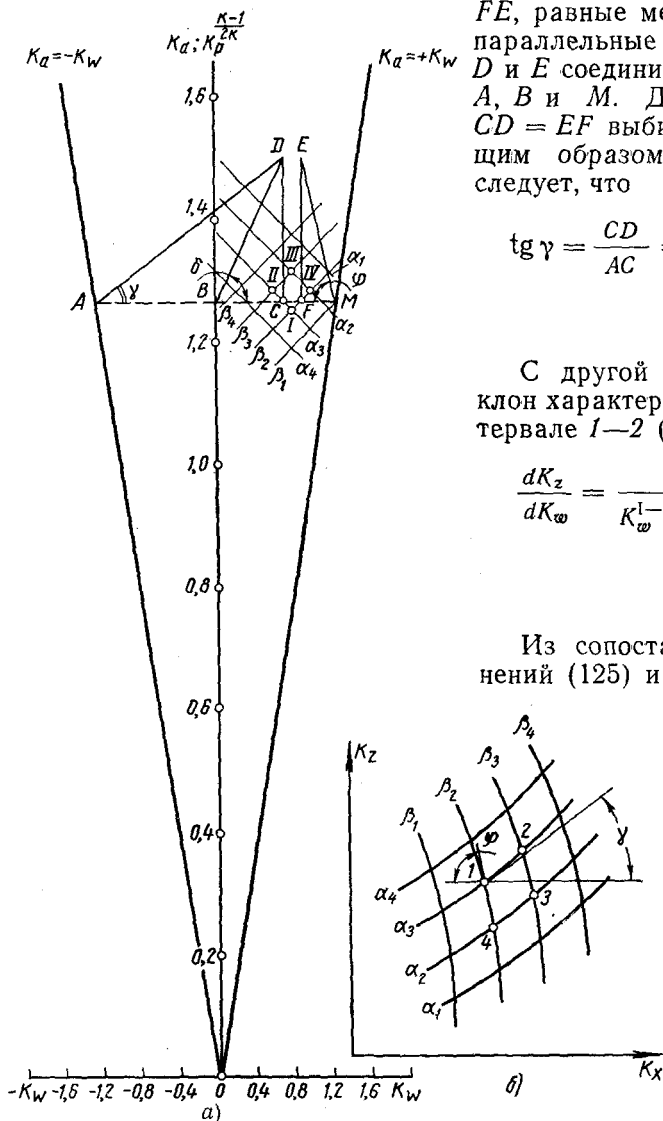


Рис. 107. Характеристики  $\alpha$  и  $\beta$  дифференциальных уравнений одномерного неуставившегося движения газа в координатах  $K_w - K_a$  и  $K_x - K_z$

что прямая  $AD$  устанавливает наклон характеристики  $\alpha_3$  в интервале 1—2:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{CD}{AB + BC} = \frac{1}{K_w^{1-11} + K_a^{1-11}}.$$

Наклон характеристик  $\beta_2$  на участке 1—4 по аналогии равен

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{FE}{FM} = \frac{FE}{BM - BF} = \frac{1}{K_w^{1-1V} - K_a^{1-1V}}.$$

Направление линии тока определится зависимостью

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{CD}{BC} = \frac{1}{K_w^{1-11}}.$$

Длина отрезка  $CD = FE$ , который назовем полюсным расстоянием и обозначим через  $r$ , на диаграмме равна

$$[r] = \frac{[K_w][K_z]}{[K_x]}.$$

Таким образом, можно определить направление распространения волны в любой узловой точке и построить необходимую диаграмму характеристик. Однако, как указывалось выше, если протекание характеристик в координатах  $K_w - K_a$  не зависит от начальных и граничных условий, то положение характеристик в координатах  $K_x - K_z$  определяется только при наличии этих условий. Поэтому нужно рассмотреть граничные условия при течении воздуха и газа по газозвоздушному тракту двухтактного двигателя и установить связь между параметрами потока на границах.

При течении воздуха и газа по газозвоздушному тракту двухтактного двигателя возможны следующие случаи истечения:

1) истечение из трубопровода в ресивер (истечение из подводящего воздушного трубопровода в ресивер двигателя и истечение из выпускного трубопровода в атмосферу или в ресивер на экспериментальной установке);

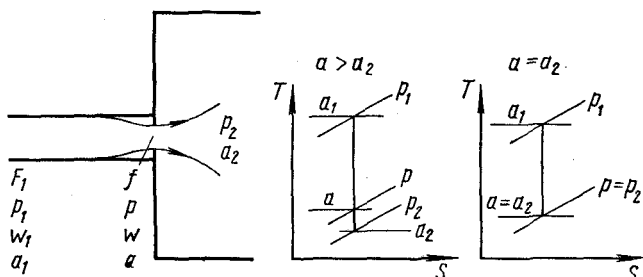


Рис. 108. Истечение из трубопровода в атмосферу или в ресивер бесконечно большого объема и диаграммы  $S - T$

2) истечение из ресивера в трубопровод (истечение из цилиндра в трубопровод, а на экспериментальной установке — истечение из ресивера на впуске и выпуске;

3) истечение из трубопровода через сопло (истечение через диффузор и турбину, которые заменяют эквивалентным соплом).

Истечение из трубопровода в атмосферу или в ресивер бесконечно большого объема (ресиверы на экспериментальных установках тоже можно условно принять бесконечно большого объема) происходит с дозвуковыми скоростями (рис. 108).

Уравнение связи граничных условий в этом случае имеет вид

$$K_w^2 = \frac{2}{k-1} \left[ \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right], \quad (127)$$

$$\left( \frac{F_1}{\mu f} \right)^2 K_p^{\frac{k-1}{2k}} \frac{4}{k-1} - 1$$

где

$$K_p = \frac{p_1}{p_2} \quad \text{и} \quad K_w = \frac{\omega_1}{a_2}.$$

На рис. 109 показано изменение величины  $K_p^{\frac{k-1}{2k}}$  в зависимости от  $K_w$  для истечения выпускных газов ( $k = 1,35$ ). Там же нанесена граничная кривая (штриховая линия), разделяющая надкритическую и подкритическую области истечения. Уравнение ее получается из уравнения энергии при  $\omega = a_2$  и имеет вид

$$\frac{K_p^{\frac{k-1}{2k}}}{\frac{k+1}{2}} + \frac{K_w^2}{\frac{k+1}{k-1}} = 1, \quad (128)$$

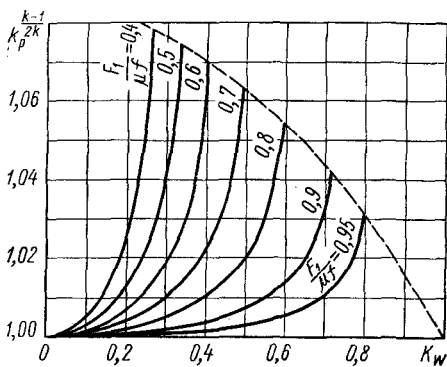


Рис. 109. Диаграмма  $K_w - K_p^{\frac{k-1}{2k}}$  при различных отношениях  $\frac{F_1}{\mu f}$  для истечения из трубопровода в ресивер бесконечно большого объема (штриховая линия — граничная)

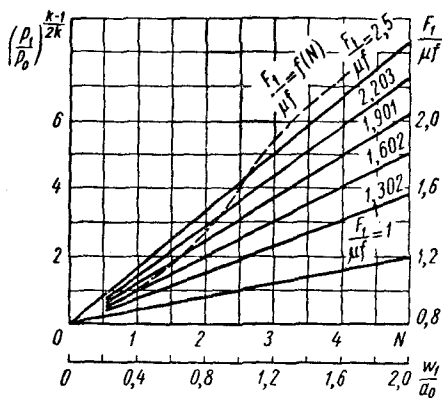


Рис. 110. Изменение  $\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{2k}}$  в зависимости от отношения  $\frac{w_1}{a_0}$  при различных величинах  $\frac{F_1}{\mu f}$  и изменение  $N$  в зависимости от  $\frac{F_1}{\mu f}$  при истечении из трубопровода со скоростью звука

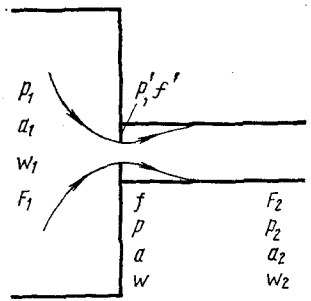


Рис. 111. Схема истечения газа из ресивера бесконечно большого объема в трубопровод

Уравнение (128) есть уравнение эллипса.

При истечении из отверстия трубы со скоростью, равной местной скорости звука, т. е.  $w = a$ , из уравнения энергии и уравнения неразрывности получим

$$N^2 + \frac{k-1}{2} = \frac{k+1}{2} N^{\frac{4}{k+1}} \left(\frac{F_1}{\mu f}\right)^{2 \frac{k-1}{k+1}}, \quad (129)$$

где  $N$  находится из выражения

$$\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{2k}} = N \frac{w_1}{a_2}. \quad (130)$$

Для решения уравнений (129) и (130) можно пользоваться диаграммами на рис. 110 при  $p_2 = p_0$  и  $a_2 = a_0$ .

Уравнения граничных условий при истечении из ресивера бесконечно большого объема в трубопровод (рис. 111) имеют различный вид для течения без учета волн давления и с учетом волн давления. В первом случае из уравнений импульсов, сохранения энергии и неразрывности будем иметь:

при истечении в подкритической области

$$\frac{2}{k-1} \left[ \left(\frac{p}{p_1}\right)^{-\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1} - \frac{p}{p_1}\right) \left(\frac{F_2}{\mu f}\right)^2 \left[ \frac{p_2}{p_1} (k+1) + \frac{p}{p_1} (k-1) \right]}{2k \left[ k \left(\frac{F_2}{\mu f} - 1\right) \frac{p}{p_1} + \frac{F_2}{\mu f} \left(\frac{p_2}{p_1} - \frac{p}{p_1}\right) \right]} \frac{p}{p_1}; \quad (131)$$

при истечении в надкритической зоне, когда  $M = 1$  и  $p' \neq p$ ,

$$\left(\frac{F_2}{\mu f} \cdot \frac{p_2}{\beta_{кр} p_1}\right)^2 (k+1) - 2 \frac{F_2}{\mu f} \cdot \frac{p_2}{\beta_{кр} p_1} \left[ (1+k) + \frac{p'}{\beta_{кр} p_1} \left( \frac{F_2}{\mu f} - 1 \right) \right] - (k-1) \left( \frac{F_2}{\mu f} - 1 \right) \frac{p'}{\beta_{кр} p_1} \left[ \left( \frac{F_2}{\mu f} - 1 \right) \frac{p'}{\beta_{кр} p_1} + 2(1+k) \right] + k + 1 = 0, \quad (132)$$

где

$$\beta_{кр} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

С помощью уравнений (131) и (132) определяют состояние потока в проходном сечении, через которое происходит истечение, если известно состояние потока в трубе и в ресивере.

На рис. 112 показаны кривые изменения отношения  $\frac{p_2}{p_1}$  в зависимости от отношения  $\frac{F_2}{\mu f}$  при различных отношениях  $\frac{p'}{p_1}$  или

$\frac{p}{p_1}$  при  $k = 1,35$ . В подкритической области истечения всегда  $p < p_2$  и  $p' = p$ ; в надкритической области истечения  $p \leq p_2$  в зависимости от  $p_2 \geq \beta_{кр} p$ , а также  $p' < p$  или  $p' < p_2$ . Следовательно, в кольцевом пространстве  $f'$  имеет место наиболее низкое давление  $p'$ , которое влияет на характер истечения.

Наличие волн давления в трубе изменяет характер истечения. Используя уравнения импульсов, энергии, изменения состояния и неразрывности, получим:

при истечении в надкритической области

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{\mu f}{F_2} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \frac{a_1}{\omega_2} \left[ 1 - \frac{k-1}{2} \left( \frac{\omega_2}{a_1} \right)^2 \right]; \quad (133)$$

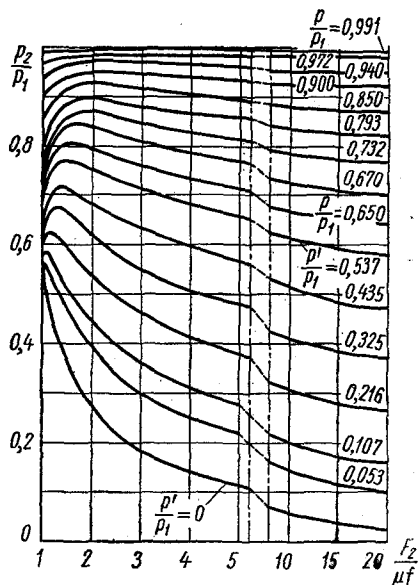


Рис. 112. Изменение отношения  $\frac{p_2}{p_1}$  в зависимости от отношения  $\frac{F_2}{\mu f}$  при истечении из ресивера при  $k = 1,35$

при различных отношениях  $\frac{p'}{p_1}$  или  $\frac{p}{p_1}$  при  $k = 1,35$



при истечении в подкритической области

$$\frac{\omega_2}{a_1} = \frac{\omega}{a_1} - \left( \frac{p_2}{p_1} - \frac{p}{p_1} \right) \frac{F_2}{\mu f} \frac{1}{k \frac{\omega}{a_1} \left( \frac{p}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}}}. \quad (134)$$

Для более удобного использования результатов расчета уравнение (133) целесообразно представить в координатах  $\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - \frac{\omega_2}{a_1}$ . Чтобы представить в этих же координатах уравнение (134), из него нужно исключить  $\frac{\omega}{a_1}$  и  $\frac{p}{p_1}$ . В противном случае расчет следует проводить по участкам, что неудобно. Поэтому примем, как это обычно делается,  $p = p_2$ . Тогда получим уравнение

$$\frac{\frac{\omega_2}{a_1}}{1 - \frac{k-1}{2} \left( \frac{\omega_2}{a_1} \right)^2} = \frac{\mu f}{F_2} \frac{\sqrt{\frac{2}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \right]^2}}{\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{2k}}}. \quad (135)$$

На рис. 113 показано изменение отношения  $\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{2k}}$  при  $k = 1,35$  в зависимости от отношения  $\frac{\omega_2}{a_1} = K_w$ . Уравнение граничной кривой между надкритической и подкритической областями истечения имеет вид

$$\frac{\left( \frac{p_2}{\beta_{кр} p_1} - 1 \right) \left( \frac{F_2}{\mu f} \right)^2 \left[ \frac{p_2}{\beta_{кр} p_1} (k+1) + k - 1 \right]}{2k \left[ k \left( \frac{F_2}{\mu f} - 1 \right) + \frac{F_2}{\mu f} \left( \frac{p_2}{\beta_{кр} p_1} - 1 \right) \right]} = 1. \quad (136)$$

При работе двухтактных двигателей происходит истечение газа в трубопровод из ресивера конечных размеров, давление  $p_1$  и температура  $T_1$  в котором изменяются. Поэтому расчет производят по интервалам, на которые разбивают весь период истечения. Уравнение связи граничных условий в этом случае имеет форму

$$\left( \frac{a_1}{a_0} \right)^2 = \left( \frac{a_2}{a_0} \right)^2 + \frac{k-1}{2} \left( \frac{\omega_2}{a_0} \right)^2. \quad (137)$$

На рис. 114 показано изменение  $K_a = \frac{a_2}{a_0}$  в зависимости от  $K_w = \frac{\omega_2}{a_0}$  для нескольких расчетных интервалов (1, 2, 3, 4,...).

Каждая из кривых на рис. 114 представляет собой параболу.

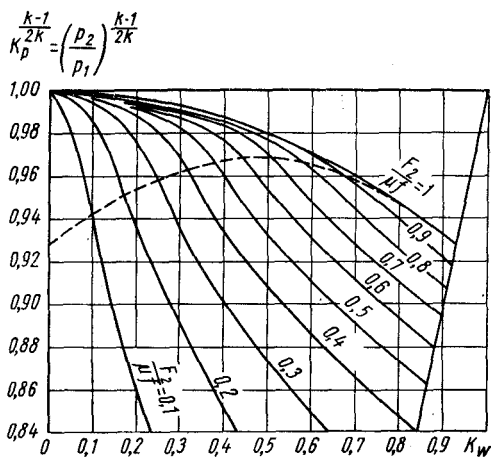


Рис. 113. Изменение отношения  $K_p^{2k} = \frac{k-1}{p}$

$$= \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \text{ в зависимости от отношения}$$

$$K_w = \frac{w_2}{a_1} \text{ при } k = 1,35$$

(штриховая линия — границная между надкритической и подкритической зонами истечения)

лагаются в трубопроводе слоями. При анализе истечения пренебрегаем частичным отражением волн на поверхностях между этими слоями.

Уравнение связи граничных условий при истечении из трубопровода через сопло рассмотрено ниже при определении параметров газа перед импульсной турбиной (см. § 34); там же дан пример использования метода характеристик для определения давления газов перед турбиной.

Обычно по методу характеристик рассчитывают параметры газа в трубопроводе двигателей, принимая, что выпуски из цилиндров, следуя друг за другом, не накладываются. Кроме того, не учитывают присоединенные выпускные патрубки цилиндров, выпуски из которых происходят в один трубопровод. Попытка применить метод характеристик для определения параметров газа в трубопроводе, в который происходит выпуск одновременно из нескольких цилиндров, предпринята Зейфертом [111].

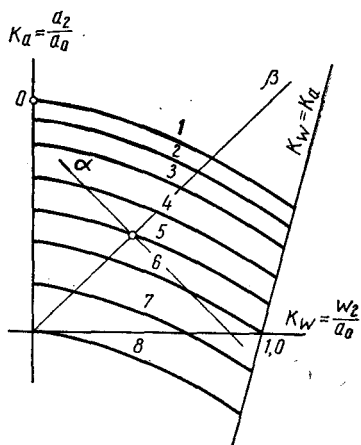


Рис. 114. Изменение  $K_a$  в зависимости от  $K_w$ :

1—8 — кривые для соответствующих расчетных интервалов

В течение каждого расчетного интервала в трубу поступает определенный объем газа. Эти объемы газа, имеющие разное состояние, распо-



## СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ДВИГАТЕЛЯ, ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ И КОМПРЕССОРА

### § 28. Особенности совместной работы двухтактного двигателя с газовой турбиной и компрессором

Известно, что эффективность работы комбинированного двухтактного двигателя зависит главным образом от качества продувки, располагаемой энергии выпускных газов, к. п. д. турбокомпрессора и от обеспечения пуска и надежной работы двигателя на всех эксплуатационных режимах. Эти факторы определяют основные особенности условий совместной работы двухтактного двигателя с газовой турбиной и компрессором.

Для пуска двухтактного двигателя необходимо определенное, хотя бы небольшое избыточное давление. Когда двигатель не работает, для приведения компрессора в движение необходим посторонний источник энергии; в качестве последнего используют пусковое устройство двигателя или сжатый воздух (на судовых и стационарных двигателях применяют также электродвигатель, паровую турбину и т. п.). Вследствие этого турбина и компрессор должны быть приспособлены к высокоэффективной работе при малом расходе рабочего тела и наддувочного воздуха.

При установке газовой турбины, использующей энергию выпускных газов, увеличивается противодействие на выпуске, что ухудшает очистку и наполнение цилиндра, а следовательно, и протекание рабочего процесса двигателя. Увеличение противодействия зависит от к. п. д. турбокомпрессора, степени наддува и режима работы двигателя. Поэтому давление воздуха после компрессора на определенных режимах работы двигателя становится меньше противодействия на выпуске, т. е. для нормальной работы двигателя необходимо дополнительное сжатие воздуха до давления  $p_k > p_p$ .

Для достижения хорошей продувки цилиндра и эффективного использования энергии выпускных газов в двухтактном двигателе следует иметь переменное давление газов в выпускном трубо-

проводе: высокое в период свободного выпуска, когда давление в цилиндре также высоко, и низкое во время продувки — наполнения и принудительного выпуска, чтобы создать условия для хорошей очистки и зарядки цилиндра при сравнительно небольшом давлении в ресивере. Такие условия можно обеспечить при использовании энергии выпускных газов в турбине с переменным давлением на входе, или импульсной турбине. В этом случае для сжатия воздуха потребуется меньше энергии, а следовательно, и меньше может быть энергия выпускных газов или к. п. д. турбины и компрессора.

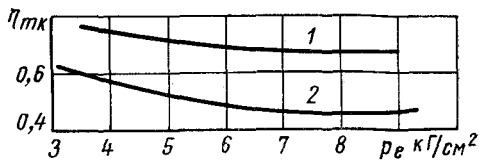


Рис. 115. Изменение необходимого к. п. д.  $\eta_{тк}$  турбокомпрессора в зависимости от нагрузки для двигателя

1ГДН  $\frac{19}{28}$  при  $n = 500$  об/мин:

1 — система постоянного давления; 2 — импульсная система

Если выпуск происходит в трубопровод, в котором устанавливается некоторое среднее и приблизительно постоянное давление, что характерно для системы использования энергии выпускных газов с постоянным давлением перед турбиной, то для нормального протекания продувки — наполнения и принудительного выпуска требуется большая энергия выпускных газов или большие к. п. д. турбины и компрессора по сравнению с тем, которые необходимы в случае использования импульсной турбины (рис. 115) [60].

Для двигателя типа 1ГДН  $\frac{19}{28}$  достигнутый к. п. д. турбокомпрессора с турбиной, работающей при постоянном давлении на входе,  $\eta_{тк} \approx 0,55$ . Сопоставление этой величины с теми значениями к. п. д. (рис. 115), которые требуются для обеспечения работы двигателя только с турбокомпрессором при постоянном давлении перед турбиной, показывает, что баланс энергии турбины и компрессора не может быть получен ни на одном из режимов при работе по нагрузочной характеристике. Наоборот, при импульсной системе наддува, если принять достигнутый в настоящее время к. п. д.  $\eta_{тк} = 0,52 \div 0,53$ , баланс энергии турбины и компрессора получается уже при нагрузке, равной примерно 40% и выше. Рассмотренный случай характерен для газового двухтактного двигателя, выпускные газы которого по сравнению с дизелем имеют более высокую температуру; кроме того, двигатель имеет меньший расход воздуха и меньшее давление наддува при одинаковой с дизелем нагрузке. Поэтому у дизеля необходимый к. п. д.  $\eta_{тк}$  при импульсной системе наддува выше.

Известно, что двухтактный дизель имеет увеличенный по сравнению с четырехтактным двигателем расход воздуха. Вследствие

этого увеличивается мощность, необходимая для привода компрессора, и в то же время уменьшается удельная энергия выпускных газов. В связи с этим двухтактные двигатели особенно чувствительны к величине к. п. д. турбины и компрессора. Располагаемая энергия выпускных газов заметно уменьшается с уменьшением нагрузки дизеля. Поэтому если при работе двухтактного двигателя на режиме полной мощности или близком к ней достигается баланс мощности турбины и компрессора, то с уменьшением нагрузки этот баланс нарушается, и мощность газовой турбины становится недостаточной для нормальной работы дизеля.

Условия совместной работы двигателя и турбокомпрессора зависят от схемы газообмена двухтактного дизеля. В двигателях с прямоточной схемой газообмена (особенно с клапанно-щелевой схемой) и импульсной системой наддува значительно проще достичь баланс мощности турбины и компрессора, чем в двигателях с петлевой схемой газообмена и с симметричными фазами газораспределения. В этом случае с целью предотвращения утечки заряда в период дополнительного выпуска устанавливают заслонки или золотники на выпуске или автоматические клапаны на выпуске.

Аналогичный эффект можно получить путем использования газодинамических явлений в выпускной системе двигателя для создания повышенного противодавления за цилиндром в периоды дополнительного выпуска.

В двухтактном двигателе наддув происходит в то время, когда поршень приближается к н. м. т. и несколько проходит ее. Поэтому почти не происходит возврата энергии выпускных газов, затраченной на привод компрессора, в виде полезной работы, совершаемой расширяющимся воздухом в цилиндре двигателя. В противоположность этому в четырехтактном двигателе процесс наполнения происходит при движении поршня от в. м. т. к н. м. т. Вследствие этого часть энергии выпускных газов, затраченной в компрессоре на сжатие воздуха, возвращается при расширении воздуха во время впуска. Расчеты показывают, что при нормальных средних условиях примерно 40% мощности, затраченной на привод компрессора, будет возвращено коленчатому валу двигателя и тем самым повышена эффективность применения наддува.

## § 29. Газотурбинный наддув

При газотурбинном наддуве двухтактных двигателей может быть использована система с переменным или постоянным давлением перед турбиной турбокомпрессора, а также смешанная. Система с переменным давлением перед турбиной широко известна как импульсная система наддува. При смешанной системе наддува наиболее рационально в качестве первой ступени использо-

вать турбокомпрессор с импульсной турбиной, а в качестве второй — турбокомпрессор с турбиной постоянного давления.

Кроме увеличения мощности турбины вследствие использования кинетической энергии, выпускных газов, применение импульсной системы наддува позволяет обеспечить баланс мощности турбины и компрессора в широком диапазоне изменения режимов работы двигателя, лучше организовать продувку цилиндров и уменьшить сопротивление на выпуске.

Преимущества и недостатки обеих систем наддува достаточно широко освещены в литературе.

Для того чтобы реализовать преимущества импульсной системы наддува, выпускные газы к турбине подводятся через короткие трубопроводы; при этом в одном трубопроводе объединяется, как правило, выпуск не более чем от трех цилиндров. Выпускная система двигателя получается достаточно сложной. Она проектируется так, чтобы выпуски из отдельных цилиндров, а также групп цилиндров не влияли друг на друга. Поэтому в двухтактных двигателях с газотурбинным наддувом большое внимание уделяется конструкции выпускной системы. Это хорошо видно на примере исследований газотурбинного наддува двухтактных двигателей с противоположно движущимися поршнями большой мощности Доксфорд [96].

Опытами установлено, что на трехцилиндровом двигателе, у которого газообмен совершается за  $120^\circ$  угла поворота коленчатого вала, наиболее целесообразно применять турбину с сопловым аппаратом, разделенным на две секции с неодинаковым проходным сечением. К меньшей секции подводятся газы от одного цилиндра, а к большей — от двух других. Размеры такой турбины меньше размеров турбины с трехсекционным сопловым аппаратом.

В четырехцилиндровом двигателе с порядком работы 1—3—4—2 нужно объединять выпускные трубопроводы первого и четвертого цилиндров в один и присоединять его к одной секции соплового аппарата турбины, а выпускной трубопровод от второго и третьего цилиндров — к другой секции. При таком присоединении получается очень длинный трубопровод между первым и четвертым цилиндрами, что увеличивает потери и снижает эффективность импульса. Наиболее простая выпускная система была бы у двигателя с порядком работы 1—3—2—4, но в этом случае в двигателе остаются неуравновешенными силы инерции второго порядка.

Пятицилиндровый двигатель удовлетворительно уравновешен при порядке работы 1—2—4—5—3. При таком порядке работы импульсы на выпуске в первом и втором, четвертом и пятом цилиндрах следуют через  $72^\circ$  угла поворота коленчатого вала. Поэтому на двигателе необходимо применять два турбокомпрессора с двухсекционными сопловыми аппаратами в турбинах. В пер-

вой турбине к одной секции подводятся газы из первого цилиндра, а к другой — из второго и третьего; во второй турбине аналогично подводятся выпускные газы из четвертого и пятого цилиндров.

На шестицилиндровом двигателе при наиболее рациональном (как в отношении наддува, так и уравнивания) порядке работы 1—4—2—6—3—5 выпускные патрубки из первого и второго цилиндров присоединяются к одной турбине, из третьего, четвертого, пятого и шестого — к другой. При применении трех турбокомпрессоров выпускные газы из первого и второго цилиндров поступают в турбину одного турбокомпрессора, из третьего и четвертого цилиндров — в турбину другого, из пятого и шестого цилиндров — в турбину третьего.

Еще более сложным является конструирование выпускной системы семицилиндрового двигателя. При этом возможно несколько вариантов соединения цилиндров с турбокомпрессором, но во всех случаях необходимо применение как минимум двух турбокомпрессоров.

Чем короче трубопроводы и меньше их объем, тем эффективнее применение импульсной системы наддува. Поэтому очень часто применяют для каждого двух цилиндров отдельный турбокомпрессор (например, двигатель Сторк).

Однако режим работы импульсной турбины зависит не только от конструкции выпускного трубопровода, но также и от характера прохождения импульса через турбину. Импульс, подойдя к сопловому аппарату турбины, может частично пройти через нее, а частично отразиться. При определенных условиях импульс может пройти через турбину без отражения. В этом случае работа турбины будет наиболее эффективной.

Отраженные волны могут сглаживать колебания давления в трубопроводе и при неудачном стечении обстоятельств привести к выравниванию давления в трубопроводе, т. е. к условиям работы при  $p_m \approx \text{const}$ . В этом случае эффективность использования энергии выпускных газов ниже, чем при переменном давлении в трубопроводе. Кроме того, ухудшаются и условия продувки цилиндра. Поэтому весьма важно уметь оценить характер прохождения импульса через турбину. Этому вопросу посвящена одна из работ М. А. Хайлова [75].

Заменяя действие турбинных решеток действием местного сужения, установленного на конце выпускного трубопровода, а также принимая, что после сужения импульс выходит свободно в атмосферу, М. А. Хайлов на основе теории уединенных волн дает приближенную зависимость для определения характеристики отражения импульса.

В приближенной теории прохождения импульса через турбину не учитывается влияние прямых и отраженных волн, которые изменяют амплитуду волн, подходящих к сопловому аппарату

[75]. Как показывают исследования, условия полного прохождения волны через сопловой аппарат зависят от ее амплитуды [83]. Так как в выпускном трубопроводе двигателя амплитуда волн непрерывно изменяется, то теоретически можно подобрать конструктивные соотношения выпускного трубопровода и соплового аппарата, обеспечивающие полное прохождение импульса только для какого-то очень узкого промежутка времени выпуска на одном режиме работы двигателя.

Наиболее простой выпускная система получается на двигателях с наддувом при постоянном давлении перед турбиной. В этом случае газы из всех цилиндров двигателя направляются в общий выпускной трубопровод большого объема, который по существу является ресивером. Из ресивера газы поступают к сопловому аппарату турбины. Вследствие этого конструкция турбины и выпускной системы упрощается, а к. п. д. турбины повышается. Кроме того, предотвращается попадание обломков поршневых колец в турбину, что возможно при импульсной системе наддува (если не поставить специальные защитные сетки). По этим причинам турбокомпрессоры с турбинами постоянного давления также применяются при наддуве двухтактных двигателей. Однако осуществить работу двигателя с наддувом только от такого турбокомпрессора нельзя.

При импульсной системе наддува также возникают определенные трудности при обеспечении надежной работы двухтактных двигателей на режимах пуска, холостого хода и малой нагрузки. В этом случае используют различные способы получения дополнительной энергии для приведения в движение турбокомпрессора.

Одним из способов повышения энергетических возможностей газовой турбины является увеличение предварения выпуска при работе двигателя с малыми числами оборотов вала или на малых нагрузках. Такой способ увеличения энергии, подводимой к газовой турбине, использован в транспортных двухтактных дизелях с клапанно-щелевой схемой газообмена типа 12ZV  $\frac{30}{38}$ , 9Z  $\frac{40}{48}$

и 9Z  $\frac{40}{65}$ . На этих двигателях при уменьшении числа оборотов вала до 40% номинального распределительный вал перемещается вдоль своей оси, и клапаны приводятся в движение от кулачков, обуславливающих увеличение угла предварения выпуска.

### § 30. Комбинированный наддув

Энергия выпускных газов двухтактных двигателей уменьшается с уменьшением нагрузки и числа оборотов. В связи с этим, начиная с определенного режима, энергии может быть недоста-



точно для подачи необходимого количества воздуха в цилиндры двигателя. Кроме того, при пуске, когда двигатель не работает, для получения некоторого избыточного давления  $p_k$  воздуха в ресивере компрессор должен иметь определенное число оборотов ротора.

Для того чтобы двухтактный двигатель надежно работал на всех режимах, применяются различные способы компенсации мощности газовой турбины; при этом наддув двигателя называется комбинированным. Схемы комбинированного наддува, которые применяются на двухтактных двигателях, показаны на рис. 116.

На рис. 116, *a* изображена схема комбинированного наддува с последовательным присоединением турбокомпрессора 3 и приводного компрессора 5. Газы из двигателя 1 поступают в турбину 2 и далее в выпускную трубу. Воздух засасывается компрессором 3, проходит через холодильник 4 и попадает в приводной компрессор 5 и далее в ресивер двигателя. На двигателях применяются турбокомпрессоры с турбиной импульсного типа или с турбиной, работающей при постоянном давлении на входе. Размеры компрессора второй ступени наддува целесообразно выбирать такими, чтобы при работе двигателя с нагрузкой, когда имеется баланс мощности турбины 2 и компрессора 3, компрессор второй ступени был полностью разгружен, так как на этих режимах необходимая степень повышения давления воздуха полностью обеспечивается в первой ступени наддува. Однако такая разбивка степени повышения давления в системе наддува не всегда может оказаться рациональной. Например, это относится к системе наддува двигателя с повышенными требованиями в от-

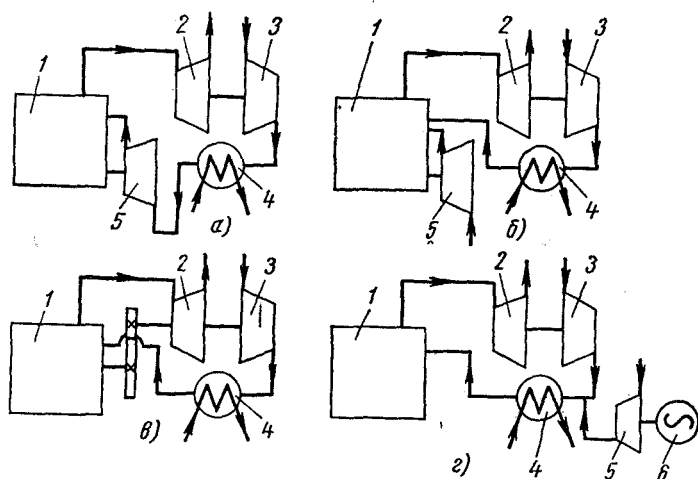


Рис. 116. Схемы комбинированного наддува

ношении приемистости. В этом случае, по-видимому, целесообразно, чтобы на любом режиме работы двигателя в приводном компрессоре происходило некоторое повышение давления (желательно увеличивающееся по мере уменьшения нагрузки и числа оборотов двигателя).

Разбивку степени повышения давления воздуха по ступеням наддува можно осуществить, например, исходя из условия обеспечения наилучшей экономичности двигателя. Сущность этой методики заключается в следующем.

Методом последовательных приближений производят ряд расчетов для определения мощности, затрачиваемой на привод компрессора 5 (рис. 116, а), и изменения суммарного коэффициента избытка воздуха  $\alpha_{сум}$  в зависимости от степени повышения давления  $\pi_{\kappa_1}$  и  $\pi_{\kappa_2}$  соответственно в турбокомпрессоре 3 и в приводном компрессоре 5. На основе данных, полученных в этих расчетах, и экспериментальных зависимостей  $\eta_i$  от  $\alpha_{сум}$  [29] строят кривые изменения  $\eta_m$  (в связи с изменением мощности, затрачиваемой на привод компрессора 5) и  $\eta_e$  (являющегося следствием изменения  $\alpha_{сум}$ ) в зависимости от отношения  $\frac{\pi_{\kappa_2}}{\pi_{\kappa_1}}$

для разных значений  $\pi_{\kappa_1}$  и различных гидравлических характеристик двигателя. На рис. 117 показаны расчетные кривые двигателя 16ДН  $\frac{23}{30}$  (Д45), а также кривая изменения  $\eta_e$ .

Оптимальная величина отношения  $\frac{\pi_{\kappa_2}}{\pi_{\kappa_1}}$  по условиям наилучшей экономичности соответствует максимуму эффективного к. п. д. дизеля.

Возможна схема наддува, при которой в качестве первой ступени наддува используется приводной компрессор, а в качестве второй — свободный турбокомпрессор. Однако при наддуве по этой схеме ограничены возможности форсирования двигателя по расходу воздуха без изменения приводного компрессора или привода к нему. Большие размеры этого компрессора затрудняют его размещение на двигателе и обуславливают увеличенные нагрузки в передаче от коленчатого вала при резком изменении числа оборотов последнего. Кроме того, при использовании в качестве первой ступени приводного компрессора (особенно объемного) получается слишком крутая характеристика изменения степени повышения давления в турбокомпрессоре в зависимости

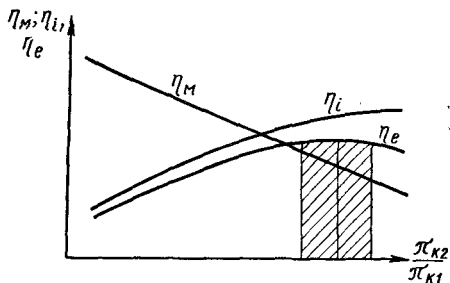


Рис. 117. Диаграмма для выбора оптимальных величин степеней повышения давления  $\pi_{\kappa_1}$  и  $\pi_{\kappa_2}$

от расхода воздуха, что неприемлемо для двигателя. Поэтому такое присоединение агрегатов наддува к двигателю не получило распространения.

При параллельном присоединении компрессора 3 и приводного компрессора 5 (см. рис. 116, б) последний выбирают небольших размеров, так как он подает воздух при пуске и при работе на малых нагрузках. Очень часто в приводе компрессора 5 применяется автоматическая муфта для автоматического отсоединения его от двигателя, как только турбокомпрессор начнет обеспечивать достаточное давление воздуха в ресивере двигателя. Так как подача воздуха в ресивер двигателя осуществляется параллельно двумя компрессорами, то каждый из них может быть выбран небольших размеров, что облегчает их размещение на двигателе. Однако параллельная работа компрессоров требует весьма тщательного согласования их характеристик между собой и с характеристикой двигателя.

На сравнительно быстроходных двигателях применяется механическая связь турбокомпрессора с коленчатым валом двигателя (см. рис. 116, в). При этом способе, простом по схеме, необходим тщательный анализ совместной работы двигателя, компрессора 3 и турбины 2. В механизме, передающем движение от коленчатого вала к ротору турбокомпрессора, устанавливаются специальные муфты, с помощью которых он отсоединяется от коленчатого вала двигателя, когда мощность становится достаточной для приведения в движение компрессора.

Наиболее простой способ компенсации мощности, недостающей для подачи воздуха при пуске и на малых нагрузках, является использование компрессора 5 с независимым приводом 6 (см. рис. 116, г). Этот способ применяется в судовых и стационарных двигателях. Вспомогательный компрессор для судовых двигателей подбирают так, чтобы при выходе турбокомпрессора из строя подача воздуха была достаточной для работы двигателя с необходимой минимальной мощностью (обычно для работы при числе оборотов, составляющем 75% номинального).

Рассмотренные способы компенсации недостающей мощности газовой турбины турбокомпрессора не исчерпывают всех возможных схем комбинированного наддува. Однако при всем многообразии схем наддува, выбирая ту или иную из них, руководствуются стремлением наиболее полно удовлетворить требования, предъявляемые к силовой установке.

## **§ 31. Температура газа в цилиндре в начале выпуска**

Для анализа рабочего процесса или для оценки располагаемой энергии выпускных газов двигателя необходимо знать параметры газа в цилиндре в начале выпуска. Эти параметры могут

быть определены из теплового расчета или экспериментальным путем. При экспериментальных исследованиях сравнительно легко с помощью индикаторных диаграмм определяется давление  $p_b$  в начале выпуска. Непосредственное определение температуры  $T_b$  экспериментальным путем до настоящего времени не разработано, поэтому в литературе рекомендуется ряд зависимостей для оценки величины  $T_b$ . Известны приближенная зависимость А. С. Орлина для двухтактных двигателей, которая приведена выше, выражение М. М. Чурсина и др. Однако эти зависимости или весьма приближенны, или требуют трудоемких вычислений и знания ряда коэффициентов, оценка которых часто представляет определенные трудности вследствие отсутствия надежных экспериментальных данных.

Наиболее просто температура  $T_b$  может быть определена по следующей формуле:

$$T_b = \left( \frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_z - 1} - \psi_s \right) \frac{1}{\eta_V (\mu_0 + \gamma)} \cdot \frac{p_b}{p_K} T_K, \quad (138)$$

где  $\psi_s$  — доля потеряннного хода, отнесенная к началу выпуска;  
 $\mu_0$  — коэффициент молекулярного изменения;  
 $\eta_V$  — коэффициент наполнения, отнесенный к полному рабочему объему цилиндра при условиях на впуске.

Если в выражении (138) вместо  $\eta_V$  подставить коэффициент  $\eta_{V0}$  наполнения, отнесенный к  $p_0$  и  $T_0$ , то  $p_K$  и  $T_K$  должны быть заменены соответственно на  $p_0$  и  $T_0$ , и тогда будем иметь:

$$T_b = \left( \frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_z - 1} - \psi_s \right) \frac{1}{\eta_{V0} (\mu_0 + \gamma)} \cdot \frac{p_b}{p_0} T_0. \quad (139)$$

Из анализа выражения (138) следует, что для подобных двигателей вследствие  $\varepsilon_z = \text{idem}$ ,  $\eta_V = \text{idem}$ ,  $\psi_s = \text{idem}$ ,  $\mu_0 = \text{idem}$ ,  $\gamma = \text{idem}$  и  $\frac{p_b}{p_K} = \text{idem}$  получаем  $\frac{T_b}{T_K} = \text{idem}$ . Поэтому для определения температуры  $T_b$  в подобных двигателях достаточно иметь диаграмму изменения  $\frac{T_b}{T_K} = f \left( \frac{p_b}{p_K} \right)$  для одного двигателя.

Тогда, зная отношение  $\frac{p_b}{p_K}$  для других подобных двигателей, можно с помощью этой диаграммы определить температуру  $T_b$  на любом режиме.

Выражения (138) и (139) могут быть представлены в виде

$$T_b = k_m \frac{p_b}{p_K} T_K \quad (140)$$

$$T_b = k_{m0} \frac{p_b}{p_0} T_0, \quad (141)$$

и

где коэффициенты

$$k_m = \left( \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_2 - 1} - \Psi_0 \right) \frac{1}{\eta_V (\mu_0 + \gamma)} \quad (142)$$

и

$$k_{m0} = \left( \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_2 - 1} - \Psi_0 \right) \frac{1}{\eta_{V0} (\mu_0 + \gamma)} \quad (143)$$

зависят от конструктивных соотношений и параметров рабочего процесса двигателя. Как показывают расчеты, для двигателей с петлевой схемой газообмена  $k_m = 0,85 \div 1,25$ , а с прямоточной  $k_m = 0,80 \div 0,95$ .

Чем больше опережение открытия выпускных органов и меньше коэффициент избытка воздуха, тем больше величина  $k_m$  (рис. 118).

Следует отметить, что формулы (138) и (139) для определения  $T_b$  справедливы для поршневых двигателей внутреннего сгорания всех типов.

На рис. 119 показано изменение  $T_b$  и  $\alpha$  для двухтактных двигателей с петлевой и прямоточной схемами газообмена. Температура  $T_b$  определялась по формуле (138) на основании экспериментальных данных. С увеличением коэффициента избытка продувочного воздуха  $\varphi_0$  и числа оборотов вала  $n$  двигателя, а вместе с ними и коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  температура  $T_b$  уменьшается. Такой характер изменения  $T_b$  согласуется с протеканием рабочего процесса двигателя при изменении  $\alpha$  и  $n$ . С уменьшением коэффициента  $\alpha$  увеличивается максимальная температура в цилиндре и догорание в процессе расширения, что приводит к

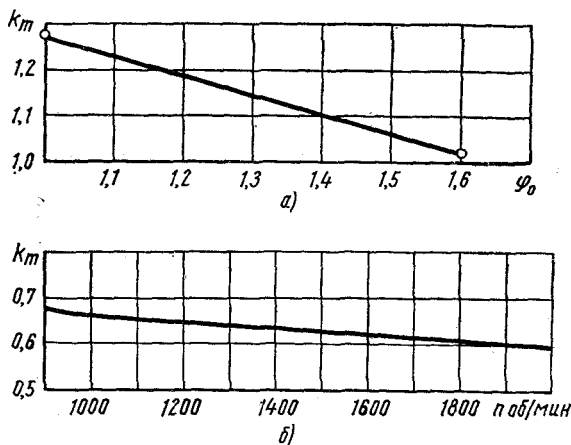


Рис. 118. Изменение коэффициента  $k_m$ :

а — в зависимости от  $\varphi_0$  при  $n = 1600$  об/мин для двигателя с петлевой схемой газообмена; б — в зависимости от числа оборотов  $n$  вала для двигателя ЯАЗ-204

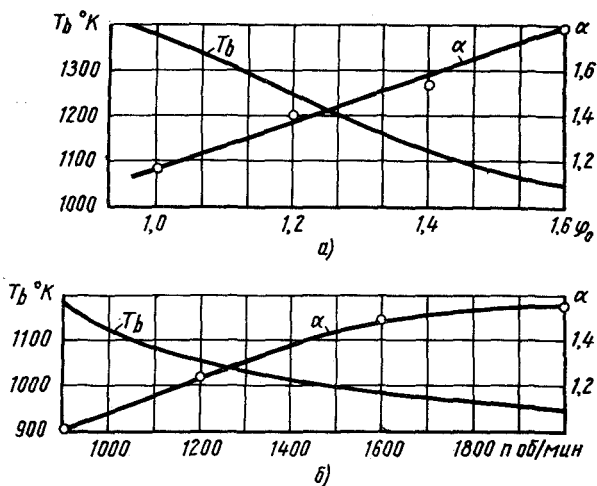


Рис. 119. Изменение температуры  $T_b$ :

*a* — в зависимости от  $\phi_0$  при  $n = 1600$  об/мин для двигателя с петлевой схемой газообмена; *б* — в зависимости от числа оборотов  $n$  для двигателя с прямоточной схемой газообмена (дизель ЯАЗ-204)

росту  $T_b$ . Увеличение числа оборотов  $n$  также увеличивает догорание в процессе расширения и уменьшает утечки газа из цилиндра и, следовательно, также приводит к росту  $T_b$ . Однако возрастание  $\alpha$  с увеличением  $n$ , очевидно, более интенсивно способствует уменьшению температуры  $T_b$ , что, в конечном итоге, и определяет характер ее изменения.

Имея величину  $T_b$  и закон изменения показателя политропы  $n_2$  расширения, можно определить максимальную температуру и изменение температуры в цилиндре в процессе расширения.

## § 32. Потери при истечении через выпускные органы

На рис. 120 показана схема потока газов при истечении их из цилиндра через выпускные окна. Обозначим в потоке суженное сечение  $AA$ , а сечение, где поток газов заполняет все сечение трубы, —  $BB$ . Между сечениями  $AA$  и  $BB$  имеются зоны интенсивных вихревых движений, в которых происходит превращение механической энергии потока в тепловую, что приводит к уменьшению полного давления в потоке. Если поток считать теплоизолированным, то общая энергия в потоке остается неизменной, однако в сечении  $BB$  доля механической энергии уменьшается, а тепловой — возрастает. Если поток с параметрами, равными параметрам в сечении  $BB$ , использовать для совершения работы, то величина последней при прочих равных условиях будет меньше,

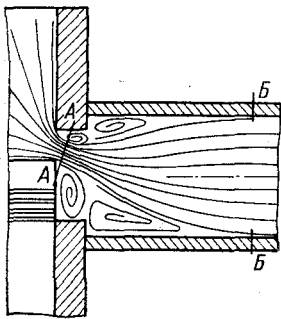


Рис. 120. Схема течения газа в выпускной системе двухтактного двигателя с выпуском через окна

чем при использовании потока с параметрами в сечении  $AA$ . В этом смысле можно говорить о потерях энергии между сечениями  $AA$  и  $BB$ , которые приводят к снижению работоспособности потока.

Потери энергии в потоке между сечениями  $AA$  и  $BB$  вызваны наличием большой диффузности, в результате чего поток легко теряет организованную структуру и свертывается в вихри. Определение этих потерь важно для правильной оценки располагаемой мощности потока газов перед турбиной при газотурбинном наддуве, а также для расчета процессов смены рабочего тела в цилиндре.

Суженное сечение потока  $AA$  будет меньше проходного сечения в окнах вследствие наличия сжатия. Как показали экспериментальные исследования [16], коэффициент сужения плоской струи  $\epsilon$  зависит от соотношения геометрических размеров отверстия и сосуда, из которого происходит истечение, а также от критерия Маха  $M$ . Влияние соотношения геометрических размеров отверстия и сосуда становится значительным в том случае, если размеры отверстия составляют более 30% поперечных размеров сосуда. В рассматриваемом случае указанное соотношение размеров не выполнялось при любом открытии окон; поэтому коэффициент сужения зависит практически лишь от критерия Маха. В диапазоне  $M = 0,4 \div 1,0$  коэффициент сужения  $\epsilon = 0,63 \div 0,75$ . В наших исследованиях этот коэффициент принят постоянным ( $\epsilon = 0,70$ ).

Изменение эффективного проходного сечения  $\epsilon f_{\theta}$  в окнах (суженного сечения  $AA$ ) в зависимости от  $\alpha$  приведено на рис. 121.

Течение газа в пространстве между сечениями  $AA$  и  $BB$  (рис. 120) приближенно можно уподобить течению в трубе при внезапном увеличении сечения. Тогда коэффициент потерь механической энергии, отнесенный к скорости потока в сечении  $BB$ , можно определить по формуле

$$\xi = \left( \frac{f_p}{\epsilon f_{\theta}} - 1 \right)^2, \quad (144)$$

где  $f_p$  — площадь поперечного сечения трубопровода.

Коэффициент  $\xi$  — величина, переменная по углу поворота колечатого вала, поскольку он зависит от площади проходного сечения в окнах. Изменение коэффициента  $\xi$  при различных диаметрах трубопровода показано на рис. 121. При стремлении  $f_{\theta}$  к нулю при  $\alpha \rightarrow 180^\circ$  коэффициент  $\xi$  стремится к бесконечности. Физически это означает, что при бесконечно малых проходных

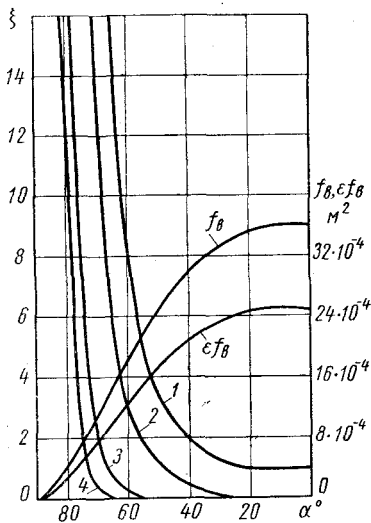


Рис. 121. Изменение проходных сечений выпускных окон  $f_v$  и  $\epsilon f_v$  и коэффициента потерь  $\xi$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  при различных диаметрах трубопровода  $d_p$ :

1 —  $d_p = 80$  мм; 2 —  $d_p = 67$  мм;  
3 —  $d_p = 50$  мм; 4 —  $d_p = 40$  мм

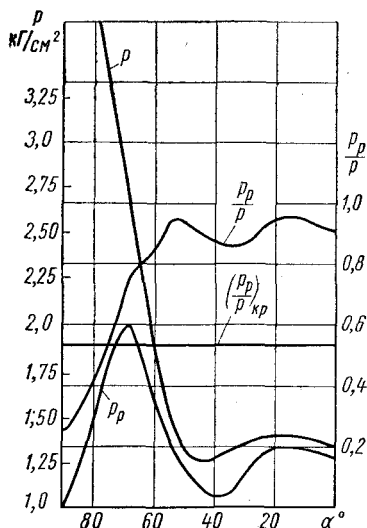


Рис. 122. Изменение давлений в цилиндре  $p$ , в выпускном трубопроводе  $p_p$  и отношения  $\frac{p_p}{p}$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$

сечениях в выпускных окнах кинетическая энергия потока полностью переходит в тепловую. По мере открытия выпускных окон коэффициент  $\xi$  быстро падает и достигает нулевого значения в момент, когда площадь эффективного проходного сечения в окнах становится равной площади поперечного сечения трубопровода. В этом случае местное сопротивление в виде внезапного увеличения сечения вырождается. При дальнейшем увеличении сечения выпускных окон местное сопротивление становится аналогичным сопротивлению при внезапном уменьшении сечения. Поток приобретает в основном конфузурный характер, который более устойчив, чем диффузорный, и обладает значительно меньшими потерями (которые можно не учитывать). Потери, связанные с обтеканием перемычек между окнами и других острых кромок, также не учитываются. Если максимальное проходное сечение окон меньше поперечного сечения трубопровода, то в течение всего периода выпуска коэффициент  $\xi > 0$  (кривая 1 на рис. 121).

Движение газа происходит под действием перепада давлений в цилиндре  $p$  и в трубопроводе  $p_p$ , который изменяется в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$ . На рис. 122, например, показано изменение давлений  $p$  и  $p_p$  при работе двухтакт-



ного двигателя  $4Д \frac{13}{14}$  с петлевой схемой газообмена ( $d_p = 50$  мм и  $n = 2100$  об/мин). Диаграммы давлений были получены опытным путем с помощью стробоскопического индикатора МАИ-2. На том же рисунке приведено изменение отношения  $\frac{p_p}{p}$ , от которого зависит скорость движения газов.

Сравнение отношения  $\frac{p_p}{p}$  с критическим отношением давлений  $\left(\frac{p_p}{p}\right)_{кр} = 0,536$  показывает, что надкритический выпуск длится в течение времени, соответствующего примерно  $14^\circ$  угла поворота вала, начиная с момента открытия окон. За этот период выпускные окна открываются лишь на 20% максимального открытия, а время-сечение, соответствующее периоду надкритического выпуска, составляет примерно 1% полного время-сечения выпускных окон. Это дает основание считать, что масса газа, вытекающего в период надкритического выпуска, составляет малую величину (несколько процентов) по сравнению с массой газа в цилиндре в начале выпуска. Так, в рассматриваемом случае относительное количество газа, вытекающего из цилиндра в период надкритического выпуска, составляет 2,6% содержимого цилиндра в начале выпуска (в расчете принят адиабатный закон изменения температуры в цилиндре в период надкритического выпуска).

Такое небольшое количество газа, вытекающего в период надкритического выпуска, объясняется следующим. При малых диаметрах выпускных трубопроводов давление в них в процессе выпуска быстро повышается, что приводит к сокращению длительности надкритической фазы. Кроме того, в двигателях с петлевой схемой газообмена надкритический выпуск происходит при высоких скоростях движения поршня. Поэтому снижение давления в начальный период выпуска вызвано в основном увеличением объема цилиндра и в меньшей степени истечением газов в трубопровод; при этом газы значительную часть своей энергии отдают поршню [18].

В связи с изложенным выше дальше не выделяется надкритическая фаза истечения и не рассматриваются связанные с ней скачки уплотнения за окнами, при наличии которых также уменьшается полное давление в потоке.

Действительная скорость газов в трубопроводе

$$\omega_p = \varphi \omega_{pm}, \quad (145)$$

где  $\varphi$  — коэффициент скорости, учитывающий уменьшение действительной скорости из-за потерь;  $\varphi = \sqrt{\frac{1}{1+\xi}}$ ;

$w_{pm}$  — теоретическая скорость истечения, определяемая по известной формуле адиабатного истечения, как функция отношения давлений  $\frac{p_p}{p}$ .

Результаты определения теоретической и действительной скоростей в трубопроводах различных диаметров показаны на рис. 123. Теоретическая скорость быстро падает по мере открытия выпускных окон, так как уменьшается перепад давлений в них. Следует подчеркнуть, что теоретическая скорость в начальный период выпуска мало зависит от диаметра выпускного трубопровода. Действительная же скорость существенно зависит от площади сечения выпускного трубопровода: она увеличивается в начальной фазе выпуска, приближаясь к теоретической, а затем изменяется аналогично последней. С уменьшением диаметра трубопровода скорость нарастает быстрее, максимальные значения скорости увеличиваются и действительная скорость раньше достигает максимального значения.

Определение по этой методике скоростей газов в трубопроводе во второй половине выпуска затрудняется тем обстоятельством, что в цилиндре происходит смешение выпускных газов с продувочным воздухом, и это приводит к снижению температуры газов в цилиндре. Интенсивное уменьшение температуры выпускных газов, вызванное поступлением продувочного воздуха, как правило, начинается во второй половине выпуска, после н. м. т.

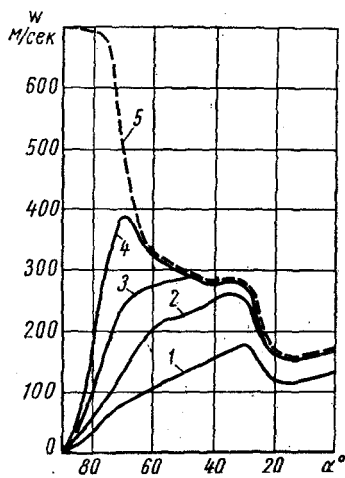


Рис. 123. Изменение теоретической и действительных скоростей газа в трубопроводах различных диаметров  $d_p$  в начальный период выпуска в зависимости от угла  $\alpha$ :  
 1 —  $d_p = 80$  мм; 2 —  $d_p = 67$  мм; 3 —  $d_p = 50$  мм; 4 —  $d_p = 40$  мм; 5 — теоретическая скорость

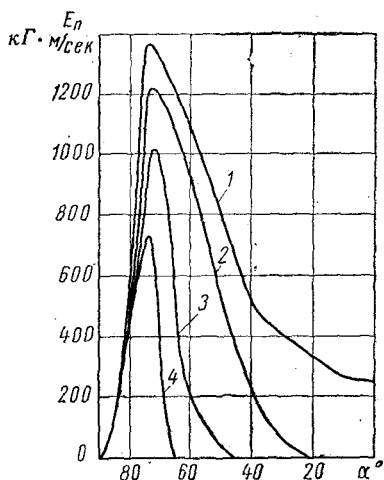


Рис. 124. Изменение мгновенной потерянной секундной энергии  $E_n$  в зависимости от угла  $\alpha$  при различных диаметрах выпускных трубопроводов  $d_p$ :  
 1 —  $d_p = 80$  мм; 2 —  $d_p = 67$  мм; 3 —  $d_p = 50$  мм; 4 —  $d_p = 40$  мм

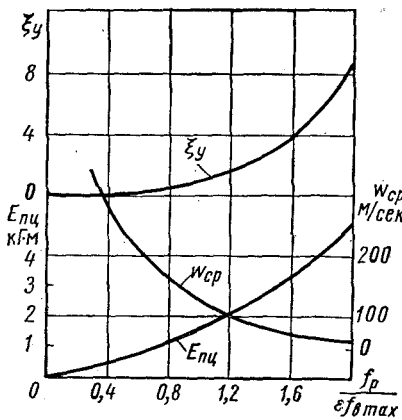


Рис. 125. Изменение потерянной цикловой энергии  $E_{лц}$ , средней скорости газа  $\omega_{ср}$  и условного коэффициента потерь  $\xi_y$  в зависимости от относительного поперечного сечения трубопровода

$$\frac{f_p}{\epsilon f_{стmax}}$$

Это свидетельствует о том, что использованная методика дает в диапазоне от начала выпуска удовлетворительные результаты примерно до н. м. т. В случае необходимости проведения расчетов для второй половины выпуска можно принять экспоненциальный закон изменения температуры в цилиндре в этот период [49].

Однако при исследовании потерь в выпускных окнах можно ограничиться рассмотрением первой половины выпуска, так как именно здесь имеют место максимальные потери. Это связано с тем, что в данной фазе выпуска вытекают газы, обладающие большой удельной энергией, которая значительно превосходит удельную энергию газов, поступающих в трубопровод в конце выпуска.

На рис. 124 показано изменение секундных потерь энергии в выпускных окнах в зависимости от угла  $\alpha$  при выпускных трубопроводах различных диаметров, но при одинаковых выпускных окнах. Кривые изменения потерь имеют максимумы, соответствующие примерно одинаковому положению коленчатого вала. Максимальные значения потерянной энергии увеличиваются с ростом сечения выпускного трубопровода; длительность периода, в течение которого имеют место значительные потери, также возрастает. Например, при  $d_p = 50$  мм максимальные секундные потери энергии  $E_{n \max} = 1040$  кг·м/сек и уже при  $\alpha \approx 65^\circ$  до н. м. т. потери практически отсутствуют; в то же время при  $d_p = 80$  мм  $E_{n \max} = 1400$  кг·м/сек и значительные потери имеются в течение всего процесса выпуска. Секундные потери быстро уменьшаются при отклонении угла от значения, соответствующего максимуму потерь, в обе стороны. При больших углах поворота коленчатого вала удельные потери, приходящиеся на единицу массы газов, больше; однако секундные потери становятся меньше, так как массовый расход газов при этом мал и, в частности, в момент начала открытия окон при  $\alpha = 89^\circ$  он равен нулю. Уменьшение секундных потерь энергии при  $\alpha < 70 \div 75^\circ$  объясняется тем, что с увеличением площади проходных сечений выпускных окон разница в проходных сечениях окон и трубопровода уменьшается.

Суммарные потери энергии в окнах, приходящиеся на цикл, характеризуются площадью под кривыми на рис. 124. Цикловые

потери энергии.  $E_{nc}$  существенно зависят от площади поперечного сечения трубопровода (рис. 125). Они возрастают с увеличением относительной площади поперечного сечения выпускного трубопровода и при  $\frac{f_p}{\varepsilon f_{s\max}} = 2,0$ , что соответствует  $d_p = 80$  мм,  $E_{nc} = 5,1$  кг·м. На этом же рисунке показано изменение средней скорости в трубопроводе. Условный коэффициент потерь в окнах можно подсчитать как отношение потерянной энергии за цикл к кинетической энергии циклового расхода, определенной по средней скорости в трубопроводе:

$$\xi_y = \frac{E_{nc}}{G_{zc} \frac{\omega_{cp}^2}{2 \cdot 9,81}}, \quad (146)$$

где  $G_{zc}$  — цикловой расход газа.

Зависимость коэффициента  $\xi_y$  от  $\frac{f_p}{\varepsilon f_{s\max}}$  также изображена на рис. 125. Эта зависимость с точностью до 3% может быть представлена формулой

$$\xi_y = 0,75 \left( \frac{f_p}{\varepsilon f_{s\max}} \right)^{3,5}. \quad (147)$$

Таким образом, потери энергии в окнах, связанные с внезапным увеличением сечения при переходе в трубопровод, существенно зависят от относительной площади его поперечного сечения. Эти потери приближенно можно определять по средней скорости в трубопроводе, используя условный коэффициент потерь:

$$E_n = \xi_y G_z \frac{\omega_{cp}^2}{2 \cdot 9,81},$$

где  $G_z$  — секундный расход газа.

Для определения условного коэффициента потерь можно использовать формулу (147).

### § 33. Параметры газа перед турбиной постоянного давления

При наддуве с постоянным давлением перед турбиной турбокомпрессора объем выпускной системы должен быть достаточно велик. Вследствие этого в выпускной системе двигателя удается получить практически постоянное давление. Конструкция выпускного тракта, как показывает практика, имеет важное значение для обеспечения высокой эффективности газотурбинного наддува. При неудачной конструкции этого тракта увеличиваются потери при движении по трубопроводу, а также возможно появление резонансных колебаний, которые могут ухудшить протекание газообмена в цилиндре двигателя и условия работы турбины.

Для предотвращения резонансных колебаний столба газа на выпуске длина  $l_p$  выпускного трубопровода по рекомендациям Г. Листа [102] должна быть такой, чтобы удовлетворялось соотношение

$$\frac{6nl_p}{a_p} \leq 15,$$

где  $n$  — число оборотов вала двигателя в минуту;  
 $a_p$  — скорость звука при параметрах  $p_p$  и  $T_p$  газа в выпускном трубопроводе;  $a_p = \sqrt{9,81 kRT_p}$ .

Площадь сечения выпускного трубопровода у двухтактных двигателей с наддувом при постоянном давлении перед турбиной выбирают равной  $(0,8 \div 1,0) f_{s \max}$ .

Между площадью поперечного сечения  $f_p$  выпускного трубопровода и площадью проходного сечения  $f_c$  соплового аппарата турбины может быть установлена следующая приближенная зависимость:

$$f_p = \frac{f_c}{z \sin \alpha_1},$$

где  $z$  — число подводящих патрубков турбины;  
 $\alpha_1$  — угол выхода газового потока из соплового аппарата турбины.

Кроме геометрических размеров выпускного тракта, для расчета системы наддува необходимо знать давление  $p_k$  и расход  $G_a$  воздуха, давление  $p_m$  и температуру газов  $T_m$  перед турбиной. Давление  $p_k$  в ресивере и расход воздуха  $G_a$  определяют на основании необходимой степени форсирования и теплового расчета двигателя.

Средняя температура газов  $T_m$  на входе в турбину, если пренебречь разницей теплоемкостей продуктов сгорания, свежего воздуха и их смеси, а также не учитывать теплоотвод через стенки выпускного трубопровода (который не превышает 3—4% располагаемой энергии выпускных газов, а в теплоизолированных трубопроводах практически отсутствует), может быть определена по приближенной формуле, полученной Т. М. Мелькумовым:

$$T_m = \frac{T'_m + (\varphi - 1) T_k}{\varphi}, \quad (148)$$

где  $\varphi$  — коэффициент продувки;

$T'_m$  — температура выпускных газов до смешения с продувочным воздухом, определяемая по формуле, аналогичной полученной В. В. Уваровым;

$$T'_m = \frac{T_b}{n_p} \left[ 1 + \frac{p_m}{p_b} (n_p - 1) \right];$$

$n_p$  — средний условный показатель политропы при истечении газов из цилиндра в выпускную систему; при отсутствии догорания на выпуске можно принять  $n_p = 1,32$ .

Анализ результатов экспериментальных исследований показывает, что температура  $T_m$  определяется коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$  и коэффициентом продувки  $\phi$ , т. е. в конечном итоге суммарным коэффициентом избытка воздуха  $\alpha_{сум}$ . Поэтому для определения температуры  $T_m$  может быть рекомендована формула [29]

$$\frac{T_m}{\alpha_{сум}} = \frac{(1 - \eta_u) \alpha_{сум} L_0 c_p T_k + \delta H_u}{c_p'' (\alpha_{сум} + 1) L_0}, \quad (149)$$

где  $\eta_u$  — коэффициент использования продувочного воздуха;  
 $L_0$  — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива;

$c_p$  и  $c_p''$  — соответственно средние молярные теплоемкости воздуха в ресивере и смеси продуктов сгорания и воздуха;

$\delta$  — коэффициент, учитывающий тепловую энергию выпускных газов, потери тепла в выпускном патрубке и подогрев воздуха от стенок;

$H_u$  — низшая теплота сгорания топлива.

Следует иметь в виду, что потери теплоты в выпускном патрубке увеличивают коэффициент  $\delta$ , а подогрев патрубка уменьшает его.

Каждый из этих факторов изменяет коэффициент  $\delta$  примерно на 2—3%, т. е. они компенсируют друг друга. Как показывают результаты обработки экспериментальных данных, коэффициент  $\delta$  изменяется в пределах 0,35—0,45.

В случае теплоизолированного трубопровода температура выше величин, определяемых по формулам (148) или (149), на 25—70°. Это связано с тем, что при течении газа по выпускному тракту двигателя происходит преобразование кинетической энергии потока и нагрев газов от трения; при этом чем выше число оборотов двигателя и его нагрузка, тем больше повышение температуры газов. Если выпускной трубопровод не изолирован, то приближенно

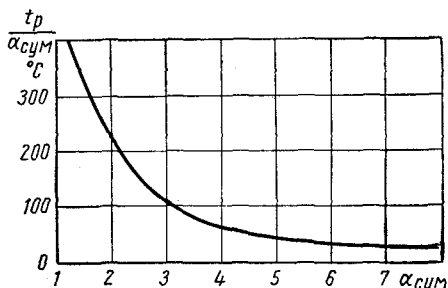


Рис. 126. Изменение отношения  $\frac{t_p}{\alpha_{сум}}$  в зависимости от суммарного коэффициента избытка воздуха  $\alpha_{сум}$  для двухтактных двигателей

можно принять, что нагрев потока вследствие указанных выше причин и потери теплоты через стенки компенсируют друг друга.

На рис. 126 показано изменение отношения  $\frac{t_p}{\alpha_{сум}}$  в зависимости от  $\alpha_{сум}$  для двухтактных двигателей разных типов как с наддувом, так и без наддува при работе их в широком диапазоне изменения нагрузки, чисел оборотов вала и давлений  $p_k$  и  $p_p$ . Аналитическая обработка графической зависимости, приведенной на рис. 126, дает следующую эмпирическую формулу:

$$\frac{t_p}{\alpha_{сум}} = 560\alpha_{сум}^{-1,11} - 48,$$

которой можно пользоваться для оценки температуры выпускных газов. Температура газов  $T_m$  перед турбиной принимается равной  $T_p$  в случае неизолированного выпускного трубопровода и  $T_m = T_p + (25 \div 70^\circ)$  в случае трубопровода с изоляцией.

Перепад давлений между ресивером двухтактного двигателя и окружающей средой расходуется на совершение работы в газовой турбине и на преодоление сопротивлений газоздушного тракта.

В общем случае можно написать

$$p_k = \Delta p_{kp} + \Delta p_{pm} + \Delta p_m + \Delta p_{m0} + p_0, \quad (150)$$

где  $\Delta p_{kp}$  — перепад давлений на впуске и выпуске цилиндра;

$$\Delta p_{kp} = p_k - p_p;$$

$\Delta p_{pm}$  — сопротивление выпускной системы от цилиндра до соплового аппарата турбины;  $\Delta p_{pm} = p_p - p_m$ ;

$\Delta p_m$  — перепад давления в турбине;  $\Delta p_m = p_m - p_{m0}$ ;

$\Delta p_{m0}$  — сопротивление выпускной системы после турбины;

$$\Delta p_{m0} = p_{m0} - p_0.$$

Давление  $p_m$  перед турбиной определяется возможной степенью баланса мощности компрессора и турбины.

Если известен перепад давлений  $\Delta p'_{kp}$  и расход воздуха  $G'_g$  двигателя при исходном давлении наддува  $p'_k$  (или давления в ресивере двигателя без наддува), то перепад давлений  $\Delta p_{kp}$  и расход воздуха  $G_g$  при наддуве связаны следующим приближенным соотношением:

$$\Delta p_{kp} = \left( \frac{G_g}{G'_g} \right)^2 \left( \frac{p'_k}{p_k} \right)^{\frac{1}{n_k}} \Delta p'_{kp}, \quad (151)$$

где  $n_k$  — показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре.

В этом выражении все величины, кроме перепада  $\Delta p_{kp}$ , известны.

Для вновь проектируемого двигателя при отсутствии исходной или однотипной модели перепад  $\Delta p_{кД}$  можно определить из выражения

$$G_{\theta} = \mu f \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{k_1}{k_1 - 1} \cdot \frac{1}{R} \left[ \left( \frac{p_D}{p_K} \right)^{\frac{2}{k_1}} - \left( \frac{p_D}{p_K} \right)^{\frac{k_1 + 1}{k_1}} \right] \frac{10^4 p_K}{\sqrt{T_K}}}, \quad (152)$$

где  $\mu f$  — площадь проходного сечения сопла, эквивалентного по сопротивлению цилиндру;

$$(\mu f)^2 = \frac{1}{\frac{1}{(\mu_1 f_{\text{от}})^2} + \frac{1}{(\mu_2 f_{\text{в}})^2}}$$

Для удобства вычисления заменим выражение под знаком корня следующим выражением:

$$\begin{aligned} \frac{k_1}{k_1 - 1} \left[ \left( \frac{p_D}{p_K} \right)^{\frac{2}{k_1}} - \left( \frac{p_D}{p_K} \right)^{\frac{k_1 - 1}{k_1}} \right] &= \left( \frac{p_D}{p_K} \right)^{\frac{2 - \chi_1}{k_1}} \left( 1 - \frac{p_D}{p_K} \right) = \\ &= \left( 1 - \frac{\Delta p_{кД}}{p_K} \right)^{\frac{2 - \chi_1}{k_1}} \frac{\Delta p_{кД}}{p_K}, \end{aligned} \quad (153)$$

где  $\chi_1$  — коэффициент, который при  $k_1 = 1,4$  равен 0,474.

При  $k_1 = 1,4$  и  $\chi_1 = 0,474$  выражение (153) можно упростить:

$$\left( 1 - \frac{\Delta p_{кД}}{p_K} \right)^{\frac{2 - \chi_1}{k_1}} \approx 1 - 1,1 \frac{\Delta p_{кД}}{p_K}.$$

Тогда выражение (152) можно переписать в виде

$$G_{\theta} = \mu f \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{1}{R} \left( 1 - 1,1 \frac{\Delta p_{кД}}{p_K} \right) \frac{\Delta p_{кД}}{p_K} \frac{10^4 p_K}{\sqrt{T_K}}}. \quad (154)$$

Преобразуем выражение (154) следующим образом:

$$2 \left( 1 - 1,1 \frac{\Delta p_{кД}}{p_K} \right) \frac{\Delta p_{кД}}{p_K} = \frac{G_{\theta}^2 R T_K}{9,81 \cdot 10^8 p_K^2 (\mu f)^2}.$$

Можно легко показать, что

$$\frac{G_{\theta}^2 R T_K}{9,81 \cdot 10^8 p_K^2 (\mu f)^2} = k_1 M_K^2, \quad (155)$$

где  $M_K$  — условный критерий Маха;  $M_K = \frac{\omega_{\theta K}}{a_K}$ ;

$\omega_{\theta K} = \frac{G_{\theta}}{\mu f p_K}$  — средняя скорость истечения через эквивалентное сопло.



Тогда после обозначения  $\frac{\Delta p_{кр}}{\rho_k} = \Delta K_{кр}$  действительное решение уравнения (154) имеет вид

$$\Delta K_{кр} = \frac{1 - \sqrt{1 - 2,2k_1 M_k^2}}{2,2}. \quad (156)$$

Уравнение (156) показывает, что если в двигателях  $M_k = \text{idem}$ , то относительные перепады тоже  $\Delta K_{кр} = \text{idem}$ .

Попутно заметим, что выражение (155) можно использовать также для определения необходимого проходного сечения  $\mu f$  эквивалентного сопла или параметров  $p_k$  и  $T_k$  воздуха в ресивере двигателя. В обоих случаях величину  $M_k$  оценивают по данным двигателей, имеющих высокие мощность и экономичность.

Сопротивление выпускной системы между двигателем и турбиной

$$\Delta p_{pm} = \frac{0,5G_m^2}{9,81 \cdot 10^4 \rho_{pm} f_p^2 i^2} \left( \frac{l_p}{d_p} \lambda + \sum \xi_{pm} \right), \quad (157)$$

где  $G_m$  — расход газа через турбину;

$i$  — число цилиндров, из которых происходит выпуск в трубопровод;

$\lambda$  — коэффициент трения;

$\sum \xi_{pm}$  — сумма местных сопротивлений выпускного трубопровода, для определения которых можно пользоваться справочником [23].

Для гладких трубопроводов коэффициент трения можно определить по формуле Никурадзе для  $Re \leq 3,24 \cdot 10^6$

$$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}}$$

или по формуле П. К. Конакова для  $Re \leq 3 \cdot 10^6$  [72]

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}.$$

Сопротивление  $\Delta p_{m0}$  выпускной системы после турбины зависит от сопротивления трения и местных сопротивлений, а также от сопротивления утилизационных устройств. Потери давления от первых двух видов сопротивления определяют по формуле, аналогичной выражению (157).

Если принять, что через двигатель и турбину проходит одинаковое количество газа, т. е. пренебречь возможными утечками и добавкой топлива, то можно написать следующее соотношение:

$$(\mu f)^2 \frac{\rho_k}{T_k} \left( \frac{p_p}{\rho_k} \right)^{\frac{2-x_1}{k_1}} (\rho_k - \rho_p) = (\mu_m f_m)^2 \frac{p_m}{T_m} \left( \frac{p_{m0}}{\rho_m} \right)^{\frac{2-x}{k}} (\rho_m - \rho_{m0}), \quad (158)$$

где  $k$  и  $\chi$  — показатель адиабаты и коэффициент для выпускных газов; при  $k = 1,35$   $\chi = 0,492$ .

Выражение (158) можно переписать в виде

$$\frac{\Delta p_m \left( \frac{p_{m0}}{p_{m0} + \Delta p_m} \right)^{\frac{2-\chi}{k}}}{\Delta p_{\kappa p} \left( 1 - \frac{\Delta p_{\kappa p}}{p_{\kappa}} \right)^{\frac{2-\chi_1}{k_1}} \frac{p_{\kappa}}{p_m}} = \frac{(\mu f)^2}{(\mu m f_m)^2} \quad (159)$$

Уравнение (159) дает возможность определить пропускную способность  $\mu m f_m$  турбины, а следовательно, и геометрические размеры ее проточной части.

Проходное сечение  $f_{m0}$  турбины на выходе находится из уравнения

$$\mu m f_m = \varphi m f_{m0} \sqrt{\rho}, \quad (160)$$

где  $\varphi m$  — коэффициент потерь в колесе турбины;

$\rho$  — степень реакции, обычно выбираемая в пределах 0,3—0,45.

Проходное сечение  $f_c$  соплового аппарата турбины связано с сечением  $f_{m0}$  уравнением

$$\frac{\varphi_c f_c \rho_{mc}}{\varphi m f_{m0} \rho_{m0}} = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{\rho} - 1}}, \quad (161)$$

где  $\rho_{mc}$  — плотность газа за сопловым аппаратом;

$\varphi_c$  — коэффициент потерь в сопловом аппарате турбины.

При расчете турбины адиабатный  $\eta_{am}$  и эффективный  $\eta_m$  к. п. д. турбины оценивают по результатам испытаний аналогичных существующих конструкций. Для одноступенчатых турбин комбинированных двигателей адиабатический к. п. д.  $\eta_{am} = 0,74 \div 0,86$  и эффективный к. п. д.  $\eta_m = 0,70 \div 0,82$ .

В случае несовпадения действительных параметров наддува с расчетными действительные параметры можно довести до необходимых, изменяя проходное сечение соплового аппарата и рабочего колеса. Изменением проходного сечения соплового аппарата можно регулировать параметры процесса в пределах 15—20%; одновременное изменение проходного сечения соплового аппарата и рабочего колеса обуславливает регулирование в более широких пределах. Если с помощью этих мер не удастся сбалансировать мощность турбины и мощность, необходимую для привода компрессора, то применяют комбинированный наддув.

## § 34. Параметры газа перед турбиной с переменным давлением на входе

При установке импульсной турбины объем выпускной системы между выпускными органами и газовой турбиной стремятся сделать минимальным, чтобы наиболее эффективно использовать энергию выпускных газов. Обычно расположение турбокомпрессора на двигателе обусловлено условиями компоновки установки. Поэтому возможность уменьшения объема выпускной системы за счет сокращения длины трубопровода практически очень ограничена. Следовательно, изменение диаметра выпускного трубопровода остается единственным средством эффективного воздействия на объем выпускной системы. С уменьшением диаметра выпускного трубопровода и одновременным увеличением амплитуды колебаний давления растут потери энергии, затрачиваемой на преодоление сопротивления, и колебания скорости газов в трубопроводе. С увеличением амплитуды колебаний давления и скорости газа в трубопроводе расширяется диапазон изменения скорости истечения из соплового аппарата турбины. Это обуславливает также увеличенное отклонение режима работы турбины от расчетного и уменьшение ее среднего к. п. д. Таким образом, уменьшение поперечного сечения выпускного трубопровода рационально до определенного оптимального значения. Дальнейшее уменьшение сечения уменьшает энергетические возможности турбины и ухудшает показатели работы двигателя.

Для определения мощности импульсной газовой турбины необходимо знать изменение температуры  $T_m$  и давления  $p_m$  перед ней.

На рис. 127 показано изменение температуры  $t_m$  и давления  $p_m$  на входе в турбину экспериментального двухтактного дизеля УЕС (ЗДКРН  $\frac{75}{150}$ ) с клапанно-щелевой схемой газообмена

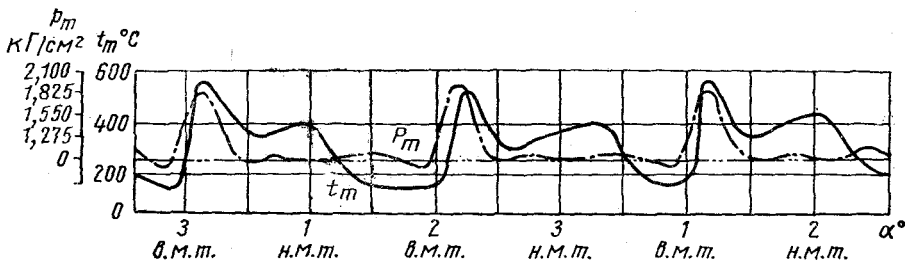


Рис. 127. Изменение температуры  $t_m$  и избыточного давления  $p_m$  у турбины в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  экспериментального двухтактного дизеля Мицубиси УЕС (ЗДКРН  $\frac{75}{150}$ ) с клапанно-щелевой схемой газообмена при работе на номинальном режиме:  
1—3 — номера цилиндров

и с газотурбинным наддувом в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$ . Анализ изменения  $t_m$  и  $p_m$  показывает, что максимальные значения их, совпадающие по фазе, достигаются через  $14\text{--}16^\circ$  угла поворота коленчатого вала после открытия выпускных органов. Примерно такая же продолжительность периода нарастания температуры  $t_m$  и давления  $p_m$  наблюдалась и при расчетном определении их на двухтактном дизеле 4ДКРН  $\frac{43}{61}$  с петлевой схемой газообмена [58]. Чем больше скорость нарастания проходного сечения выпускных органов и меньше объем выпускной системы, тем раньше давление  $p_m$  достигает максимальной величины и тем она выше.

На рис. 127 видно, что максимальная температура  $t_m \approx 550^\circ\text{C}$ , минимальная  $t_m \approx 125^\circ\text{C}$  и средняя  $t_m \approx 370^\circ\text{C}$ .

По абсолютной величине минимальная температура  $T_{p,m}$  в выпускном патрубке с импульсной турбиной незначительно отличается от температуры в цилиндре в начале сжатия  $T_a$  и при адиабатном истечении может быть определена из соотношения

$$T_{p,m} = T_a \left( \frac{p_{p,m}}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}},$$

где  $p_{p,m}$  — минимальное давление в выпускном патрубке.

При аналитическом определении изменения температуры перед импульсной турбиной примем следующее:

1. Перед началом выпуска из цилиндра выпускной патрубков от выпускных органов до соплового аппарата турбины заполнен газами в количестве  $G_{t,m}$ , имеющими параметры  $p_{t,m}$  и  $T_{t,m}$ :

$$G_{t,m} = \frac{p_{t,m} V_m}{R_m T_{t,m}},$$

где  $V_m$  — объем выпускной системы от выпускных органов цилиндра до соплового аппарата турбины;

$R_m$  — газовая постоянная.

2. Выпускные газы, выходящие из патрубков каждого цилиндра в общий трубопровод, движутся по нему в направлении турбины, не заходя в патрубки других цилиндров и не смешиваясь с газами в них. В действительности, в зависимости от схемы выпускной системы, столб выпускных газов может обладать эжектирующим эффектом. Вследствие этого количество газов в патрубках неработающих цилиндров будет уменьшаться. Как показывают исследования А. Д. Чаромского, коэффициент эжекции составляет  $0,05\text{--}0,30$ , а в отдельных схемах он равен нулю.

3. Температура газов перед турбиной до момента прихода к сопловому аппарату волны давления выпускных газов из цилиндра остается неизменной и равной  $t_{t,m}$ , а затем повышается под действием волны сжатия, которая движется от выпускных

органов. При этом из выпускной системы в турбину поступают выпускные газы, оставшиеся в системе от предыдущего цикла. Этот процесс продолжается до момента прихода к сопловому аппарату выпускных газов из работающего цилиндра.

4. Выпускные газы из работающего цилиндра через сопловой аппарат проходят в турбину. Давление  $p_m$  и температура  $T_m$  газов в этом случае будут зависеть от характера изменения массового баланса, теплообмена и волновых явлений.

5. После подхода выпускных газов к сопловому аппарату турбины температуру газов в выпускной системе принимаем постоянной по объему трубопровода.

Минимальное остаточное давление  $p_{m,m}$  в выпускной системе двигателей с импульсной турбиной, как показывают опыты, зависит от числа цилиндров, присоединенных к выпускному трубопроводу, и сопротивления выпускной системы. В отдельных случаях, как, например, это видно на рис. 127, это давление приблизительно равно атмосферному, чаще же давление  $p_{m,m}$  ( $0,80 \div 0,85$ )  $p_k$ . Минимальное давление перед турбиной можно считать равным минимальному давлению на выпуске, так как скорость движения газов по трубопроводу в этот момент невысокая.

Минимальная температура газов в выпускном трубопроводе равна минимальной температуре  $t_{p,m}$  на выпуске из цилиндра. Как указывалось выше, ее величина может быть определена из соотношения

$$T_{p,m} = T_{m,m} = T_a \left( \frac{p_{m,m}}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Если, например, принять  $k = 1,35$ ,  $p_a \approx 0,95 p_k$  и  $p_{p,m} \approx p_{m,m} \approx 0,82 p_k$ , то минимальная температура в выпускном патрубке или перед импульсной турбиной

$$T_{p,m} = T_{m,m} \approx 0,963 T_a.$$

Если пренебречь влиянием скорости газов в трубопроводе при параметрах  $p_{m,m}$  и  $T_{m,m}$ , то скорость распространения волны сжатия

$$a_a = \sqrt{9,81 k R_m T_{m,m}}.$$

Следовательно, если длина пути волны от выпускных органов до соплового аппарата турбины равна  $l_p$ , то время прохождения волны соответствует  $\Delta\alpha = 6n \frac{l_p}{a_a}$  градусов угла поворота коленчатого вала, т. е. волна сжатия подойдет к сопловому аппарату, когда коленчатый вал займет положение  $(\alpha_a^n - \Delta\alpha)$  градусов, не

доходя до н. м. т. После этого температура на входе в турбину будет изменяться по закону адиабатного сжатия до тех пор, пока выпускные газы не подойдут к турбине:

$$T_m = T_{m\text{м}} \left( \frac{\rho_m}{\rho_{m\text{м}}} \right)^{\frac{k-1}{k}},$$

где  $\rho_m$  — текущее давление волны сжатия перед сопловым аппаратом турбины.

Время, которое соответствует углу поворота вала  $\Delta\alpha_s$  и в течение которого выпускные газы пройдут расстояние от выпускных органов до турбины, зависит от длины  $l_p$  и скорости  $\omega_p$ . Так как проходное сечение выпускных органов и перепад давлений при истечении непрерывно изменяются, то изменяется и скорость  $\omega_p$ . Ее величину можно определить на основании уравнения неразрывности. Расчет проводят по участкам, равным  $2-3^\circ$  угла поворота коленчатого вала.

Пренебрегая нагревом газа около турбины за счет теплопередачи, считаем, что от момента  $\alpha_s'' - \Delta\alpha$  до момента  $\alpha_s'' - \Delta\alpha - \Delta\alpha_s$  температура  $T_m$  газов изменяется под действием волны сжатия по закону адиабатного сжатия. С момента  $\alpha_s'' - \Delta\alpha - \Delta\alpha_s$  и далее температура  $T_m$  у турбины определяется температурой подходящих выпускных газов.

В коротких выпускных трубопроводах можно принять, что изменение состояния газа происходит вследствие втекания его из цилиндра и вытекания через турбину. Для определения изменения состояния газа в трубопроводе может быть использовано также уравнение расхода в критериальной форме [29].

При расчете изменения параметров газа в длинном выпускном трубопроводе необходимо учитывать волны давления. В этом случае определение параметров газа перед импульсной турбиной удобно производить с помощью метода характеристик. Применение этого метода для решения задач об определении параметров движущегося газа, рассмотренного выше, позволяет не только определять величины  $\rho_m$  и  $T_m$ , но также получать изменение параметров газа по длине и в любом сечении выпускного трубопровода в любой момент времени.

Использование метода характеристик рассмотрим на конкретном примере определения давления газа перед турбиной на двигателе 6ДН  $\frac{30}{50}$  при  $n = 300$  об/мин с турбокомпрессором ТК-30.

Турбокомпрессор имеет два подвода газа и турбину с общей пропускной способностью  $\mu_m f_m = 95$  см<sup>2</sup> (определена по методике ЦНИДИ [22]).

Исходные данные для расчета получены на заводе «Русский дизель», где совместно с ЦНИДИ были проведены испытания двигателя 6ДН  $\frac{30}{50}$ ,

Ниже приведены фазы газораспределения двигателя в градусах угла поворота коленчатого вала:

начало открытия выпускных окон до н. м. т. $\alpha_{\epsilon}^H$ . . . . .	65
конец открытия выпускных окон после н. м. т. $\alpha_{\epsilon}^K$ . . . . .	65
начало открытия впускных окон до н. м. т. $\alpha_{\epsilon n}^H$ . . . . .	50
конец открытия впускных окон после н. м. т. $\alpha_{\epsilon n}^K$ . . . . .	50

Относительное проходное сечение турбины

$$k_{fm} = \frac{\frac{\mu_1 f_m}{f_p}}{2} = 0,36,$$

где проходное сечение трубопровода  $f_p = 132 \text{ см}^2$ .

Предварительно построим диаграммы изменения относительных проходных сечений  $k_{f\epsilon} = \frac{\mu f_{\epsilon}}{f_p}$  и  $k_f = \frac{\mu_1 f_{\epsilon n}}{\mu_2 f_{\epsilon}}$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  (рис. 128). При расчете коэффициенты  $\mu_1$  и  $\mu_2$  взяты средними, постоянными по величине:  $\mu_2 = 0,65$  и  $\mu_1 = 0,80$ .

Граничные условия для истечения из цилиндра в трубопровод и из трубопровода рассмотрены в гл. IV. На основании этого для периода свободного выпуска можно написать следующие уравнения связи:

при истечении в надкритической фазе

$$\frac{p_p}{p} = k_{f\epsilon} \frac{a}{\omega_p} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \left[ 1 - \frac{k-1}{2} \left( \frac{\omega_p}{a} \right)^2 \right]; \quad (162)$$

при истечении в подкритической фазе

$$k_{f\epsilon}^2 \left[ \left( \frac{p_p}{p} \right)^{-\frac{k-1}{2k}} \right]^2 \frac{2}{k-1} \left\{ \left[ \left( \frac{p_p}{p} \right)^{-\frac{k-1}{2k}} \right]^2 - 1 \right\} = \left[ \frac{\frac{\omega_p}{a}}{1 - \frac{k-1}{2} \left( \frac{\omega_p}{a} \right)^2} \right]^2. \quad (163)$$

Уравнение связи граничных условий при истечении из выпускного трубопровода через турбину можно получить следующим образом.

Скорость истечения газа через турбину

$$\omega_m^2 = \omega_{pm}^2 + 2 \cdot 9,81 \frac{k}{k-1} \times \times RT_m \left[ 1 - \left( \frac{p_{m0}}{p_m} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (164)$$

где  $\omega_{pm}$  — скорость газа в трубопроводе перед турбиной.

Уравнение неразрывности для потока в трубопроводе перед турбиной и в турбине имеет вид

$$\omega_{pm} \rho_m f_p = \omega_m \rho_m \mu f_m. \quad (165)$$

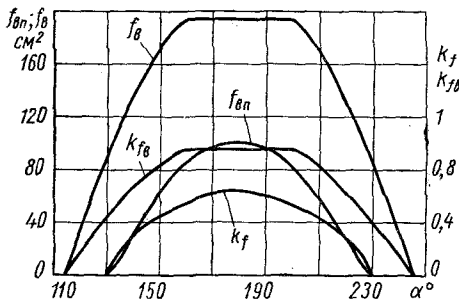


Рис. 128. Изменение  $f_{\epsilon n}$ ,  $f_{\epsilon}$ ,  $k_f$  и  $k_{f\epsilon}$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  для двигателя 6ДН-50

Принимая изменение состояния при истечении адиабатным, можно написать:

$$\frac{\rho_{m0}}{\rho_m} = \left( \frac{p_{m0}}{p_m} \right)^{\frac{1}{k}} \quad \text{и} \quad \frac{T_m}{T_{m0}} = \left( \frac{p_m}{p_{m0}} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Тогда из уравнения (165) неразрывности имеем

$$w_m = w_{pm} \frac{1}{k_{fm}} \left( \frac{p_m}{p_{m0}} \right)^{\frac{1}{k}}$$

Подставляя в уравнение (164) значения  $T_m$  и  $w_m$ , после преобразования получим граничное уравнение при истечении из трубопровода через турбину:

$$\left( \frac{w_{pm}}{a_{m0}} \right)^2 = \frac{2}{k-1} \left\{ \left[ \left( \frac{p_m}{p_{m0}} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \right]^2 - 1 \right\}, \quad (166)$$

$$\frac{1}{k_{fm}^2} \left[ \left( \frac{p_m}{p_{m0}} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \right]^{\frac{4}{k-1}} - 1$$

т. е. получим уравнение, которое по своей структуре аналогично уравнению (127) связи граничных условий при истечении газа из трубопровода в атмосферу.

Аналогичным образом может быть получено уравнение связи граничных условий для периода продувки — наполнения и принудительного выпуска:

$$k_f \left[ \left( \frac{p_\kappa}{p_\alpha} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \right]^2 \frac{2}{k-1} \left\{ \left[ \left( \frac{p_\kappa}{p_\alpha} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \right]^2 - 1 \right\} =$$

$$= \left[ \frac{\frac{w_\alpha}{a_\kappa}}{1 - \frac{k-1}{2} \left( \frac{w_\alpha}{a_\kappa} \right)^2} \right]^2. \quad (167)$$

Кривая  $I$ , приведенная на рис. 129, может быть построена на основании экспериментальных данных (по диаграмме изменения давления в цилиндре во время газообмена) или теоретически по методике, рассмотренной выше. В левой части рисунка в координатах  $K_{w_p} - K_\alpha$  нанесены кривые изменения граничных условий при различных величинах  $k_{f\theta}$ ; масштаб по оси

$K_{w_p}$  в  $\frac{2}{k-1} = 5,72$  раза меньше масштаба по оси  $K_\alpha$ . С помощью кривых

$$\left( \frac{p}{p_{m0}} \right)^{\frac{k-1}{2k}} = f(\alpha) \quad \text{и} \quad K_{w_p} - K_\alpha \quad \text{можно построить кривую изменения} \quad \left( \frac{p}{p_p} \right)^{\frac{k-1}{2k}}$$

Для этого из точки  $a$  на кривой  $I$ , соответствующей выбранному углу поворота коленчатого вала, проводим прямую, параллельную оси абсцисс. Из точки  $b$  на оси ординат проводим характеристику  $\alpha$  под углом  $45^\circ$  до пересечения с соответствующей кривой  $k_{f\theta}$ , которая представляет собой графическое изображение уравнений (162) или (163). Точка пересечения  $\alpha$  этих линий будет характеризовать искомое состояние.



Для построения кривой  $\left(\frac{p}{p_p}\right)^{\frac{k-1}{2k}} = f(\alpha)$  из точки  $b$  проводим горизонтальную прямую до пересечения с ординатой точки  $a$ . Точка пересечения  $\delta$  этих линий будет искомой точкой кривой  $\left(\frac{p}{p_p}\right)^{\frac{k-1}{2k}} = f(\alpha)$ . Поделив ординату  $\left(\frac{p}{p_{m0}}\right)^{\frac{k-1}{2k}}$  на ординату  $\left(\frac{p}{p_p}\right)^{\frac{k-1}{2k}}$ , получим ординату кривой 3, представляющей собой относительное изменение давления на выпуске в зависимости от угла поворота  $\alpha$ , т. е.  $\left(\frac{p_p}{p_{m0}}\right)^{\frac{k-1}{2k}} = f(\alpha)$ . Полученную кривую в виде гра-

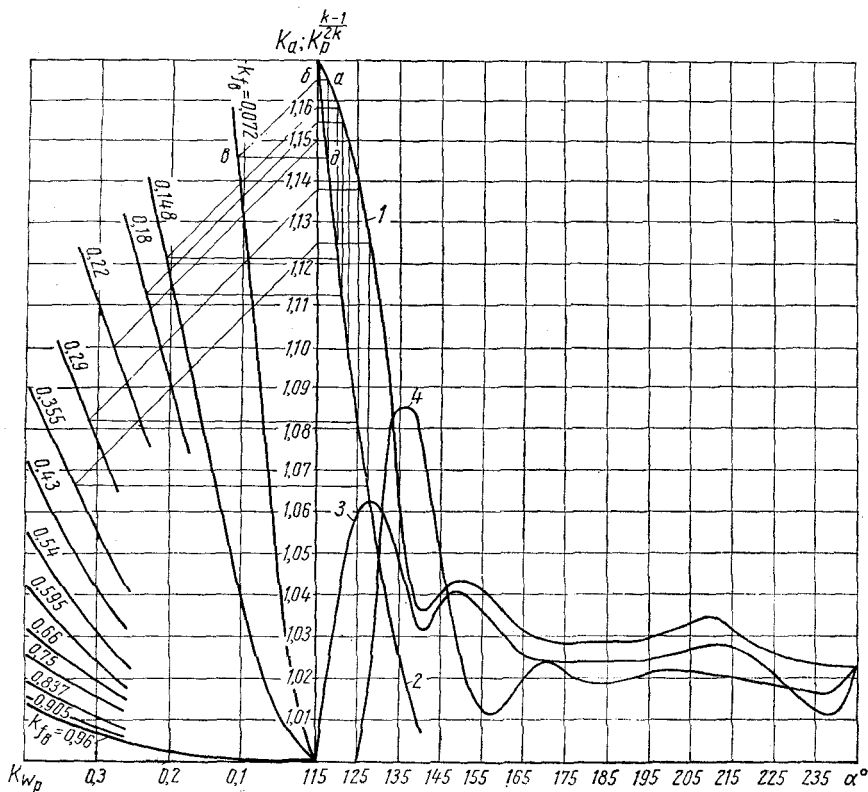


Рис. 129. Изменение  $K_a$  в зависимости от  $K_w p$  при различных  $k_{f_0}$  и изменение отношений давления в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$ :

$$1 - \left(\frac{p}{p_{m0}}\right)^{\frac{k-1}{2k}}; 2 - \left(\frac{p}{p_p}\right)^{\frac{k-1}{2k}}; 3 - \left(\frac{p}{p_{m0}}\right)^{\frac{k-1}{2k}}; 4 - \left(\frac{p_m}{p_{m0}}\right)^{\frac{k-1}{2k}}$$

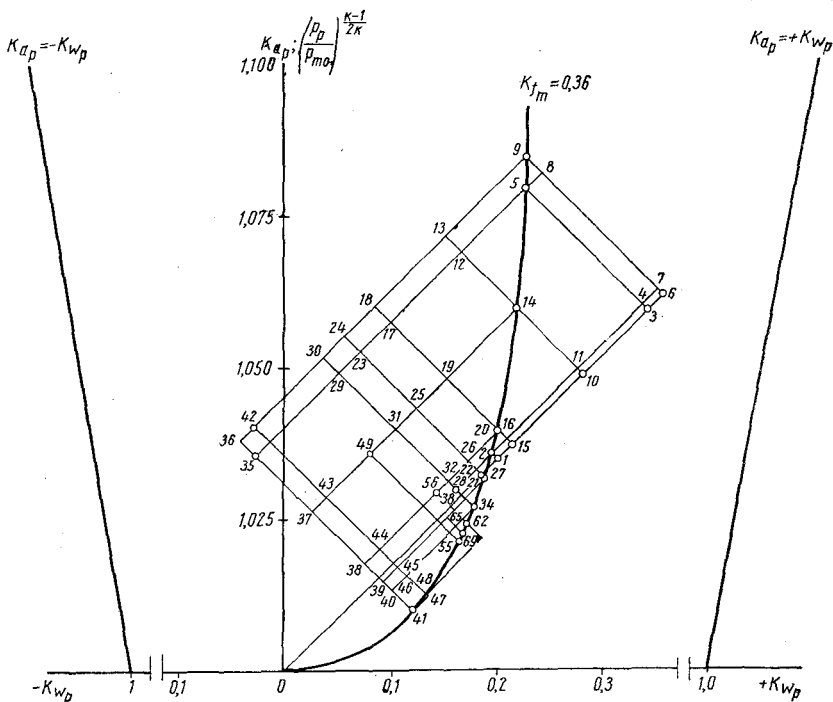


Рис. 130. Диаграмма совместности или состояния

ничных точек от 0 до 21 переносим на диаграмму совместности или состояния  $K_{w,p} - K_a$  (рис. 130); данные точки лежат на характеристике  $a$ , проходящей через начало координат под углом  $45^\circ$ . Описанным в гл. IV способом эти точки переносим на диаграмму  $K_x - K_z$  направления или положения (рис. 131). С помощью этой диаграммы можно определить состояние газа в любом сечении выпускного трубопровода, в том числе и у турбины. На диаграмме  $K_{w,p} - K_a$  (рис. 130) наносим кривую граничных условий, соответствующую  $k_{f,m} = 0,36$  и подсчитанную по выражению (166). Тогда, например, на диаграмме  $K_{w,p} - K_a$  точка 2 волны 1—2 будет лежать на характеристике в месте ее пересечения с граничной кривой  $k_{f,m}$ .

Расчет изменения параметров состояния во время продувки наполнения и принудительного выпуска, когда отраженные от турбины волны подходят к цилиндру, рассмотрим на примере волны 5—35 (рис. 132, а). При  $\alpha = 145^\circ$

из ресивера двигателя воздух при  $\left(\frac{p_{\kappa}}{p_{m0}}\right)^{\frac{k-1}{2k}} = 1,046$  поступает в цилиндр;

в этот момент коэффициент  $k_f = 0,38$  (см. рис. 128). Тогда отношение  $\frac{p_{\kappa}}{p}$  характеризуется точкой I (рис. 132, б) пересечения характеристики, проведенной из точки с ординатой 1,046 под углом  $45^\circ$ , с граничной кривой, соответствующей

$k_f = 0,38$ . Это отношение  $\left(\frac{p_{\kappa}}{p}\right)^{\frac{k-1}{2k}} = 1,016$ .

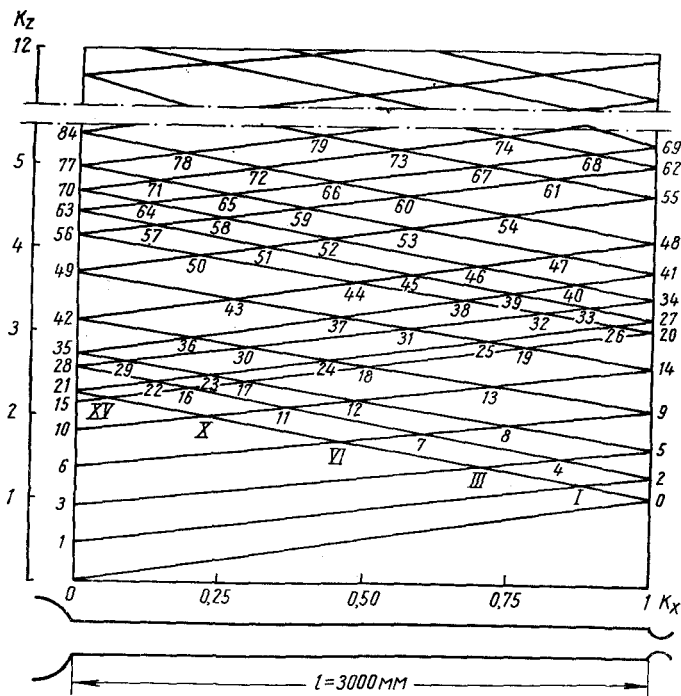


Рис. 131. Диаграмма направления или положения

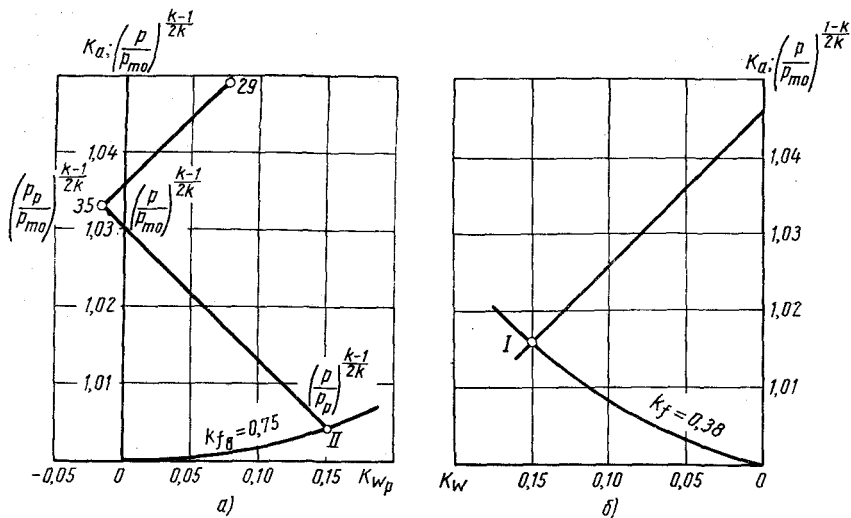


Рис. 132. Диаграммы совместности или состояния:

а — для случая, когда отраженная от турбины волна подходит к цилиндру; б — для истечения через впускные органы

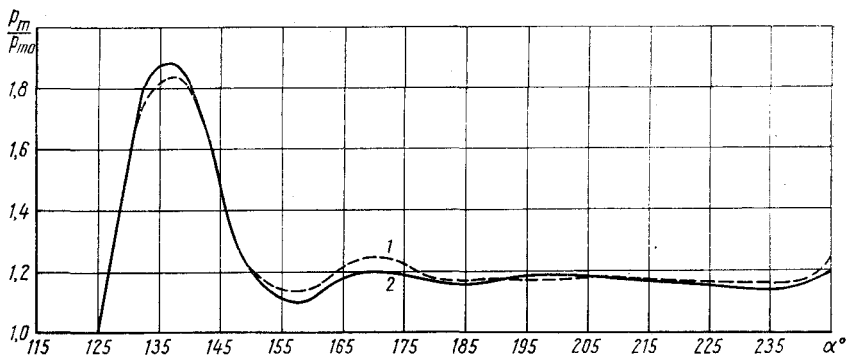


Рис. 133. Кривые изменения давления у турбины

Следовательно,

$$\left(\frac{p}{p_{m0}}\right)^{\frac{k-1}{2k}} = \left(\frac{p_{\kappa}}{p_{m0}}\right)^{\frac{k-1}{2k}} : \left(\frac{p_{\kappa}}{p}\right)^{\frac{k-1}{2k}} = 1,03.$$

Волна из цилиндра с давлением, соответствующим  $\left(\frac{p}{p_{m0}}\right)^{\frac{k-1}{2k}} = 1,03$ , проходит в выпускной трубопровод. В точке II (рис. 132, а) пересечения характеристики, соответствующей этой волне с граничной кривой  $k_{f_{\beta}} = 0,75$  по-

лучим  $\left(\frac{p}{p_{\beta}}\right)^{\frac{k-1}{2k}} = 1,005$ . В этот момент в выпускные окна входит волна 29—35, т. е. точка 35 расположена на пересечении характеристик  $\beta$  и  $\alpha$  и

имеет давление, соответствующее  $\left(\frac{p_{\beta}}{p_{m0}}\right)^{\frac{k-1}{2k}} = 1,033$ . Аналогичным образом находим параметры газа для всего периода продувки — наполнения и принудительного выпуска. По результатам расчета на рис. 129 наносим диаграмму

изменения  $\left(\frac{p_m}{p_{m0}}\right)^{\frac{k-1}{2k}} = f(\alpha)$ , которая является исходной для построения диаграммы изменения давления перед турбиной  $p_m = f(\alpha)$ .

На рис. 133 показаны экспериментальная 1 и расчетная 2 кривые изменения давлений перед турбиной. Сопоставление этих кривых свидетельствует о хорошем совпадении расчетных данных с экспериментальными. Небольшое расхождение кривых является следствием того, что при расчете изменение состояния газа и воздуха принимали адиабатным, не учитывали трение и другие потери.

Диаграмма совместности или состояния позволяет также определить температуру газа на выпуске и перед турбиной.

Давление по результатам расчета удобно определять с помощью кривых на рис. 134, где приведено изменение отношения  $\frac{p_2}{p_1}$  в зависимости от ве-

личины  $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{2k}}$  при  $k = 1,4$  и  $k = 1,35$ .

### § 35. Определение располагаемой энергии выпускных газов по диаграмме изменения давления в выпускном трубопроводе

Одной из основных задач при расчете импульсной системы наддува является определение располагаемой энергии выпускных газов перед газовой турбиной. Для этого необходимо знать изменение текущих значений давления, температуры и расхода газа.

Существует несколько способов расчета изменения давления в выпускной системе [49, 62, 98]. Однако независимо от того, получены ли диаграммы изменения давлений в выпускной системе расчетным или экспериментальным путем, они должны быть обработаны с целью определения располагаемой энергии выпускных газов перед турбиной. Для численного интегрирования уравнения мощности при этом широко используется метод трапеции [62]. Стремление получить приемлемую точность заставляет выбирать большое число участков (обычно несколько десятков на цикл), что делает расчет трудоемким и поэтому мало пригодным для использования в инженерной практике.

Ниже рассматривается приближенный метод расчета располагаемой энергии выпускных газов по диаграммам изменения давлений, записанных в выпускной системе или предварительно рассчитанных аналитически [31]. Метод позволяет в несколько раз сократить число участков численного интегрирования. Отклонение результатов расчетов по предлагаемому методу от результатов расчета по методу трапеций составляет не более 4%, что является вполне приемлемым.

На рис. 135 показана типичная диаграмма изменения полного давления (статическое плюс динамическое), записанного с помощью электропневматического индикатора МАИ-2 в выпускном трубопроводе двухтактного быстроходного четырехцилиндрового дизеля  $4Д_{14}^{13}$  с петлевой схемой газообмена при  $n = 2100$  об/мин и полной подаче топлива. В один трубопровод осуществлялся выпуск из двух цилиндров.

При определении располагаемой энергии выпускных газов по диаграмме полных давлений учитывается и кинетическая энергия газов. Использование диаграмм статических давлений для расчета располагаемой энергии возможно лишь в том случае, если средние скорости течения газов в трубопроводе невелики ( $< 50$  м/сек) и кинетической энергией газов можно пренебречь. Действительно, например, при  $\rho_{ср} = 1,4$  кг/см<sup>3</sup> и  $T_{ср} = 680^\circ$  К учет кинетической энергии газов, соответствующей средней скорости 50 м/сек, увеличивает располагаемую энергию менее чем на 2%, в то время как при 100 м/сек — уже более чем на 7%.

На рис. 135 показана половина диаграммы, т. е. импульс от

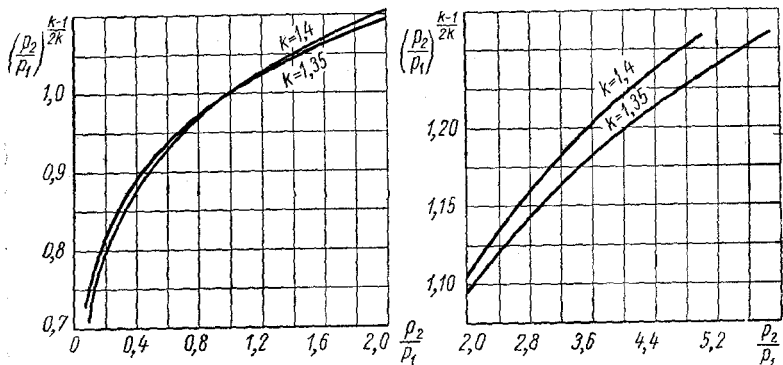


Рис. 134. Диаграммы для определения  $\frac{p_2}{p_1}$

выпуска из одного цилиндра, так как вторая половина представляет собой примерно повторение первой.

Для определения располагаемой энергии выпускных газов по оси абсцисс диаграмму разбивают на участки так, чтобы в пределах одного участка давление изменялось примерно по линейному закону. На рис. 135 аппроксимирующая ломаная показана тонкой линией. Тщательная обработка многочисленных диаграмм, полученных при испытании двигателя, позволяет сделать вывод, что число участков получается не более 20 на цикл. При расчете методом трапеций с шагом  $2^\circ$  число участков равно 90 (под циклом в данном случае понимается длительность одного импульса в градусах угла поворота коленчатого вала).

Таким образом, кривая изменения давлений в выпускном трубопроводе заменяется ломаной, как показано на рис. 135, а

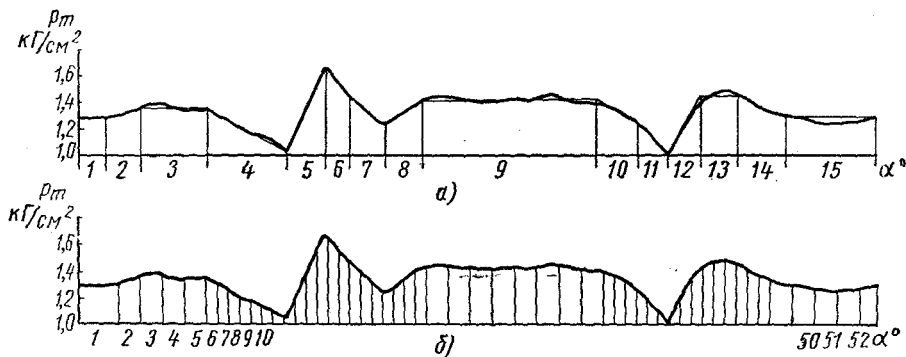


Рис. 135. Изменение давления в трубопроводе перед диафрагмой, имитирующей турбину (двигатель  $4Д \frac{13}{14}$   $n = 2100$  об/мин); выбор расчетных интервалов:

а — по методу линейной аппроксимации; б — по методу трапеций

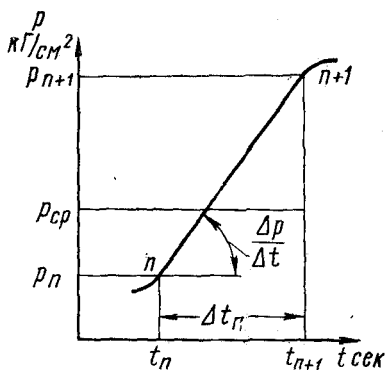


Рис. 136. Аппроксимация изменения давления в трубопроводе в расчетном интервале

ются. Это дает основание считать температуру однозначной функцией давления:

$$T = T_{cp} \left( \frac{p}{p_{cp}} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (168)$$

где  $p_{cp}$  и  $T_{cp}$  — средние по времени давление и температура заторможенного потока газов в выпускном трубопроводе, которые измеряются во время испытаний;

$p$  — текущее полное давление;

$k$  — показатель адиабаты для выпускных газов, обычно принимаемый равным 1,35.

На участках, где параметры газов остаются постоянными, расчет располагаемой энергии не представляет никаких затруднений. Обратимся к тем участкам, на которых изменение параметров значительно. Очевидно, что текущее давление с учетом линейной аппроксимации (рис. 136)

$$p = p_n + \left( \frac{\Delta p}{\Delta t} \right)_n (t - t_n), \quad (169)$$

где  $n$  — индекс, означающий порядковый номер расчетного участка;

$p_n$  — давление в начале расчетного участка;

$\left( \frac{\Delta p}{\Delta t} \right)_n$  — тангенс угла наклона линии давлений на данном участке к оси времени;

$t$  — текущее время;

$t_n$  — начало отсчета по оси времени, условно принимаемое равным нулю.

(участки пронумерованы арабскими цифрами). Точность подобной аппроксимации лежит в пределах точности записи диаграмм давлений.

Расчет проводят в рамках общепринятого квазистатического процесса: изменение параметров газа под действием волны сжатия и разрежения считается адиабатным, что также не противоречит упрощающим допущениям, принятым в других работах [49, 62].

Состав выпускных газов принимают однородным, так как выпускные газы в трубопроводе достаточно хорошо перемешиваются.

### Мгновенная адиабатная работа расширения

$$L_{a\partial} = \frac{k}{k-1} RT_{cp} \left[ \left( \frac{p}{p_{cp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left( \frac{p_0}{p_{cp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (170)$$

Параметры газов в конце процесса расширения при адиабатном законе изменения состояния газов под действием волн сжатия и расширения определяются по следующим формулам:

$$T_2 = T_{cp} \left( \frac{p_{m0}}{p_{cp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{и} \quad \rho_2 = \frac{p_{m0}}{RT_{cp} \left( \frac{p_{m0}}{p_{cp}} \right)^{\frac{k-1}{k}}},$$

где  $T_2$  — температура газа в конце расширения;

$\rho_2$  — плотность газа в конце расширения.

Элементарный расход газов через эффективное проходное сечение  $\mu_{mf} f_m$  определяется по уравнению

$$dG = \mu_{mf} f_m \omega \rho_2 dt,$$

где  $\omega$  — мгновенная скорость истечения, которая для докритических перепадов связана с работой  $L_{a\partial}$  формулой  $\omega = \varphi \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot L_{a\partial}}$  (где  $\varphi$  — коэффициент скорости), а для сверхкритических перепадов равна местной скорости звука, определяемой величинами  $T_{cp}$  и  $p_{cp}$ , т. е.  $\omega =$

$$= a = \sqrt{2 \cdot 9,81 RT_{cp} \left( \frac{p_{m0}}{p_{cp}} \right)^{\frac{k-1}{k}}}.$$

При умеренном давлении наддува максимальные перепады давлений в турбине в основном не будут превосходить критических. Если на каком-то участке перепад оказался сверхкритическим, то такой участок должен быть разбит на два подучастка с точкой раздела, соответствующей критическому перепаду. С учетом сказанного выше уравнение элементарного расхода газов можно представить в виде

$$dG = \mu_{mf} f_m \rho_2 \varphi \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{k}{k-1} RT_{cp} \left[ \left( \frac{p}{p_{cp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left( \frac{p_{m0}}{p_{cp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]^{\frac{1}{2}}} dt.$$

Мгновенный секундный расход газов

$$G = \mu_{mf} f_m \rho_2 \varphi \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{k}{k-1} RT_{cp} \left[ \left( \frac{p}{p_{cp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left( \frac{p_{m0}}{p_{cp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]^{\frac{1}{2}}}. \quad (171)$$

Мгновенная располагаемая мощность

$$N_p = \frac{L_{a\partial} G}{75};$$



после подстановки  $L_{ad}$  и  $G$  из выражений (170) и (171) получим

$$N_p = \frac{1}{75} \cdot \frac{k}{k-1} \mu_{mf} m p_{m0} \left( \frac{p_{cp}}{p_{m0}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \varphi \times \\ \times \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{k}{k-1} RT_{cp} \left[ \left( \frac{p}{p_{cp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left( \frac{p_{m0}}{p_{cp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}.$$

Множитель перед квадратной скобкой обозначим через

$$\xi = \frac{1}{75} \cdot \frac{k}{k-1} \mu_{mf} m p_{m0} \left( \frac{p_{cp}}{p_{m0}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{k}{k-1} RT_{cp}} = \text{const.}$$

Тогда средняя располагаемая мощность на рассматриваемом участке

$$N_{pn} = \frac{\xi}{\Delta t_n} \int_{t_n=0}^{t_{n+1}} \left[ \left( \frac{p}{p_{cp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left( \frac{p_{m0}}{p_{cp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]^{\frac{3}{2}} dt. \quad (172)$$

Очевидно, задача по определению мощности  $N_{pn}$  сводится к нахождению интеграла в уравнении (172):

$$J_n = \int_{t_n=0}^{t_{n+1}} \left[ \left( \frac{p}{p_{cp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left( \frac{p_{m0}}{p_{cp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]^{\frac{3}{2}} dt. \quad (173)$$

Подставив в формулу (173) выражение (169) для текущего давления, получим

$$J_n = \int_{t_n=0}^{t_{n+1}} \left[ \left( \frac{p_n + \left( \frac{\Delta p}{\Delta t} \right)_n t}{p_{cp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left( \frac{p_{m0}}{p_{cp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]^{\frac{3}{2}} dt. \quad (174)$$

Введем новую переменную

$$\bar{p} = \frac{p_n + \left( \frac{\Delta p}{\Delta t} \right)_n t}{p_{cp}}, \quad (175)$$

тогда

$$d\bar{p} = \frac{\left( \frac{\Delta p}{\Delta t} \right)_n dt}{p_{cp}} \quad \text{или} \quad dt = \frac{p_{cp}}{\left( \frac{\Delta p}{\Delta t} \right)_n} d\bar{p}.$$

Пределы интегрирования при введении новой переменной, определяемые с помощью формулы (175), имеют следующие зна-

чения:  $\bar{p}_n = \frac{p_n}{p_{cp}}$ ;  $\bar{p}_{n+1} = \frac{p_{n+1}}{p_{cp}}$ . Для общности обозначим  $\bar{p}_{m0} = \frac{p_{m0}}{p_{cp}}$ .

После подстановки переменной  $\bar{p}$  в интеграл  $J_n$  получим

$$J_n = \frac{p_{cp}}{\left(\frac{\Delta p}{\Delta t}\right)_n} \int_{\bar{p}_n}^{\bar{p}_{n+1}} \left( \bar{p}^{\frac{k-1}{k}} - \bar{p}_{m0}^{\frac{k-1}{k}} \right)^{\frac{3}{2}} d\bar{p}. \quad (176)$$

Следовательно, средняя располагаемая мощность на данном участке

$$N_{pn} = \xi \frac{p_{cp}}{p_{n+1} - p_n} \int_{p_n}^{\bar{p}_{n+1}} \left( \bar{p}^{\frac{k-1}{k}} - \bar{p}_{m0}^{\frac{k-1}{k}} \right) d\bar{p}. \quad (177)$$

Аналогичным способом можно определить средний на участке секундный расход газов:

$$G_n = \Omega \frac{p_{cp}}{p_{n+1} - p_n} \int_{p_n}^{\bar{p}_{n+1}} \left( \bar{p}^{\frac{k-1}{k}} - \bar{p}_{m0}^{\frac{k-1}{k}} \right)^{\frac{1}{2}} d\bar{p}, \quad (178)$$

где

$$\Omega = \mu_m f_m \rho_2 \Phi \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{k}{k-1} RT_{cp}} = \text{const.}$$

Нахождение решений интегралов, входящих в формулы (177) и (178), с помощью разложения подынтегральной функции в биномиальный ряд оказалось невозможным, так как область сходимости ряда частично не совпадает с областью интегрирования. Нетрудно видеть, что под знаками обоих интегралов находятся биномные дифференциалы, интегралы которых могут быть выражены в элементарных функциях по теореме Чебышева лишь при определенных соотношениях между показателями степеней. Для нашей задачи более подходит второй случай, когда  $\frac{k}{k-1}$  — целое число. Действительно, при  $k = 1,333$  получаем  $\frac{k}{k-1} = 4,0$ . Обычно для выпускных газов принимают показатель адиабаты  $k = 1,35$ . Как видно, разница невелика. Чтобы получить решение в замкнутой форме, принимаем  $k = 1,333$ . Решение производится с помощью подстановки  $u = (\bar{p}^{1/4} - \bar{p}_{m0}^{1/4})^2$ . Далее опущены математические преобразования, связанные с этой подстановкой

и нахождением конечного вида решения. Укажем лишь, что постоянные интегрирования равны нулю, если принять  $\bar{p} = \bar{p}_{m0}$ .

Окончательно формулы для расчета средней располагаемой мощности и среднего секундного расхода газов на участке имеют следующий вид:

$$N_{pn} = 8\xi \frac{p_{cp}}{p_{n+1} - p_n} [f(\bar{P}_{n+1}) - f(\bar{P}_n)], \quad (179)$$

где

$$\bar{P} = \left( \frac{p}{p_{cp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left( \frac{p_{m0}}{p_{cp}} \right)^{\frac{k-1}{k}};$$

$$f(\bar{P}) = \bar{P}^{\frac{5}{2}} \left( \frac{1}{11} \bar{P}^3 + \frac{1}{3} \frac{1}{p_{m0}^{\frac{1}{4}}} \bar{P}^2 + \frac{3}{7} \frac{1}{p_{m0}^{\frac{1}{2}}} \bar{P} + \frac{1}{5} \frac{1}{p_{m0}^{\frac{3}{4}}} \right);$$

$$G_n = 8\Omega \frac{p_{cp}}{p_{n+1} - p_n} [F(\bar{P}_{n+1}) - F(\bar{P}_n)], \quad (180)$$

где

$$F(\bar{P}) = \bar{P}^{\frac{3}{2}} \left( \frac{1}{9} \bar{P}^3 + \frac{3}{7} \frac{1}{p_{m0}^{\frac{1}{4}}} \bar{P}^2 + \frac{3}{5} \frac{1}{p_{m0}^{\frac{1}{2}}} \bar{P} + \frac{1}{3} \frac{1}{p_{m0}^{\frac{3}{4}}} \right).$$

Расчеты показывают, что если в формулы (179) и (180) подставлять  $k = 1,35$ , то результаты получаются несколько точнее.

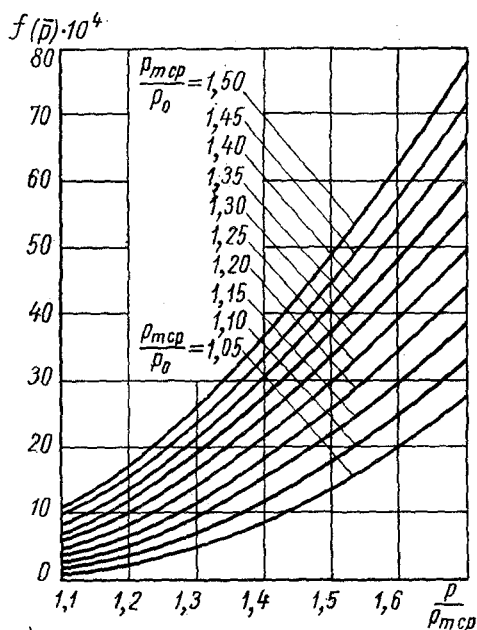
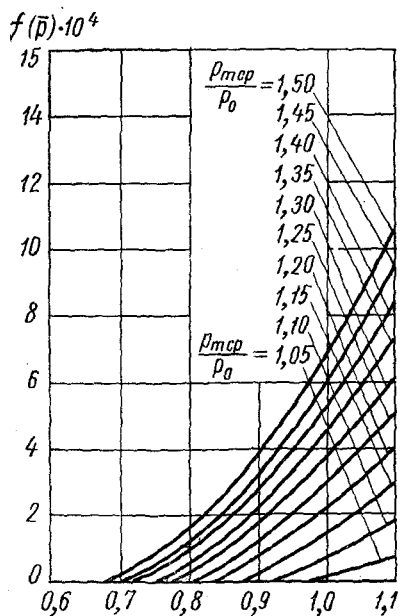
Таким образом, для расчета средних значений располагаемой мощности и секундного расхода в каждом интервале достаточно знать давления в начале и в конце участка, а также функции  $f(\bar{P})$  и  $F(\bar{P})$  на границах участка. Кроме того, необходимо знать средние по времени значения полного давления  $p_{cp}$  и температуры заторможенного потока  $T_{cp}$  в трубопроводе и эффективное проходное сечение турбины  $\mu_m f_m$ , которые для данной диаграммы остаются постоянными. Функции  $f(\bar{P})$  и  $F(\bar{P})$  зависят от отношений  $\frac{p}{p_{cp}}$  и  $\frac{p_{m0}}{p_{cp}}$ . На рис. 137, а и б приведены номограммы для определения этих функций.

Суммарные значения мгновенной располагаемой мощности и мгновенного секундного расхода газа получаются суммированием  $N_{pn}$  и  $G_n$  по участкам:

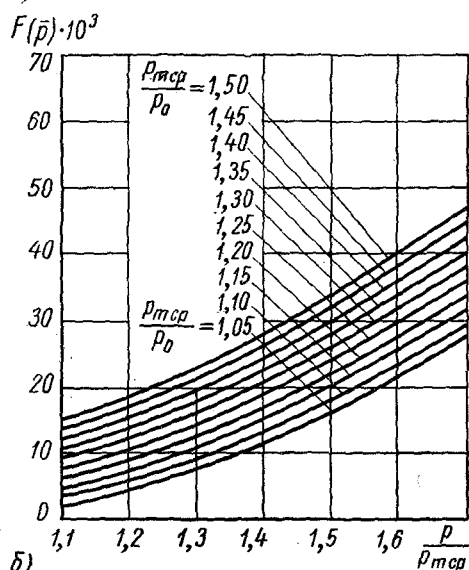
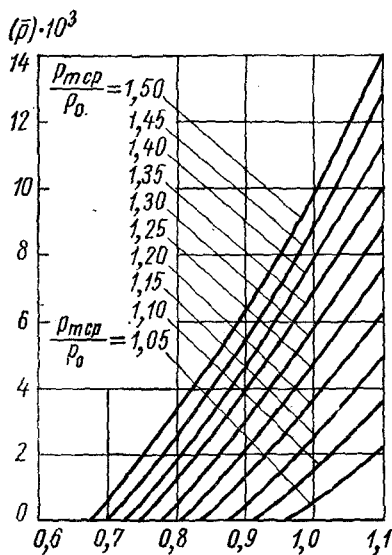
$$N_p = i \sum_{n=1}^n N_{pn} \frac{\Delta t_n}{t_u} \quad (181)$$

и

$$G = i \sum_{n=1}^n G_n \frac{\Delta t_n}{t_u}, \quad (182)$$



a)



б)

Рис. 137. Номограммы для определения функций  $\bar{f}(P)$  и  $\bar{F}(P)$

где  $i$  — число цилиндров двигателя;  
 $\Delta t_n$  — длительность  $n$ -го участка;  
 $t_u$  — длительность одного цикла импульса.

Если импульсы из соседних цилиндров получаются неодинаковыми, то обрабатывается диаграмма, включающая все импульсы. В этом случае

$$N_p = \sum_{m=1}^m \sum_{n=1}^n N_{pn} \frac{\Delta t_n}{t_u} \quad (183)$$

и

$$G = \sum_{m=1}^m \sum_{n=1}^n G_n \frac{\Delta t_n}{t_u}, \quad (184)$$

где  $m$  — число выпускных трубопроводов.

Определение расхода газа  $G$  по формулам (182) и (184) служит контролем правильности расчета и обработки диаграмм, так как расход газов обычно известен из теплового расчета двигателя или измерен опытным путем.

Сравнение результатов расчета<sup>1</sup> по методу трапеций и по методу линейной аппроксимации, приведенных в табл. 2 и 3, показывает, что они имеют практически одинаковую точность: располагаемые мощности газов отличаются всего на 0,17 л. с. При этом погрешность, вносимая допущением, что  $k = 1,333$  вместо  $k = 1,35$  при интегрировании, составляет около 1,5%, если в конечные формулы подставлять  $k = 1,35$ . Погрешность аппроксимации кривой изменения давлений ломаной линией зависит от субъективных факторов и в среднем может быть оценена 2,5%.

### § 36. Определение переменных параметров газового потока в выпускном трубопроводе по диаграммам изменения давления в нем

При исследовании двигателей с газотурбинным наддувом необходимо знать параметры газов в выпускном трубопроводе, чтобы оценить энергетические возможности газовой турбины.

Ниже рассмотрен способ определения переменных по времени величин температуры и скорости газов на основе анализа диаграмм изменения статического и полного давлений, записанных в различных сечениях выпускного трубопровода (рис. 138). Датчики для записи изменения давлений установлены в сечениях I и II. Специальные переходные краны позволяют сообщать полость датчика с полостью выпускного трубопровода через трубку Пито или через отверстие и получить соответственно диаграммы

<sup>1</sup> Расчет выполнен Я. А. Егоровым.

Определение располагаемой энергии газов перед турбиной методом линейной аппроксимации

$\psi_g = 0,38$ ;  $d_p = 67$  мм;  $d_d = 42$  мм;  $n = 2100$  об/мин;  $N_g = 100\%$ ;  $p_{m0} = 1,02$  кг/см<sup>2</sup>;  $p_{mcp} = 1,34$  кг/см<sup>2</sup>;  
 $T_{mcp} = 745^\circ$  К;  $\Omega = 0,810$  кг/сек;  $t_u = 0,0286$  сек;  $\xi = 974$  а. с.;  $\mu_{mf} = 0,001255$  м<sup>2</sup>

№ участка	$\Delta t_n \cdot 10^4$ в сек	$p_n$ в кг/см <sup>2</sup>	$p_{n+1} - p_n$ в кг/см <sup>2</sup>	$\frac{p_{mcp}}{p_n}$	$f(p) \cdot 10^4$	$F(p) \cdot 10^4$	$(f(n) - f(n+1)) \cdot 10^4$	$(F(n) - F(n+1)) \cdot 10^4$	$\frac{p_{mcp}}{p_{n+1} - p_n}$	$N_{pn}$ в а. с.	$G_n$ в кг/сек	$\frac{\Delta t_n}{n}$ в а. с.	$G_n \frac{t_n}{n}$ в кг/сек
1	9,6	1,287	0	0,960	—	—	—	—	—	11,80	0,195	0,393	0,00648
2	13,1	1,287	0,101	0,960	1,9	40	1,3	24	13,20	12,10	0,208	0,550	0,00952
3	23,8	1,368	0	1,035	—	—	—	—	—	18,40	0,226	1,520	0,01880
4	28,6	1,366	0,318	1,035	3,2	64	3,0	57	4,20	8,80	0,157	0,850	0,01570
5	14,2	1,070	0,620	0,800	0,2	7	11,8	138	2,16	17,85	0,196	0,887	0,00973
6	8,0	1,690	0,235	1,260	12,0	145	7,4	60	5,68	29,30	0,222	0,821	0,00620
7	13,1	1,456	0,210	1,090	4,6	85	3,1	51	6,87	13,82	0,212	0,634	0,00970
8	13,5	1,245	0,193	0,930	1,3	34	2,7	46	6,92	13,06	0,209	0,617	0,00985
9	62,0	1,438	0	1,075	—	—	—	—	—	22,40	0,242	4,860	0,05250
10	15,1	1,438	0,184	1,075	4,2	80	2,6	42	7,26	13,27	0,201	0,705	0,01060
11	10,7	1,254	0,234	0,940	1,6	38	1,6	38	5,72	6,42	0,144	0,240	0,00538
12	12,0	1,020	0,450	0,760	0	0	5,0	38	2,96	10,37	0,171	0,435	0,00716
13	13,1	1,470	0	1,100	—	—	—	—	—	23,90	0,250	1,095	0,01145
14	17,0	1,470	0,183	1,100	5,0	80	—	—	7,30	15,85	0,230	0,944	0,01365
15	31,8	1,287	0	0,960	—	—	—	—	—	11,80	0,194	1,310	0,02150
											$N_p = 15,88$	$G = 0,208$	

272 Пример определения располагаемой энергии газов перед турбиной методом трапеций  
 $\Phi_a = 0,38$ ;  $d_p = 67$  мм;  $d_d = 42$  мм;  $n = 2100$  об/мин;  $N_e = 100\%$ ;  $\rho_{т0} = 1,02$  кг/см<sup>3</sup>;  $\rho_{тср} = 1,34$  кг/см<sup>3</sup>;  
 $T_{тср} = 743^\circ\text{K}$ ;  $G_{ц} = 0,00286$  кг;  $T_2 = 693^\circ\text{K}$ ;  $\rho_2 = 502$  кг/см<sup>3</sup>;  $a_2 = 518$  м/сек;  $\mu_{тгт} = 0,001255$  м<sup>2</sup>

№ участка	$l$ в мм	$\Delta t \cdot 10^6$ в сек	$\frac{\rho}{\rho_{тср}}$	$\frac{T}{T_{тср}}$	$T$ в °К	$\frac{\rho_{т0}}{\rho}$	$\frac{L}{T}$ в кг·м/(кг·град)	$L$ в кг·м/кг	$\frac{1}{\sqrt{L \cdot v}}$ (кг·м/кг)	$w$ в м/сек	$\Delta Q$ в м	$G$ в кг/сек	$N$ в л. с.	$\frac{I}{360}$ в а. с.
1	20	1590	0,977	0,994	738	0,778	7,1	5250	72,5	320	0,508	0,202	14,15	0,785
2	10	795	1,005	1,000	743	0,758	7,8	5800	76,1	336	0,267	0,212	16,4	0,455
3	10	795	1,043	1,012	752	0,729	8,9	6690	81,7	361	0,287	0,227	20,2	0,560
4	10	795	1,030	1,008	750	0,738	8,5	6370	79,8	353	0,280	0,222	18,85	0,524
5	5	396	1,015	1,004	746	0,748	8,1	6030	77,6	343	0,272	0,216	17,4	0,484
6	5	396	0,997	0,999	742	0,788	7,6	5630	75,0	332	0,1515	0,209	15,7	0,218
7	5	396	0,964	0,990	736	0,787	6,75	4960	70,4	311	0,123	0,195	12,9	0,179
8	5	396	0,993	0,982	730	0,816	6,8	4230	65,0	287	0,1136	0,187	10,2	0,142
9	5	396	0,893	0,970	721	0,852	4,5	3310	57,5	254	0,1006	0,160	7,06	0,098
10	5	396	0,880	0,966	718	0,866	4,1	2950	54,3	240	0,095	0,150	5,92	0,0822
11	5	396	0,853	0,959	713	0,892	3,3	2350	48,5	214	0,0847	0,135	4,22	0,0587
12	5	396	0,807	0,945	703	0,943	1,7	1195	34,5	152,5	0,603	0,096	1,51	0,021
13	5	396	0,837	0,954	709	0,908	2,8	6440	80,1	354	0,140	0,223	19,1	0,026
14	5	396	0,956	0,988	735	0,796	6,45	4740	68,8	305	0,121	0,1925	12,15	0,168
15	5	396	1,070	1,018	757	0,710	9,55	7220	84,9	375	0,1485	0,236	22,7	0,316
16	5	396	1,203	1,048	778	0,632	12,7	9880	99,3	440	0,174	0,277	36,4	0,505
17	5	396	1,210	1,050	780	0,630	12,8	9990	99,9	442	0,175	0,278	37,0	0,514
18	5	396	1,116	1,029	765	0,682	10,65	8150	90,2	399	0,158	0,251	27,2	0,378
19	5	396	1,060	1,016	755	0,718	9,3	7020	83,6	370	0,1465	0,233	21,8	0,303
20	5	396	1,010	1,002	744	0,753	8,0	5950	77,2	341	0,135	0,215	17,1	0,238
21	5	396	0,954	0,967	734	0,798	6,4	4700	68,5	303	0,120	0,191	12,0	0,167

18 Зака 1100

22	5	396	0,944	0,984	732	0,805	6,1	4460	66,7	295	0,1168	0,196	11,1	0,154
23	5	396	0,972	0,991	736	0,783	6,9	5080	71,2	314	0,1244	0,198	13,4	0,186
24	5	396	1,016	1,004	746	0,748	8,1	6040	77,6	343	0,1358	0,216	17,4	0,242
25	5	396	1,060	1,016	755	0,718	9,3	7020	83,6	369	0,146	0,232	21,8	0,303
26	10	795	1,077	1,020	758	0,710	9,55	7220	84,9	376	0,298	0,237	22,8	0,632
27	10	795	1,066	1,018	757	0,712	9,5	7220	84,9	376	0,298	0,237	22,8	0,632
28	10	795	1,046	1,013	752	0,726	9,0	6690	81,8	362	0,287	0,228	20,3	0,564
29	10	795	1,053	1,014	753	0,720	9,2	6925	83,2	368	0,292	0,232	21,4	0,595
30	10	795	1,056	1,015	756	0,719	9,25	7020	83,6	370	0,293	0,233	21,9	0,610
31	10	795	1,075	1,020	758	0,706	9,7	7340	85,6	378	0,300	0,238	23,3	0,649
32	10	795	1,070	1,018	757	0,710	9,55	7220	84,9	376	0,298	0,237	22,8	0,632
33	10	795	1,053	1,014	753	0,723	9,1	6860	82,8	366	0,290	0,231	21,2	0,590
34	5	396	1,025	1,007	750	0,740	8,4	6300	79,4	351	0,139	0,221	18,6	0,258
35	5	396	0,996	0,999	742	0,762	7,65	5680	75,4	333	0,132	0,210	15,9	0,221
36	5	396	0,960	0,989	735	0,792	6,6	4850	69,6	307	0,1215	0,193	12,5	0,1735
37	5	396	0,910	0,974	724	0,836	5,1	3700	60,8	269	0,1064	0,169	8,35	0,116
38	5	396	0,854	0,960	713	0,890	3,4	2420	49,2	217	0,086	0,137	4,42	0,0613
39	5	396	0,785	0,938	698	0,968	0,9	628	25,1	111	0,0439	0,0695	0,583	0,0081
40	5	396	0,826	0,940	693	0,920	2,4	1680	41,0	181	0,0717	0,114	0,256	0,0356
41	5	396	0,933	0,980	728	0,814	5,8	4250	65,2	288	0,114	0,182	10,3	0,141
42	5	396	1,035	1,010	751	0,735	8,65	6480	80,5	356	0,141	0,224	19,4	0,270
43	5	396	1,080	1,022	759	0,703	9,85	7440	86,3	381	0,151	0,240	23,95	0,332
44	5	396	1,100	1,026	763	0,692	10,25	7825	88,4	391	0,155	0,246	25,63	0,356
45	5	396	1,095	1,024	762	0,693	10,2	7780	88,2	389	0,154	0,252	26,20	0,364
46	5	396	1,076	1,020	758	0,705	9,75	7400	86,0	380	0,1505	0,240	23,70	0,329
47	5	396	1,055	1,014	754	0,721	9,2	6940	83,3	369	0,1460	0,232	21,4	0,297
48	5	396	1,022	1,006	748	0,744	8,3	6210	78,8	348	0,1376	0,219	18,2	0,253
49	10	793	0,986	0,996	740	0,772	7,25	5370	78,8	324	0,257	0,204	14,6	0,208
50	10	793	0,966	0,990	736	0,788	6,7	4925	70,2	310	0,246	0,195	12,8	0,178
51	10	793	0,946	0,984	732	0,803	6,2	4530	67,4	298	0,236	0,188	11,4	0,158
52	10	793	0,952	0,986	733	0,800	6,3	4615	67,8	300	0,238	0,189	11,6	0,161
53	5	396	0,977	0,996	738	0,778	7,1	5250	72,5	320	0,127	0,202	14,15	0,196

$\Sigma \Delta Q = 9,10$

$N_p = 16,05$

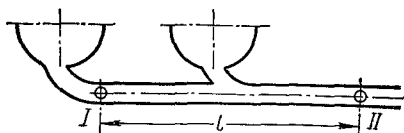


Рис. 138. Схема выпускного трубопровода двигателя

изменения полного и статического давлений (рис. 139). Используя эти диаграммы, можно определить скорость газового потока в любом сечении трубопровода (по диаграммам, снятым в соответствующем сечении), что особенно важно при определении расхода

воздуха по отдельным цилиндрам многоцилиндрового двигателя или при исследовании переходных режимов. Скорость потока может быть определена по формуле

$$\omega = \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{k}{k-1} RT \left[ \left( \frac{p^*}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}, \quad (185)$$

где  $p$  и  $T$  — давление и температура незаторможенного потока;  $p^*$  — давление заторможенного потока.

Чтобы решить уравнение (185), необходимо найти еще одну связь между двумя неизвестными величинами  $\omega$  и  $T$ .

При экспериментальном исследовании выпускной системы двигателя дополнительная связь между  $\omega$  и  $T$  может быть получена из рассмотрения условий распространения возмущений в выпускном трубопроводе. Анализ диаграмм изменения давлений (рис. 140), записанных в сечениях I и II (см. рис. 138) трубопровода быстроходного двухтактного двигателя с петлевой схемой газообмена  $4Д \frac{13}{14}$ , показал, что характер изменения давления

в этих сечениях одинаков. Однако наблюдается смещение диаграмм по времени. Величина смещения различных точек одной диаграммы относительно сходственных точек другой характеризует скорость распространения малых возмущений в движущемся потоке газов.

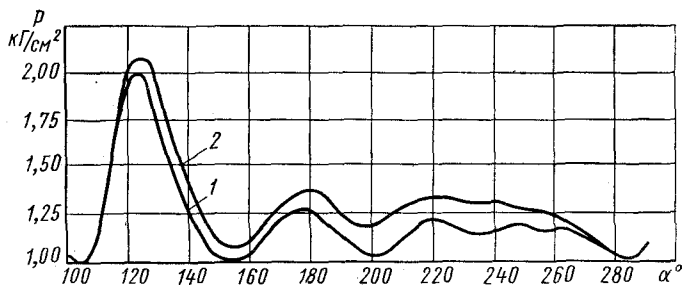


Рис. 139. Изменение давлений в сечении II (см. рис. 138) выпускного трубопровода:

1 — статического; 2 — полного



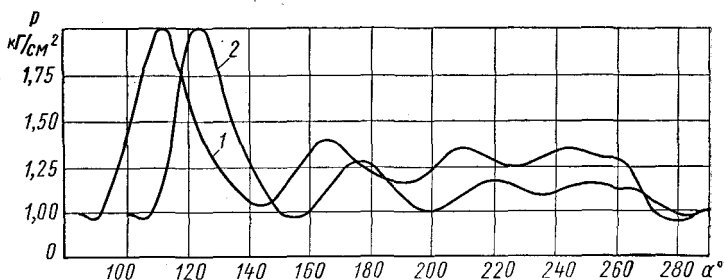


Рис. 140. Совмещенные диаграммы изменения статического давления в выпускном трубопроводе (см. рис. 138):

1 — в сечении I; 2 — в сечении II

Скорость распространения волны давления конечной амплитуды  $w_0$  зависит от скорости распространения малых возмущений (скорости звука)  $a$  и скорости движения газов  $w$ :

$$w_0 = a \pm w. \quad (186)$$

Скорость звука может быть определена по формуле

$$a = b_1 \sqrt{T}, \quad (187)$$

где коэффициент  $b_1 = \sqrt{9,81 kR} = 19,7 = \text{const}$ .

Скорость потока  $w$  в общем случае может иметь как положительное, так и отрицательное значение. Однако при исследовании диаграмм изменения давлений в выпускном трубопроводе двигателя 4Д  $\frac{13}{14}$  почти всегда имело место соотношение  $p^* > p$ .

Это означает, что скорость газов в трубопроводе не изменяла своего направления. Поэтому в дальнейшем перед скоростью  $w$  сохраним лишь положительный знак. Если в некоторые моменты скорость изменяет свое направление на обратное, то это нетрудно учесть изменением знака перед  $w$ . Поэтому формула для скорости перемещения прямой волны давления приобретает вид

$$w_0 = a + w. \quad (188)$$

Таким образом, состояние газов в выпускном трубопроводе описывается диаграммами изменения давлений и уравнениями (185) и (188), связывающими между собой параметры  $p$ ,  $p^*$  и  $T$ . Решая совместно эти уравнения и используя диаграммы изменения полного и статического давлений, можно определить скорость и температуру  $T$  газов. Скорость распространения возмущений  $w_0$ , необходимую для расчетов, находят для каждого промежутка времени по опытным данным, путем сравнения диаграмм измене-

ния давлений, записанных в двух сечениях выпускного трубопровода, отстоящих друг от друга на расстоянии  $l$ :

$$\omega_s = \frac{l}{\Delta t}, \quad (189)$$

где  $\Delta t$  — время, в течение которого возмущение движется от сечения  $I$  к сечению  $II$  (см. рис. 138).

Используя уравнения (185) и (187) — (189), получим формулу для определения температуры:

$$T = \frac{l^2}{\Delta t^2 \left[ b_1 + b_2 \sqrt{\left( \frac{p^*}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} \right]^2}, \quad (190)$$

где

$$b_2 = \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{k}{k-1} R} = 47 = \text{const.}$$

Формула (190) является расчетной для определения средней температуры газов в объеме между сечениями  $I$  и  $II$  выпускного трубопровода в рассматриваемый промежуток времени  $\Delta t$  для двигателя любого типа. После вычисления температуры находят скорость газов по формуле (185).

Большое значение имеет выбор расстояния  $l$ . При уменьшении этого расстояния средние значения  $T$  и  $\omega$  приближаются к истинным. Однако при чрезмерном уменьшении  $l$  возникают большие погрешности в определении времени  $\Delta t$ . Например, считая, что абсолютная ошибка при измерении расстояний по оси абсцисс на диаграмме давление — время, записанной с помощью стробоскопического индикатора МАИ-2, составляет 0,5 мм, и ограничивая максимальную погрешность в оценке времени величиной 5%, измеряемое минимальное линейное расстояние получим равным 10 мм. Если принять, что средняя скорость звука в трубопроводе равна 500 м/сек, а средняя скорость газов 150 м/сек, то скорость распространения возмущений в направлении движения газа  $\omega_s = 650$  м/сек. При  $n = 2100$  об/мин время, соответствующее 10 мм на диаграмме, равно  $\Delta t = 0,794 \cdot 10^{-3}$  сек, а расстояние между сечениями  $l = \omega_s \Delta t = 0,515$  м.

Расчет по изложенной методике переменных параметров газа в выпускном трубопроводе двигателя  $4Д \frac{13}{14}$  на различных режимах показал удовлетворительную точность. Ниже приведены результаты расчетов при работе двигателя на полной нагрузке при  $n = 2100$  об/мин. Диаметр выпускного трубопровода  $d_p = 50$  мм; расстояние между сечениями, в которых были установлены датчики,  $l = 480$  мм. Диаграммы изменения давлений запи-

сывались с помощью индикатора МАИ-2. На рис. 139 изображены диаграммы статического и полного давлений в сечении II, на рис. 140— диаграммы статических давлений в сечениях I и II. Эти диаграммы использовались при расчетах. Изменение температуры выпускных газов показано на рис. 141. Общий характер изменения температуры совпадает с другими данными, полученными опытным [29] или расчетным [58] путем. Средняя температура за цикл, определенная планиметрированием, равна  $625^{\circ}\text{K}$  и с точностью до 4% совпадает с температурой ( $650^{\circ}\text{K}$ ), измеренной во время опыта с помощью термопары, обладающей большой тепловой инерцией.

В течение одного цикла температура изменяется в пределах  $400\text{—}950^{\circ}\text{K}$ . Увеличение температуры на участке  $a\text{—}b$  вызвано поступлением в трубопровод выпускных газов из цилиндра. Затем на участке  $b\text{—}в$  температура уменьшается сначала быстрее, потом медленнее. Это связано с тем, что в начале участка  $b\text{—}в$  давление в трубопроводе падает, и происходит более глубокое расширение при истечении из цилиндра, кроме того, температура уменьшается за счет теплообмена с окружающей средой. В конце участка  $b\text{—}в$  давление изменяется мало, и изменение температуры обусловлено в основном теплоотдачей. Следующий участок  $в\text{—}г$  характеризуется интенсивным поступлением продувочного воздуха в трубопровод наряду с выпускными газами. Температура газов снижается до  $400^{\circ}\text{K}$  и в дальнейшем остается примерно постоянной до момента, когда начинается выпуск из другого цилиндра.

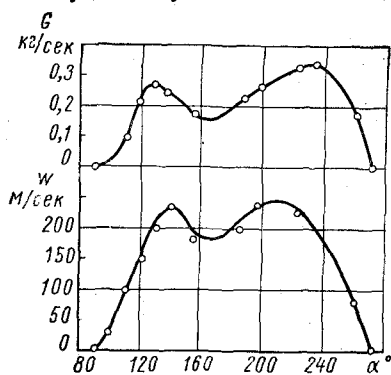


Рис. 142. Изменение скорости газов  $w$  в выпускном трубопроводе и секундного расхода газов  $G$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$

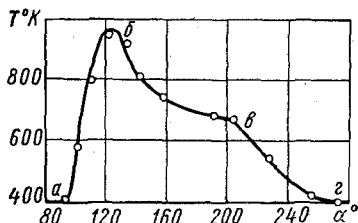


Рис. 141. Изменение температуры потока газов  $T$  в выпускном трубопроводе двухтактного двигателя ДД  $\frac{13}{14}$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$

Зависимость скорости газов от угла поворота коленчатого вала показана на рис. 142. Перед началом выпуска скорость газов равна нулю. Затем по мере открытия выпускных окон она быстро возрастает и уже через примерно  $40^{\circ}$  после начала открытия достигает максимума. Далее следует некоторое уменьшение скорости, что может быть объяснено сниже-

нием перепада давлений в выпускных окнах, и вновь увеличение вследствие подхода к выпускным окнам продувочного воздуха с повышенным давлением.

Примерно такой же характер изменения секундного массового расхода  $G = \rho f_p \omega$ .

Из рассмотрения графика изменения расхода  $G$  видно, что большая часть массы газов вытекает во второй половине выпуска и что имеется два ярко выраженных максимума. Первый максимум соответствует максимальному расходу выпускных газов, второй — получается в результате движения газов, смешанных со значительным количеством «холодного» продувочного воздуха и поэтому имеющих высокую плотность.

Коэффициент продувки  $\phi$ , определенный путем анализа газовых проб большого объема, на этом режиме был равен 2,1, что вполне согласуется с характером изменения секундного расхода газов.

Значения массового циклового расхода, определенного опытным путем с помощью мерной диафрагмы и полученного планиметрированием площади под кривой  $G = f(\alpha)$  на рис. 142, дают хорошее совпадение. Измеренный цикловой расход  $G_{\text{ц}} = 3,03 \times 10^{-3}$  кг отличается от вычисленного примерно на 3%.

### § 37. Распределение энергий в выпускном импульсе двухтактного двигателя

При импульсной системе наддува представляет интерес исследование распределения энергий в выпускном импульсе и изучение зависимости потерь энергии в выпускном трубопроводе от скорости течения газов в нем. С этой целью используем результаты экспериментального исследования двухтактного дизеля  $4Д \frac{13}{14}$  с петлевой схемой газообмена при  $n = 2100$  об/мин и  $d_p = 50$  мм.

Как указывалось выше, в один выпускной трубопровод длиной  $l_p = 600$  мм газы подводились из двух цилиндров, выпуск из которых осуществляется через  $180^\circ$  угла поворота коленчатого вала, а период открытия выпускных органов был несколько меньше  $180^\circ$ . Поэтому в моменты, когда выпускные окна обоих цилиндров были закрыты, наблюдалось уменьшение скорости газов до нуля. Максимальная скорость потока достигала 240 м/сек. В начальный период выпуска нарастание скорости происходило сравнительно медленно (примерно в течение времени, соответствующего  $40-50^\circ$  угла поворота коленчатого вала). Примерно также происходило уменьшение скорости в конечной стадии выпуска. Аналогичен и характер изменения секундного расхода газов.

При подобном изменении скорости и расхода газов, как показывают расчеты, использование средней скорости и среднего расхода для определения кинетической энергии газов приводит к значительным ошибкам, которые тем больше, чем больше изменение скорости и расхода газов за цикл.

Графики изменения удельной и мгновенной секундной кинетической энергии газов (рис. 143) показали, что действительная средняя за цикл кинетическая энергия  $\left(G \frac{w^2}{2 \cdot 9,81}\right)_{cp} = 400 \text{ кг} \cdot \text{м/сек}$  больше средней за цикл кинетической энергии некоторого стационарного потока  $G_{cp} \frac{w_{cp}^2}{2 \cdot 9,81} = 302 \text{ кг} \cdot \text{м/сек}$ , характеризующегося теми же значениями средних параметров  $w_{cp}$  и  $G_{cp}$ , на 32%. Иными словами, при определении кинетической энергии потока по средним параметрам ошибка может составлять одну треть определяемой величины, которая, как будет показано ниже, вполне соизмерима с полной располагаемой энергией газов.

Изменение мгновенной полной секундной энергии  $GL_{\alpha d}^*$  потока в зависимости от угла поворота коленчатого вала и мгновенной секундной энергии  $GL_{\alpha d}$ , вычисленной по статическим давлениям в трубопроводе, показано на рис. 144. Площади под кривыми в определенном масштабе характеризуют энергию за цикл, которой обладают выпускные газы. Так, планиметрирование площади под кривой  $GL_{\alpha d}^* = f(\alpha)$  показало, что располагаемая энергия выпускных газов одного цилиндра равна 15,4 кг·м. Интересен и закон распределения этой энергии по углу поворота. На период, который соответствует первым 60° угла поворота коленчатого вала и в течение которого происходит интенсивное на-

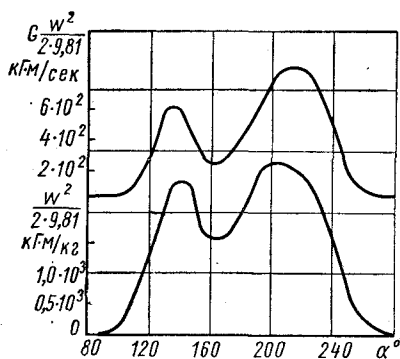


Рис. 143. Зависимость удельной и мгновенной секундной кинетических энергий от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$

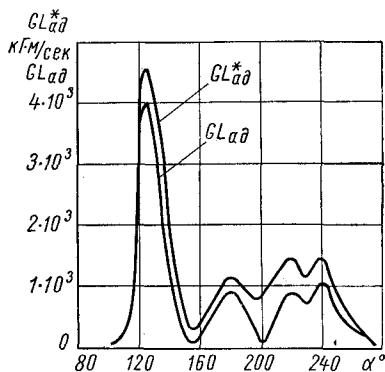


Рис. 144. Изменение мгновенных энергий газов в выпускном трубопроводе по углу поворота коленчатого вала  $\alpha$

растание и падение давления в трубопроводе, приходится  $7,5 \text{ кг} \cdot \text{м}$ , т. е. около 50% всей энергии выпускного импульса. Расход газов за этот период не превосходит 25% циклового расхода. Такая большая доля энергии, уносимой газами из цилиндра в начальный период выпуска, объясняется высокой удельной энергией выпускных газов в цилиндре, обусловленной высокими значениями  $p_b$  и  $T_b$  в конце расширения. Доля кинетической энергии в этот период невелика и едва достигает 20% полной энергии.

В смеси выпускных газов с продувочным воздухом, на которую приходится остальные 50% энергии выпускного импульса, полная энергия распределяется примерно пополам между потенциальной и кинетической. Это объясняется тем, что смесь находится под относительно невысоким давлением, а скорость движения ее сохраняется большой.

В целом кинетическая энергия одного импульса составляет примерно 36% полной располагаемой энергии. Численно она характеризуется площадью между двумя кривыми на рис. 144. С помощью планиметрирования получена средняя за цикл секундная кинетическая энергия, равная  $410 \text{ кг} \cdot \text{м}/\text{сек}$ , что с достаточной точностью совпадает с ранее полученным результатом.

Исследования показали, что основными потерями в выпускной системе являются гидравлические потери в выпускных окнах (потери трения и вихреобразования) и гидравлические потери по длине в трубопроводах. Изменение поперечного сечения выпускных трубопроводов приводит не только к перераспределению энергии в выпускном импульсе, но также влияет и на величину этих потерь.

Для разделения тепловых и гидравлических потерь были проведены испытания двигателя на одних и тех же режимах с тепловой изоляцией выпускных трубопроводов и без нее. Наличие изоляции лишь незначительно отразилось на энергетическом состоянии выпускных газов. Теплоотдача через стенки трубопровода с наибольшей поверхностью охлаждения (при  $d_p = 80 \text{ мм}$ ) не превышала 4% полной располагаемой энергии газов и мало изменялась в зависимости от диаметра трубопровода. По-видимому, уменьшение поверхности охлаждения при малых диаметрах трубопровода компенсировалось увеличением коэффициента теплоотдачи от газов к стенке вследствие повышения скорости движения потока.

Гидравлические потери, напротив, существенно зависят от поперечного сечения трубопровода, а от гидравлических потерь в трубопроводе зависит разница средних и мгновенных давлений в сечениях у цилиндра и у турбины. Анализируя диаграммы изменения давлений в различных сечениях трубопровода, можно обнаружить, что разница в давлениях становится заметной, начиная с  $\alpha = 120^\circ$  угла поворота коленчатого вала, т. е. с момента, когда скорость газов, а следовательно, и гидравлические потери

достигают значительных величин. Разность между полными энергиями газов в двух сечениях равна потерям энергии на участке трубопровода между этими сечениями.

Основная часть гидравлических потерь относится к потоку газов с малоизменяющимся давлением (так как при этом газы имеют высокую скорость движения), поэтому приближенно гидравлические потери могут быть определены с помощью зависимостей, полученных для несжимаемых жидкостей:

$$E_z = \lambda \frac{G^2}{9,81\pi^2\rho^2} \cdot \frac{8l}{d_p^5}, \quad (191)$$

где  $\lambda$  — коэффициент сопротивления по длине трубопровода;  
 $G$  — средний секундный расход газов;  
 $\rho$  — средняя плотность газов в трубопроводе.

Проведенные исследования показали, что  $G$  и  $\rho$  мало изменяются в зависимости от диаметра трубопровода, и еще меньше изменяется их отношение. Поэтому приближенно можно считать, что гидравлические потери обратно пропорциональны диаметру трубопровода в пятой степени.

Если считать, что доля тепловых потерь остается постоянной для трубопроводов различных диаметров и равной в среднем 3,6%, то можно определить гидравлические потери. Изменение энергии гидравлических потерь  $E_z$  в зависимости от диаметра трубопровода показано на рис. 145. Коэффициент сопротивления  $\lambda$ , определенный с помощью выражения (191), практически остается постоянным и равным  $\sim 0,04$ .

Известно, что коэффициент  $\lambda$  зависит от числа  $Re$  и относительной шероховатости  $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d_p}$  внутренней поверхности трубопровода. Высокие числа  $Re$  (порядка  $10^5$ ) и большая шероховатость ( $\Delta = 0,5 \div 1,0$  мм; в данном случае шероховатость определяется отложением сажи на внутренней поверхности трубопровода) дают основание считать, что в трубопроводе имеют место режимы вполне шероховатого трения, при которых  $\lambda$  не зависит от  $Re$ . Коэффициент  $\lambda$ , определенный для этих значений  $Re$  и  $\bar{\Delta}$  по известным эмпирическим зависимостям, изменяется в пределах

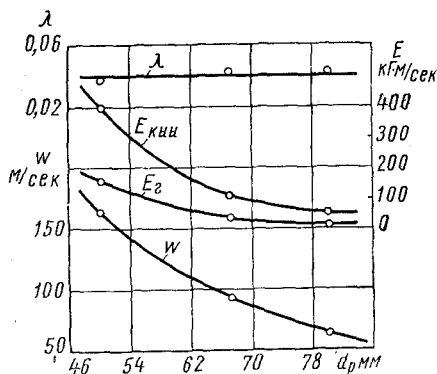


Рис. 145. Изменение средней скорости  $w$ , кинетической энергии  $E_{кин}$ , энергии гидравлических потерь  $E_z$  и коэффициента сопротивления  $\lambda$  по длине трубопровода в зависимости от его диаметра  $d_p$

0,032—0,045. Трудность более точного определения  $\lambda$  заключается в сложности правильной оценки шероховатости. Однако очевидно, что величины  $\lambda$ , определенные двумя независимыми путями, имеют качественное (и в том и в другом случае  $\lambda$  не зависит от  $Re$ ) и примерное количественное совпадение. Это свидетельствует о том, что гидравлические потери энергии в выпускном трубопроводе с достаточной точностью можно определить по зависимостям, полученным для стационарных потоков.

Таким образом, уменьшение поперечного сечения выпускных трубопроводов приводит к увеличению кинетической энергии  $E_{кин}$  и одновременно к возрастанию потерь (рис. 145). Соотношения между  $E_{кин}$  и  $E_s$  несколько изменяются, так как при изменении диаметра трубопровода длина его оставалась постоянной, и поэтому нарушалось геометрическое подобие трубопроводов. С уменьшением диаметра относительная длина увеличивалась с  $\frac{l_p}{d_p} = 7,5$  до  $\frac{l_p}{d_p} = 12$ , что и привело к увеличению относительной доли гидравлических потерь в рассматриваемом случае с 30 до 39% кинетической энергии.

### § 38. Определение диаметра выпускного трубопровода двигателя при импульсной системе наддува

Одним из основных вопросов при проектировании выпускной системы является создание условий, обуславливающих наименьшие потери энергии при течении выпускных газов от цилиндра до соплового венца турбины.

Ниже рассмотрен приближенный аналитический метод определения размеров поперечного сечения выпускного трубопровода, при которых потери минимальны (длину трубопровода обычно выбирают по соображениям компоновки).

Анализ опытных данных, полученных при исследовании работы быстроходного двухтактного двигателя с газовой турбиной на выпуске, показывает, что основными потерями в выпускной системе являются потери при внезапном увеличении сечения в процессе течения газов из цилиндра через выпускные органы в трубопровод и потери по его длине. Если в системе имеются другие местные сопротивления, кроме выпускных органов, то их влияние учитывается соответствующим выбором эквивалентной длины  $l_{pэ}$  трубопровода. Тепловые утечки через стенки выпускного трубопровода малы и ими можно пренебречь.

Таким образом, задача сводится к отысканию диаметра трубопровода, при котором для заданных значений циклового расхода, длины трубопровода и заданного время-сечения выпускных органов сумма гидравлических потерь в выпускных органах и в трубопроводе имеет минимальную величину.



Элементарная потерянная энергия за время  $dt$

$$dE_n = \left( \xi + \lambda \frac{l_p}{d_p} \right) G \frac{\omega^3}{2 \cdot 9,81} dt, \quad (192)$$

где  $\xi$  — коэффициент местного сопротивления при течении газа через выпускные органы в трубопроводе;

$\omega$  — текущее значение скорости газа.

Другие местные сопротивления в трубопроводе, характеризующие суммарным коэффициентом  $\Sigma\xi$ , учитываются введением в уравнение (192) вместо геометрической длины  $l_p$  эквивалентной длины  $l_{ps}$ , которую определяют из условия равенства потерь в реальном и эквивалентном трубопроводах:

$$l_{ps} = l_p + l'_p,$$

где  $l'_p$  — добавочная длина трубопровода, эквивалентная суммарным местным сопротивлениям в трубопроводе;

$$l'_p = \frac{\Sigma\xi}{\lambda} d_p.$$

Подставив в формулу (192) выражение скорости из уравнения неразрывности, получим

$$dE_n = \frac{1}{2} \left( \xi + \lambda \frac{l_p}{d_p} \right) \frac{G^3}{9,81 \rho^2 f_p^2} dt.$$

Если сечение выпускного трубопровода отличается от круглого, то в последнюю формулу следует ввести вместо диаметра гидравлический радиус сечения.

Потерянная энергия за цикл определится интегрированием выражения  $dE_n$  в пределах от  $t_b$  — начала выпуска газов из цилиндра до  $t_a$  — конца выпуска:

$$E_n = \int_{t_b}^{t_a} \left( \xi + \lambda \frac{l_p}{d_p} \right) \frac{G^3}{2 \cdot 9,81 \rho^2 f_p^2} dt. \quad (193)$$

В подынтегральном выражении переменными величинами являются  $\xi$ ,  $\rho$  и  $G$ . Коэффициент потерь по длине  $\lambda$  может быть принят постоянным, так как течение характеризуется большими числами Рейнольдса  $Re$ . Площадь  $f_p$  хотя от времени и не зависит, но оставлена под знаком интеграла для удобства дальнейших преобразований. Коэффициент  $\xi$  зависит от соотношения действительной площади потока в суженном месте и площади поперечного сечения трубопровода.

Приблизительно процесс течения газа через выпускные органы можно представить аналогичным движению при внезапном увели-

чении сечения осесимметричного потока. Тогда коэффициент  $\xi$  может быть представлен в следующем виде:

$$\xi = \left( \frac{\pi d_p^2}{4\epsilon f_e} - 1 \right)^2, \quad (194)$$

где  $\epsilon$  — коэффициент сужения струи в выпускных органах;  
 $f_e = f(t)$  — площадь переменного проходного сечения выпускных органов.

В качестве примера на рис. 121 показано изменение площади сечения выпускных окон  $f_e$  опытного двухтактного двигателя  $4Д \frac{13}{14}$ , эффективной площади  $\epsilon f_e$  указанных окон и коэффициента  $\xi$  в зависимости от времени.

После подстановки формулы (194) в уравнение (193), замени  $f_p$  через  $\frac{\pi d_p^2}{4}$  и соответствующего преобразования получим

$$E_n = \frac{1}{2\epsilon^2} \int_{t_b}^{t_a} \frac{G^3}{9,81 f_e^2 \rho^2} dt - \frac{4}{\epsilon \pi d_p^2} \int_{t_b}^{t_a} \frac{G^3}{9,81 f_e \rho^2} dt + \left( \frac{8}{\pi^2 d_p^4} + \frac{8\lambda l_p}{\pi^2 d_p^5} \right) \int_{t_b}^{t_a} \frac{G^3}{9,81 \rho^2} dt. \quad (195)$$

Определенные интегралы, входящие в выражение (195), зависят от массового расхода, плотности газов и площади сечения выпускных органов. С изменением диаметра выпускного трубопровода мгновенные значения  $G$  и  $\rho$ , вообще говоря, не остаются постоянными, но значения этих интегралов, как показывает численный анализ, изменяются мало. Это объясняется тем, что цикловой расход газов и закон открытия выпускных органов неизменны, а средняя плотность изменяется незначительно. Так, при исследовании процесса выпуска в быстроходном двухтактном двигателе  $4Д \frac{13}{14}$  с газовой турбиной на выпуске при различных

диаметрах выпускных трубопроводов ( $d_p = 50, 67$  и  $80$  мм) было получено, что указанные интегралы изменяются в пределах 12%. Это позволяет принять величины интегралов в первом приближении не зависящими от диаметра (по крайней мере, это допущение оправдано при изменении диаметра в определенном диапазоне). Тогда анализ формулы (195) на экстремумы значительно упрощается, а результаты, как следует из сопоставления их с опытными данными, получаются вполне удовлетворительными.

Диаметр выпускного трубопровода, при котором имеется экстремум, можно определить с помощью первой производной, приравненной к нулю:

$$\frac{\partial E_n}{\partial d_p} = \frac{8}{\pi d_p^3} \int_{t_b}^{t_a} \frac{G^3}{9,81 \rho^2 f_s} dt - \left( \frac{32}{\pi^2 d_p^5} + \frac{40 \lambda l_p}{\pi^2 d_p^6} \right) \int_{t_b}^{t_a} \frac{G^3}{9,81 \rho^2} dt = 0. \quad (196)$$

После деления выражения (196) на  $\int_{t_b}^{t_a} \frac{G^3}{9,81 \rho^2} dt$  и сокращения на  $\frac{8}{\pi d_p^3}$  получим

$$\frac{\pi}{\varepsilon} \cdot \frac{\int_{t_b}^{t_a} \frac{G^3}{9,81 \rho^2 f_s} dt}{\int_{t_b}^{t_a} \frac{G^3}{9,81 \rho^2} dt} = \frac{4}{d_p^2} + \frac{5 \lambda l_p}{d_p^3} \quad (197)$$

Обозначим

$$\sigma = \frac{\pi}{\varepsilon} \frac{\int_{t_b}^{t_a} \frac{G^3}{9,81 \rho^2 f_s} dt}{\int_{t_b}^{t_a} \frac{G^3}{9,81 \rho^2} dt}.$$

Параметр  $\sigma$  имеет размерность, обратную размерности площади, и зависит в основном от время-сечения выпускных органов и циклового расхода газов. С учетом этого обозначения уравнение (197) можно привести к виду

$$\sigma d_p^3 - 4 d_p - 5 \lambda l_p = 0. \quad (198)$$

Вторая производная

$$\frac{\partial^2 E_n}{\partial d_p^2} = \frac{80}{\pi^2 d_p^2} \left( 2 + 3 \lambda \frac{l_p}{d_p} \right) \int_{t_b}^{t_a} \frac{G^3}{9,81 \rho^2} dt - \frac{24}{\varepsilon \pi d_p^4} \int_{t_b}^{t_a} \frac{G^3}{9,81 \rho^2 f_s} dt$$

имеет знак плюс, что свидетельствует о наличии минимума функции  $E_n$ .

Таким образом, определение диаметра выпускного трубопровода, при котором потери в выпускной системе минимальны, сводится к решению кубического уравнения (198). Анализ этого уравнения показывает, что оно имеет лишь один положительный вещественный корень, отличный от нуля, при любых сочетаниях  $\sigma$ ,  $\lambda$  и  $l_p$ .

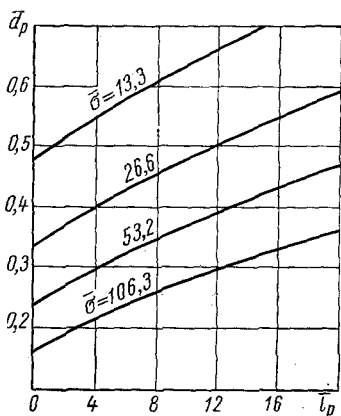


Рис. 146. Зависимость  $\bar{d}_p$  от безразмерных параметров  $\bar{l}_p$  и  $\bar{\sigma}$

Уравнение (198) решалось с помощью формулы Кардана при различных значениях  $\sigma$  и  $l_p$ . Коэффициент потерь по длине трубопровода был оценен по величине шероховатости и числу Рейнольдса и принят постоянным ( $\lambda = 0,04$ ). Коэффициент сужения струи  $\epsilon$  в выпускных окнах зависит от соотношения размеров цилиндра и выпускных окон, а также от критерия Маха [16]. Коэффициент  $\epsilon$  также был принят постоянным и равным для указанного выше двигателя 0,70.

Зависимость решения уравнения (198) от безразмерных параметров  $\bar{l}_p$  и  $\bar{\sigma}$  показана на рис. 146. В качестве безразмерной длины вы-

брано отношение  $\bar{l}_p = \frac{l_p}{D}$  (длины трубопровода к диаметру цилиндра), безразмерный параметр  $\bar{\sigma} = \sigma F_n$  (где  $F_n$  — площадь поршня). Безразмерный диаметр трубопровода  $\bar{d}_p = \frac{d_p}{D}$ .

Из рассмотрения рис. 146 следует, что с увеличением длины трубопровода оптимальный диаметр его возрастает. Это связано с тем, что потери по длине прямо пропорциональны длине  $l_p$ , а потери в выпускных органах не зависят от нее. Поэтому, увеличивая диаметр до определенного значения, можно снизить суммарные потери при возрастании длины. По этому графику можно определить также влияние площади сечения выпускных органов на диаметр трубопровода. Коэффициент  $\bar{\sigma}$  обратно пропорционален площади сечения выпускных органов, вследствие чего с увеличением  $\bar{\sigma}$  оптимальный диаметр трубопровода уменьшается. Например, при увеличении  $\bar{\sigma}$  с 13,3 до 26,6 при  $\bar{l}_p = 10$  относительный диаметр  $\bar{d}_p$  уменьшается с 0,64 до 0,485, т. е. в 1,32 раза.

Таким образом, при выборе диаметра выпускного трубопровода необходимо учитывать площадь сечения выпускных органов, длину трубопровода и цикловой расход газов.

Численный анализ уравнения (195) показывает, что при отклонении диаметра от оптимального в сторону уменьшения потери возрастают быстрее, чем при отклонении его в сторону увеличения. Если по каким-либо соображениям необходимо выбрать диаметр выпускного трубопровода, отличный от значения, определенного по уравнению (198), то при прочих равных условиях диаметр лучше завысить. Например, при  $\bar{l}_p = 5,75$  для упомяну-

того выше двигателя оптимальный безразмерный диаметр  $\bar{d}_p = 0,46$ . Если безразмерный диаметр выбран меньшим, например  $\bar{d}_p = 0,36$ , то суммарные потери в выпускной системе возрастают на 35%. При отклонении диаметра в большую сторону на такую же величину ( $\bar{d}_p = 0,56$ ) общие потери увеличатся лишь на 10%.

Изложенная методика определения диаметра выпускного трубопровода была проверена экспериментально на V-образном двухтактном двигателе 4Д  $\frac{13}{14}$  с комбинированным наддувом, осу-

ществляемым при помощи турбокомпрессора ТКР-14-2 и приводного компрессора типа Рут. Выпускные трубопроводы объединяли по два цилиндра каждый; средняя эквивалентная длина их  $l_{p.cp} \approx 1200$  мм, что соответствует  $\bar{l}_{p.cp} = 9,23$ . Диаметры выпускных трубопроводов были выбраны равными 80, 67 и 50 мм. Двигатель работал при полной нагрузке при  $n = 2100$  об/мин. Значения интегралов

$$\int_{t_b}^{t_a} \frac{G^3}{9,81\rho^2 f_a^2} dt; \quad \int_{t_b}^{t_a} \frac{G^3}{9,81\rho^2 f_0} dt; \quad \int_{t_b}^{t_a} \frac{G^3}{9,81\rho^2} dt$$

определялись численным путем. Диаграмма время-сечения выпускных органов двигателя приведена на рис. 121. Безразмерный параметр  $\bar{\sigma}$  в зависимости от диаметра трубопровода изменялся в пределах 23,9—25,3.

По опытным данным наибольшая мощность турбины получилась при  $d_p = 67$  мм, что соответствует  $\bar{d}_p = 0,515$ . Из графика на рис. 146 при  $\bar{\sigma} = 24,6$  и  $\bar{l}_{p.cp} = 9,23$  имеем  $\bar{d}_p = 0,50$ .

Кроме того, были проведены испытания двигателя с укороченными выпускными трубопроводами ( $\bar{l}_{p.cp} = 3,1$ ) при тех же проходных сечениях выпускных органов и цикловом расходе газов, т. е. при сохранении параметра  $\bar{\sigma}$  одинаковым. Турбина в этом случае имитировалась диафрагмой, а располагаемая энергия газов определялась непосредственно перед ней. Максимальное значение располагаемой энергии газов получено при  $\bar{d}_p = 0,385$ . Из рис. 146 при  $\bar{\sigma} = 24,6$  и  $\bar{l}_{p.cp} = 3,1$  получаем  $\bar{d}_p = 0,41$ , т. е. и в первом и во втором случаях опытные результаты с хорошей точностью совпадают с расчетными, полученными на основе анализа уравнения (195).

Исходя из результатов настоящего анализа, можно предположить, что если в двигателе с импульсной системой наддува длины выпускных трубопроводов по условиям компоновки отличаются значительно, то и диаметры этих трубопроводов следует выбирать различными. В этом случае эффективность импульсной системы наддува будет больше. Например, в рядном шестици-

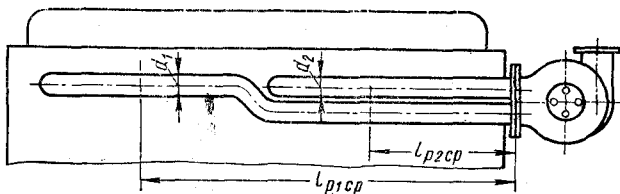


Рис. 147. Схема выпускных трубопроводов при импульсной системе наддува шестицилиндрового рядного двигателя

линдровом двигателе с теми же размерами цилиндров, что и двигателе 4Д $\frac{13}{14}$  при схеме объединения цилиндров выпускными трубопроводами, изображенной на рис. 147, различие средних длин выпускных трубопроводов значительно:  $\bar{l}_{п1ср} \approx 1000$  мм ( $\bar{l}_{п1ср} \approx 7,7$ ) и  $l_{п2ср} \approx 400$  мм ( $l_{п2ср} \approx 3,1$ ). Оптимальные безразмерные диаметры трубопроводов при этом  $\bar{d}_{п1} = 0,475$  и  $\bar{d}_{п2} = 0,410$ . Диаметры трубопроводов для двигателя указанных размеров цилиндра соответственно  $d_{п1} = 62$  мм и  $d_{п2} = 53$  мм. Отношение средних скоростей движения газа в трубопроводах при таких диаметрах равно 1,37.

Эффективность применения трубопроводов различных диаметров увеличивается с возрастанием разницы в их длинах. Принципиально для увеличения эффективности импульсной системы наддува возможно также применение выпускных органов с различными проходными сечениями в цилиндрах, объединенных разными выпускными трубопроводами одинакового диаметра. Однако в этом случае необходимо считаться с влиянием различных проходных сечений выпускных органов на работу цилиндров; кроме того, конструктивно последнее решение менее целесообразно.

### § 39. Расчетно-экспериментальное исследование влияния выпускной системы на работу двухтактного дизеля с комбинированным наддувом

Располагаемая удельная энергия выпускных газов, которая в идеальном случае может быть использована при адиабатном расширении от параметров  $p_b$  и  $T_b$  в начале выпуска до давления окружающей среды [29]:

$$L_e = RT_b \left[ \frac{1}{k-1} - \frac{k}{k-1} \left( \frac{p_0}{p_b} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \frac{p_0}{p_b} \right]. \quad (199)$$

Частично эта энергия передается поршню, но большая часть ее уносится с выпускными газами [18, 29]. Энергия выпускных газов может быть использована в газовой турбине, мощность которой передается на привод компрессора или коленчатый вал двигателя. Однако не вся энергия выпускных газов реализуется в газовой турбине; часть энергии теряется при течении газа по выпускному тракту. Задача заключается в том, чтобы уменьшить до минимума потери энергии выпускных газов при подводе их от цилиндра двигателя к сопловому аппарату турбины. Одним из эффективных мероприятий в этом направлении является уменьшение объема выпускной системы, что может быть достигнуто путем уменьшения длины трубопроводов или их диаметра. Совершенно очевидно, что если сокращение длины выпускных трубопроводов приводит к уменьшению потерь энергии выпускных газов и всегда оказывает положительное влияние, то уменьшение диаметра трубопровода целесообразно лишь до определенного предела.

При выборе рациональных размеров выпускной системы комбинированного двигателя необходимо обеспечить такие условия для совместной работы поршневой и лопаточной частей установки, чтобы получить наилучшие эффективные показатели комбинированного двигателя. К сожалению, теоретически не удастся учесть все многообразие сложных явлений, возникающих в тракте впускная система — цилиндр — выпускные органы — выпускной трубопровод — турбина, чтобы определить наиболее выгодные размеры выпускной системы. Поэтому предлагается использовать расчетно-экспериментальный метод выбора рациональных размеров выпускной системы комбинированного двигателя [32]. Потери энергии выпускных газов при истечении из цилиндра в выпускной трубопровод и в выпускном трубопроводе при течении газов от цилиндра к сопловому аппарату турбины учитываются соответствующими экспериментальными коэффициентами.

Для удобства теоретического анализа выпускные газы разделим на две части. Первую представляют собой газы, отработавшие в цилиндре и покинувшие его в процессе свободного или принудительного выпуска, вторую — продувочный воздух, прошедший через цилиндр во время продувки — наполнения и принудительного выпуска.

Пусть секундный расход воздуха через двигатель равен  $G_a$ , а расход газов через турбину  $G_g$ . Тогда в выпускных газах содержится отработавших газов

$$G_{g1} = \frac{1}{\varphi} \left( 1 + \frac{1}{\alpha l_0} \right) G_g;$$

и продувочного воздуха

$$G_{g2} = \frac{\varphi - 1}{\varphi} G_a,$$

где  $\varphi$  — коэффициент продувки;  
 $l_0$  — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива в к.е.

Расход газов через турбину

$$G_e = \left(1 + \frac{1}{\alpha_{сум} l_0}\right) G_s. \quad (200)$$

Мощность, потребляемая компрессором,

$$N_k = \frac{k_1}{k_1 - 1} R_1 T_0 \left[ \left( \frac{p_{к1}}{p_0} \right)^{\frac{k_1 - 1}{k_1}} - 1 \right] \frac{G_s}{\eta_{адк} \eta_{ткм}}, \quad (201)$$

где  $p_{к1}$  — давление на выходе из компрессора;  
 $p_0$  и  $T_0$  — давление и температура на входе в компрессор;  
 $\eta_{адк}$  — адиабатный к. п. д. компрессора;  
 $\eta_{ткм}$  — механический к. п. д. турбокомпрессора.

Располагаемая мощность выпускных газов.

$$N_{pe} = L_s G_{e1} = \frac{1}{\varphi} \left(1 + \frac{1}{\alpha l_0}\right) G_s R T_b \left[ \frac{1}{k-1} - \frac{k}{k-1} \left( \frac{p_0}{p_b} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \frac{p_0}{p_b} \right]. \quad (202)$$

В процессе истечения из цилиндра выпускные газы отдают часть энергии поршню, которую можно подсчитать по формуле [18]:

$$N_n = \frac{i V_h n}{12} \left\{ \frac{\Delta p}{\Delta \alpha} [f_1(\alpha_s) - f_1(\alpha_n)] - \left( p_b + \frac{\Delta p}{\Delta \alpha} \alpha_s - p_n \right) [f_2(\alpha_s) - f_2(\alpha_n)] \right\},$$

где  $i$  — число цилиндров двигателя;  
 $V_h$  — рабочий объем одного цилиндра;  
 $n$  — число оборотов двигателя в минуту;  
 $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$  — градиент падения давления в цилиндре во время своего

бодного выпуска  $\left( \frac{\Delta p}{\Delta \alpha} < 0 \right)$ ;

$\alpha_s$  — угол поворота кривошипа, соответствующий моменту открытия выпускных органов и отсчитываемый от н. м. т.;

$\alpha_n$  — угол поворота кривошипа, соответствующий моменту, когда давление в цилиндре уменьшается до  $p_n$ , и отсчитываемый от н. м. т.



Кинематические функции  $f_1(\alpha)$  и  $f_2(\alpha)$  подсчитывают по формулам:

$$f_1(\alpha) = \alpha \cos \alpha - \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha - \sin \alpha + \frac{\lambda}{8} \sin 2\alpha;$$

$$f_2(\alpha) = \cos \alpha - \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha,$$

где  $\lambda$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Угол

$$\alpha_n = \alpha_0 + (p_b - p_u) \frac{\Delta \alpha}{\Delta p} \rho a \delta.$$

Для краткости записи обозначим:

$$\left( p_b + \frac{\Delta p}{\Delta \alpha} \alpha_0 - p_u \right) [f_2(\alpha_0) - f_2(\alpha_n)] - \frac{\Delta p}{\Delta \alpha} [f_1(\alpha_0) - f_1(\alpha_n)] = P_n.$$

Тогда

$$N_n = \frac{iV_{hn}P_n}{12}. \quad (203)$$

Продувочный воздух, прошедший через цилиндр, также обладает определенным запасом энергии, часть которой возвращается в турбине.

При течении по газовому тракту (выпускные окна — цилиндр — выпускные окна — выпускной трубопровод) воздух расширяется от параметров  $p_\kappa$  и  $T_\kappa$  в ресивере до давления  $p'_{m\text{cp}}$  в выпускной системе во время продувки — наполнения и принудительного выпуска. Одновременно продувочный воздух подогревается от стенок цилиндра, окон, трубопроводов. В быстроходном двигателе этот подогрев невелик и примерно компенсирует снижение температуры воздуха вследствие расширения. Поэтому можно считать, что продувочный воздух в выпускном трубопроводе имеет температуру  $T_\kappa$ .

Давление  $p'_{m\text{cp}}$  в общем случае отличается от среднего за цикл давления  $p_{m\text{cp}}$  в выпускном трубопроводе. Однако, как показывают исследования, разница между ними мала и в расчетах можно принимать  $p'_{m\text{cp}} \approx p_{m\text{cp}}$ . Тогда располагаемая мощность продувочного воздуха

$$N_{\text{воз}} = \frac{\varphi - 1}{\varphi} G_s R_1 T_\kappa \frac{k_1}{k_1 - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_0}{p_{m\text{cp}}} \right)^{\frac{k_1 - 1}{k_1}} \right]. \quad (204)$$

Располагаемая мощность на входе в турбину

$$N_{m.\text{э}} = (N_{p.\text{э}} - N_n + N_{\text{воз}}) k_0,$$

где  $k_0$  — коэффициент потерь энергии в выпускной системе, который может быть представлен в виде

$$k_0 = k_1 \cdot k_p. \quad (205)$$

Коэффициент  $k_1$  учитывает потери на внезапное расширение при истечении из цилиндра, а коэффициент  $k_p$  характеризует гидравлические потери и тепловые утечки через стенки при течении газа в трубопроводе. Коэффициент  $k_p$ , в свою очередь, может быть представлен в виде произведения коэффициента гидравлических потерь  $k'_p$  и коэффициента тепловых потерь  $k_m$ , т. е.

$k_p = k'_p k_m$ .

Коэффициент

$$k_1 = \frac{N_p}{N_{p.e} - N_n + N_{\text{воз}}}, \quad (206)$$

где  $N_p$  — мощность газов на выпуске непосредственно у цилиндра.

Коэффициент

$$k_p = \frac{N_m}{N_p}, \quad (207)$$

где  $N_m$  — располагаемая мощность выпускных газов на входе в турбину или перед диафрагмой, имитирующей турбину.

Общий коэффициент потерь в выпускной системе

$$k_e = \frac{N_m}{N_{p.e} - N_n + N_{\text{воз}}}. \quad (208)$$

Следует отметить, что коэффициенты потерь не удастся определить теоретическим путем вследствие сложности явлений, сопровождающих истечение выпускных газов в трубопровод и течение их по нему до турбины. Поэтому эти коэффициенты определяются экспериментальным путем при исследовании различных конструкций выпускных систем и используются при расчете. При этом раздельное определение гидравлических и тепловых потерь обычно не производится, так как тепловые потери (как было показано выше) невелики и они учитываются при экспериментальном определении коэффициента  $k_p$ .

При определении мощностей  $N_p$  и  $N_m$  используется методика, изложенная выше.

Из уравнения баланса мощности на валу турбокомпрессора получаем

$$(N_{p.e} - N_n + N_{\text{воз}}) k_e \eta_m = N_k, \quad (209)$$

где  $\eta_m$  — к. п. д. турбины;  $\eta_m = \eta_{ад.m} \eta_n$ ;

$\eta_{ад.m}$  — адиабатный к. п. д. турбины;

$\eta_n$  — поправочный коэффициент, учитывающий импульсную потерю использования энергии выпускных газов.

Величина коэффициента  $\eta_n$  может быть определена по данным ЦНИДИ.

Используя выражения (201)—(204), перепишем основное уравнение (209) в следующем виде:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\varphi} \left( 1 + \frac{1}{\alpha l_0} \right) RT_b \left[ \frac{1}{k-1} - \frac{k}{k-1} \left( \frac{p_0}{p_b} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \frac{p_0}{p_b} \right] + \\ & + \frac{\varphi-1}{\varphi} R_1 T_{\kappa} \frac{k_1}{k_1-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_0}{p_{m.c.p.}} \right)^{\frac{k_1-1}{k_1}} \right] + \frac{iV_{kn} P_n}{12} = \\ & = \frac{k_1}{k_1-1} R_1 T_0 \left[ \left( \frac{p_{\kappa 1}}{p_0} \right)^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1 \right] \frac{1}{k_{\theta} \eta_m \eta_{aoc} \eta_{км}}. \end{aligned} \quad (210)$$

Число оборотов двигателя  $n$  и давление  $p_{\kappa}$  в ресивере, а также параметры окружающей среды  $p_0$  и  $T_0$  обычно прямо или косвенно задаются, к. п. д. турбокомпрессорной группы могут быть выбраны по результатам испытаний подобных моделей; величины  $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ ,  $p_{\kappa}$  и  $p_{m.c.p.}$  оцениваются по экспериментальным данным. Остается определить размеры выпускной системы двигателя, обеспечивающие получение наибольшего давления  $p_{\kappa 1}$  при наименьших затратах на газообмен и удовлетворительном качестве последнего. Чтобы провести расчеты по уравнению (210), необходимо иметь экспериментальные данные о коэффициентах потерь и качестве газообмена для различных конструкций выпускной системы. Одновременно необходимо определить и эффективные показатели двигателя, так как получение наилучших эффективных показателей является целью любого исследования.

Параметры газа  $p_b$  и  $T_b$  в начале выпуска зависят от параметров начала сжатия  $p_a$  и  $T_a$ , а также от основных величин, которые характеризуют процессы сжатия, сгорания и расширения в цилиндре и к которым относятся действительная степень сжатия  $\varepsilon$ , показатели политроп сжатия  $n_1$  и расширения  $n_2$ , коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ , степень повышения давления  $\lambda$  и степень предварительного расширения  $\rho$ .

Если наложить условие  $p_{z \max} = \text{const}$ , наиболее важное с практической точки зрения, то

$$\lambda = \frac{p_{z \max}}{p_a \varepsilon^{n_1}}. \quad (211)$$

Известно, что параметры цикла  $\lambda$  и  $\rho$  связаны между собой соотношением

$$\rho = 1 + \frac{1}{k\lambda} \left[ 1 - \lambda + \frac{H_u}{(1 + \alpha l_0) c_v T_a \varepsilon^{n_1 - 1}} \right], \quad (212)$$

где  $c_v$  — удельная теплоемкость заряда;

$H_u$  — низшая теплота сгорания топлива.

Тогда давление в начале выпуска

$$p_b = \lambda \rho^{n_2} \varepsilon^{n_1 - n_2} p_a. \quad (213)$$

Температура в начале выпуска определяется с помощью выражения (138) или из выражения

$$T_b = \frac{\lambda \rho}{\mu} \cdot \frac{\varepsilon^{n_1 - 1}}{\left(\frac{\varepsilon}{\rho}\right)^{n_2 - 1}}. \quad (214)$$

Среднее индикаторное давление с учетом дополнительной энергии, отдаваемой поршню за время процессов газообмена,

$$p_i = 14,55 \frac{H_u}{\alpha l_0} \eta_i \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{T_a} \frac{1 - \psi}{1 + \gamma} + \frac{P_n}{2}. \quad (215)$$

Индикаторный к. п. д.  $\eta_i$  может быть определен по величинам  $\alpha$  или  $\alpha_{сум}$  с помощью экспериментальных данных (см. ниже). Кроме того, для выбора величины  $\eta_i$  можно воспользоваться следующим. Представим  $\eta_i$  как произведение термического к. п. д.  $\eta_t$  и относительного индикаторного к. п. д.  $\eta_{oi}$ :

$$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}. \quad (216)$$

Если сравнительные расчеты проводятся при постоянном коэффициенте  $\alpha$ , то ориентировочно можно считать, что  $\eta_{oi} = \text{const}$ , в то время как изменение  $\eta_t$  зависит от соотношения между  $\lambda$  и  $\rho$  и может быть определено в расчете с помощью известных формул для определения  $\eta_t$  термодинамического цикла.

Таким образом, проведя расчеты по уравнению (210), можно определить степень повышения давления  $\lambda_{\kappa 1}$  в компрессоре турбокомпрессора, затем оценить степень повышения давления  $\lambda_{\kappa n}$  в приводном компрессоре. Среднее давление, соответствующее затратам мощности на приводной компрессор,

$$p_n = \frac{k_1}{k_1 - 1} \cdot \frac{\varphi_{\kappa}}{\eta_{\kappa n m}} p_{\kappa 1} \left[ \lambda_{\kappa n} - \lambda_{\kappa n}^{\frac{1}{n_{\kappa}}} \right], \quad (217)$$

где  $n_{\kappa}$  — показатель политропы сжатия в компрессоре;

$\eta_{\kappa n m}$  — механический к. п. д. привода компрессора.

Механические потери  $p_m$  в двигателе можно оценить по статистическим данным. Тогда среднее эффективное давление двигателя с комбинированным наддувом

$$p_e = 14,55 \frac{H_u}{\alpha l_0} \eta_i \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{T_a} \cdot \frac{1 - \psi}{1 + \gamma} + \frac{P_n}{2} - \frac{k_1}{k_1 - 1} \cdot \frac{\varphi_{\kappa}}{\eta_{\kappa n m}} p_{\kappa 1} \left[ \lambda_{\kappa n} - \lambda_{\kappa n}^{\frac{1}{n_{\kappa}}} \right] - p_m, \quad (218)$$

где  $\psi$  — доля потерянного хода поршня;

$\gamma$  — коэффициент остаточных газов.

Механический к. п. д. двигателя с комбинированным наддувом

$$\eta_m = 1 - \frac{\frac{k_1}{k_1 - 1} \cdot \frac{\Phi_{\kappa}}{\eta_{\kappa n m}} p_{\kappa 1} \left[ \lambda_{\kappa n} - \lambda_{\kappa n}^{\frac{1}{n_{\kappa}}} \right] + p_m}{14,55 \frac{H_u}{\alpha l_0} \eta_i \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{T_a} \cdot \frac{1 - \psi}{1 + \gamma} + \frac{P_n}{2}}. \quad (219)$$

Из уравнений (218) и (219) можно получить формулы для определения  $p_e$  и  $\eta_m$  для частных случаев наддува.

Для двигателя с газотурбинным наддувом ( $p_{\kappa} = p_{\kappa 1}$ ;  $T_{\kappa} = T_{\kappa 1}$ ;  $\lambda_{\kappa n} = 1,0$ )

$$p_e = 14,55 \frac{H_u}{\alpha l_0} \eta_i \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{T_a} \cdot \frac{1 - \psi}{1 + \gamma} + \frac{P_n}{2} - p_m; \quad (220)$$

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{14,55 \frac{H_u}{\alpha l_0} \eta_i \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{T_a} \cdot \frac{1 - \psi}{1 + \gamma} + \frac{P_n}{2}}. \quad (221)$$

Для двигателя только с приводным компрессором ( $p_{\kappa} = p_0$ )

$$p_e = 14,55 \frac{H_u}{\alpha l_0} \eta_i \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{T_a} \cdot \frac{1 - \psi}{1 + \gamma} + \frac{P_n}{2} - \frac{k_1}{k_1 - 1} \cdot \frac{\Phi_{\kappa}}{\eta_{\kappa n m}} p_0 \left[ \lambda_{\kappa n} - \lambda_{\kappa n}^{\frac{1}{n_{\kappa}}} \right] - p_m; \quad (222)$$

$$\eta_m = 1 - \frac{\frac{k_1}{k_1 - 1} \cdot \frac{\Phi_{\kappa}}{\eta_{\kappa n m}} p_0 \left[ \lambda_{\kappa n} - \lambda_{\kappa n}^{\frac{1}{n_{\kappa}}} \right] + p_m}{14,55 \frac{H_u}{\alpha l_0} \eta_i \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{T_a} \cdot \frac{1 - \psi}{1 + \gamma} + \frac{P_n}{2}}. \quad (223)$$

В табл. 4 приведена схема расчета основных параметров двигателя с комбинированным наддувом по приведенной выше методике.

Результаты расчетов по данной методике для различных вариантов выпускной системы и для различных давлений приведены в табл. 5.

Сопоставление опытных данных с результатами расчета по рассмотренной методике показало их хорошее совпадение (рис. 148 и 149), что свидетельствует о правильности выбранной методики расчета<sup>1</sup>.

Опытные значения среднего эффективного давления оказались ниже расчетных, потому что давление  $p_{\kappa}$  в экспериментах

<sup>1</sup> Расчет выполнен Я. А. Егоровым.

Схема расчета параметров двухтактного двигателя  
с комбинированным наддувом

Постоянные величины:  $p_0, T_0, n, V_h, p_{z \max}, \eta_{адт}, \eta_{адк}, \eta_{ткм}, \eta_{клм}, k, k_1,$   
 $R = R_1, \varepsilon, \alpha, n_1, n_2, \eta_{0i}, p_m, i$

Параметры	Способ определения
$\psi$	Выбирают
$d_p$ в мм	»
$p_k$ в кг/см <sup>2</sup>	Из условия необходимого форсирования двигателя по мощности
$p_{тср}$ в кг/см <sup>2</sup>	По экспериментальным данным о качестве продувки
$p_u$ в кг/см <sup>2</sup>	По экспериментальным данным
$p_a$ в кг/см <sup>2</sup>	То же
$T_{к1}$ в °К	$T_{к1} = T_0 + \frac{T_0}{\eta_{адк}} \left( \pi_{к1}^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1 \right)$
$T_k$ в °К	$T_k = T_{к1} + \frac{T_{к1}}{\eta_{адкп}} \left( \lambda^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1 \right)$
$\lambda$	По формуле (211)
$\rho$	» » (212)
$\rho_b$ в кг/см <sup>2</sup>	» » (213)
$T_b$ в °К	По формуле (138) или (214)
$G_\theta$ в кг/сек	$G_\theta = \frac{\Phi_{к1} V_h \rho_k n}{60}$
$\Phi$	По экспериментальным данным
$\Phi_k$	То же
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ в кг/(см <sup>2</sup> ·рад)	»
$N_n$ в кгм/сек	По формуле (203)
$N_{pe}$ в кгм/сек	» » (202)
$N_{воз}$ в кгм/сек	» » (204)
$k_\theta$	На основании экспериментальных данных
$\pi_{к1}$	По формуле (210)
$\lambda_{кп}$	По известным $p_k$ и $\pi_{к1}$
$\eta_t$	$\eta_t = 1 - \frac{1}{e^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}$
$\gamma$	По экспериментальным данным
$p_i$ в кг/см <sup>2</sup>	По формуле (215)
$p_n$ в кг/см <sup>2</sup>	» » (217)
$p_e$ в кг/см <sup>2</sup>	» » (218)
$\eta_m$	» » (219)

Таблица 5

Результаты расчета основных параметров комбинированного двигателя и выбор размеров выпускной системы

Постоянные величины:  $p_0 = 1,00 \text{ кг/см}^2$ ;  $T_0 = 288^\circ \text{К}$ ;  $n = 2100 \text{ об/мин}$ ;  
 $V_h = 1,86 \text{ л}$ ;  $p_{z \text{ max}} = 110 \text{ кг/см}^2$ ;  $\varepsilon = 16$ ;  $\alpha = 1,8$ ;  $k = 1,35$ ;  $k_1 = 1,40$ ;  
 $R = R_1 = 29,3 \text{ кг} \cdot \text{м}/(\text{кг} \cdot \text{град})$ ;  $n_1 = 1,36$ ;  $n_2 = 1,26$ ;  $\eta_{oi} = 0,715$ ;  
 $p_m = 0,95 \text{ кг/см}^2$ ;  $\eta_{адт} = 0,82$ ;  $\eta_{адк} = 0,72$ ;  $\eta_{адкп} = 0,6$ ;  $\eta_{км} = 0,96$ ;  
 $\eta_{км} = 0,98$ ;  $\gamma = 0,20$ ;  $\psi = 0,43$

$d_p$ в мм	50,00	50,00	50,00	50,00	80,00	67,00
$p_k$ в кг/см <sup>2</sup>	1,40	1,60	1,80	2,00	1,80	1,80
$p_{т ср}$ в кг/см <sup>2</sup>	1,08	1,23	1,385	1,54	1,385	1,385
$p_{ц}$ в кг/см <sup>2</sup>	1,35	1,54	1,76	2,00	1,39	1,60
$p_a$ в кг/см <sup>2</sup>	1,50	1,68	1,90	2,10	1,69	1,82
$T_{к1}$ в °К	312,00	324,00	333,00	342,00	325,00	329,00
$T_k$ в °К	329,00	351,00	368,00	387,00	370,30	369,00
$\lambda$	1,69	1,51	1,34	1,21	1,50	1,40
$\rho$	1,61	1,73	1,87	2,00	1,73	1,82
$p_b$ в кг/см <sup>2</sup>	6,10	6,70	7,42	8,03	6,74	7,15
$T_b$ в °К	1300,00	1340,00	1380,00	1420,00	1265,00	1350,00
$G_e$ в кг/см <sup>2</sup>	0,455	0,499	0,525	0,555	0,532	0,53
$\varphi$	2,24	2,24	2,24	2,24	2,28	2,26
$\varphi_k$	1,21	1,21	1,21	1,21	1,23	1,22
$\eta_n$	0,98	0,97	0,96	0,95	0,96	0,96
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ в кг/(см <sup>2</sup> град)	7,55	8,05	8,60	9,10	8,06	8,40
$N_n$ в кг·м/сек	2060,00	2320,00	2650,00	2910,00	2320,00	2540,00
$N_{pe}$ в кг·м/сек	4550,00	5450,00	6350,00	7220,00	5520,00	6030,00
$N_{воз}$ в кг·м/сек	185,00	475,00	970,00	1410,00	1010,00	990,00
$k_e$	0,53	0,63	0,70	0,75	0,48	0,54
$\pi_{к1}$	1,23	1,35	1,47	1,60	1,27	1,34
$\lambda_{кп}$	1,14	1,185	1,225	1,25	1,42	1,34
$\eta_t$	0,64	0,63	0,62	0,615	0,63	0,625
$p_i$ в кг/см <sup>2</sup>	6,64	7,15	7,78	8,32	7,29	7,58
$p_m$ в кг/см <sup>2</sup>	0,33	0,51	0,68	0,81	1,14	0,95
$p_e$ в кг/см <sup>2</sup>	5,34	5,70	6,15	6,56	5,02	5,67
$\eta_m$	0,805	0,797	0,791	0,789	0,69	0,75
$\eta_e$	0,369	0,36	0,352	0,347	0,312	0,357
$g_e$ в кг/(л. с. ч)	0,172	0,176	0,179	0,182	0,203	0,188

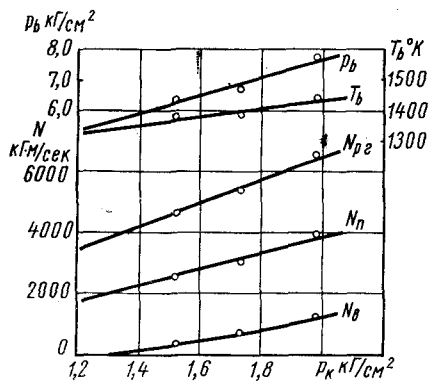


Рис. 148. Экспериментальные и расчетные величины  $N_g$ ,  $N_n$ ,  $N_{pz}$ ,  $p_b$ ,  $T_b$  двухтактного двигателя с петлевой схемой газообмена при комбинированном наддуве

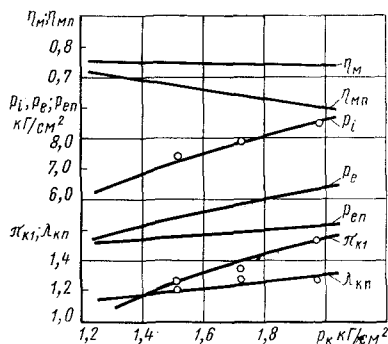


Рис. 149. Экспериментальные и расчетные величины  $\lambda_{кп1}$ ,  $\pi_{к1}$ ,  $p_{en}$ ,  $p_e$ ,  $p_i$ ,  $\eta_{мп}$  и  $\eta_m$  двухтактного двигателя с петлевой схемой газообмена при комбинированном наддуве и при наддуве от приводного компрессора

регулировалось перепуском части воздуха из ресивера на впуск приводного компрессора, поэтому действительный расход воздуха через приводной компрессор был больше расхода воздуха через двигатель.

Для сравнения на рис. 149 показаны результаты расчета параметров двигателя с одним приводным компрессором. Среднее эффективное давление  $p_{en}$  и механический к. п. д.  $\eta_{мп}$  в этом случае меньше соответствующих величин двигателя с комбинированным наддувом, причем с ростом  $p_k$  разница увеличивается.

Анализ результатов расчета, приведенных в табл. 5, показывает, что при малых давлениях наддува удается получить  $p_k > p_{m ср}$ , в то время как при  $p_k = 2,0 \text{ кг/см}^2$  и более отношение равно единице. Это объясняется преимуществами импульсной системы наддува перед системой постоянного давления при малых давлениях наддува.





## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЕЙ



### § 40. Методы экспериментальных исследований

В практике создания и доводки двухтактных двигателей широко используются экспериментальные исследования. Эти исследования имеют самые различные задачи, связанные с доводкой опытного образца, с исследованием рабочего цикла и отдельных его процессов, с изучением влияния отдельных параметров и конструкций отдельных узлов и двигателя в целом на рабочий процесс и т. п.

Известно, что в двухтактных двигателях одними из основных являются процессы газообмена. Показатели работы двухтактного двигателя в большой мере зависят от эффективности очистки и наполнения цилиндра. Поэтому среди исследований двухтактных двигателей значительное место занимают исследования газообмена и связанного с ним наддува.

Наиболее достоверные результаты получаются при исследовании газообмена на двигателях. Для оценки количественных показателей газообмена используют различные методы, позволяющие определить количество свежего воздуха и остаточных газов в цилиндре, а также позволяющие проследить изменение давления в характерных сечениях газозаборного тракта двигателя по времени. Основным достоинством исследований на двигателях является возможность непосредственной оценки влияния параметров газообмена на показатели работы двигателя.

Опытное исследование процессов газообмена двигателя проще и удобнее производить на одноцилиндровой установке. Однако подобное исследование наряду с известными преимуществами имеет и много недостатков, которые заставляют отдавать предпочтение исследованиям на двигателе. К таким недостаткам относится то, что не учитывается влияние работы смежных цилиндров, а также впускной и выпускной систем. Указанное обстоятельство имеет особо важное значение при исследовании

процессов смены рабочего тела в цилиндрах двухтактного дизеля с использованием энергии выпускных газов в импульсной турбине.

Эмпирические формулы должны основываться на опытах с многоцилиндровым двигателем, так как в этом случае их можно применять для расчета двигателей. Кроме того, по результатам таких опытов можно судить об эффективной работе двигателя в целом, что является наиболее важным, так как все исследования должны быть направлены на увеличение мощности двигателя и улучшение его экономичности.

Проведение опытов на многоцилиндровом двигателе требует тщательной разработки методики, подбора измерительной аппаратуры и большой внимательности в проведении исследования.

Экспериментальные исследования на моделях при условии соблюдения основных положений теории подобия и моделирования также дают возможность изучить показатели качества газообмена двигателя. Однако это возможно лишь в случае применения объемных динамических моделей. Опыты на статических моделях позволяют дать лишь относительную оценку протекания газообмена в зависимости от изменения параметров работы двигателя. Это же можно сказать и об опытах на плоских моделях. Следует отметить, что в случае плоских моделей имеется возможность визуального наблюдения и применения скоростной съемки развития потока в цилиндре и в смежных с ним системах. Опыты на плоских, а также на статических объемных моделях дают возможность с известной степенью приближения выбрать конструкцию газозаборного тракта и параметры газа в нем с целью дальнейшего уточнения их при исследованиях на объемных динамических моделях и на двигателях.

При экспериментальных исследованиях двухтактных двигателей в МВТУ им. Баумана широко используются как двигатели, так и модели.

#### **§ 41. Экспериментальное определение показателей качества газообмена**

Протекание газообмена определяет величину и качество рабочего заряда, а также оказывает большое влияние на смесеобразование, выбор и эффективность системы наддува и тепловую напряженность двигателя. Протекание газообмена определяется не только показателями, которыми характеризуются качество и количество заряда, но также и затратами мощности на осуществление газообмена. Поскольку от газообмена в значительной мере зависят смесеобразование, тепловая напряженность и параметры системы наддува, то выбор параметров газообмена в конечном итоге определяется необходимыми показателями работы

300

двигателя в целом. Поэтому в современном комбинированном двухтактном двигателе газообмен нельзя рассматривать изолированно. Правильная оценка той или иной системы газообмена может быть сделана лишь по совокупности показателей качества газообмена и эффективных показателей двигателя. Однако совершенно ясно, что хорошее качество газообмена является необходимым условием получения высокой мощности и экономичности двигателя.

В настоящее время возможны три способа экспериментального определения показателей газообмена:

1) по результатам анализа газовых проб, взятых из цилиндра в конце расширения и во время сжатия, а в двигателях с внешним смесеобразованием также и из выпускного трубопровода;

2) с помощью «трассирующей» присадки;

3) с помощью радиоактивных изотопов.

Для экспериментального определения качества газообмена наиболее широко используется анализ газовых проб. Исходные теоретические предпосылки для использования этого метода разработаны Е. К. Мазингом. В дальнейшем они были уточнены в работах С. Е. Лебедева, С. Г. Роганова и др.

При определении коэффициентов наполнения, продувки и использования продувочного воздуха методом газового анализа необходимо знание коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  в цилиндре в конце расширения перед поступлением в него продувочного воздуха. Коэффициент  $\alpha$  одновременно является и средним, в достаточной степени условным коэффициентом избытка воздуха при сгорании — одной из основных характеристик рабочего процесса двигателя. Он определяется по результатам анализа состава пробы газа, взятой из цилиндра в конце процесса расширения, по уравнению

$$\alpha = \frac{0,208\beta N_2}{(0,792 + \beta)(N_2 - 79,2 + 0,396CO)}, \quad (224)$$

где 0,208; 0,792 и 0,396 — числовые коэффициенты, соответствующие объемному составу воздуха;

$\beta$  — характеристика топлива при сжигании его в воздухе, зависящая от элементарного состава топлива ( $C^m$ ,  $H^m$ ,  $O^m$ ) и состава воздуха;

$$\beta = \frac{3N_2^0}{C^m} \left( H^m - \frac{O^m}{8} \right);$$

$N_2$  и  $CO$  — объемное содержание соответственно азота и окиси углерода.

При принятом содержании азота в воздухе  $N_2^e = 0,792$  получаем

$$\beta = \frac{2,376}{C^m} \left( H^m - \frac{O^m}{8} \right).$$

Выражение (224) учитывает неполноту сгорания топлива как в виде сажи, так и окиси углерода и справедливо для всех значений  $\alpha$ .

После определения коэффициента  $\alpha$  коэффициент наполнения может быть подсчитан по формуле

$$\eta_V = \frac{\alpha l_0 G_T}{0,06 \rho_K V_h n},$$

где  $l_0$  — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива в кг;

$G_T$  — расход топлива в кг/ч;

$V_h$  — рабочий объем, или литраж двигателя, в л;

$n$  — число оборотов двигателя в минуту.

Зная коэффициент  $\alpha$ , можно определить коэффициенты  $\varphi$  и  $\eta_u$ :

$$\varphi = \frac{G_s}{\alpha l_0 G_T},$$

где  $G_s$  — действительный расход воздуха через двигатель в кг/ч.

Сопоставляя выражения для определения коэффициентов  $\eta_V$ ,  $\varphi$  и  $\eta_u$ , можно установить:

$$\eta_V \varphi = \varphi_K \quad \text{и} \quad \frac{\eta_V}{\eta_u} = \varphi_K.$$

Для определения коэффициента остаточных газов  $\gamma$ , кроме коэффициента  $\alpha$ , необходимо знать коэффициент  $\alpha_c$ , представляющий собой коэффициент избытка воздуха в цилиндре двигателя при процессе сжатия и определяемый по формуле (224) на основании анализа проб газа, взятых из цилиндра во время сжатия. После этого коэффициент остаточных газов подсчитывают по формуле Е. К. Мазинга:

$$\gamma = \frac{\mu_0 \alpha}{\alpha_c - \alpha}, \quad (225)$$

где  $\mu_0$  — химический коэффициент молекулярного изменения.

Коэффициент остаточных газов можно определить и по более простой формуле:

$$\gamma = \frac{CO_2^e}{CO_2^e - CO_2^c}, \quad (226)$$

где  $CO_2^e$  и  $CO_2^c$  — содержание углекислого газа во влажном газе в пробе, взятой из цилиндра при процессах расширения и сжатия.

С. Г. Роганов показал, что выражение (225) справедливо для любого случая сгорания.

Если состав пробы дан в долях сухих газов, то коэффициент остаточных газов может быть определен по формуле

$$\gamma = \frac{\text{CO}_2^{c_1}}{\text{CO}_2^{p_1} - \text{CO}_2^{c_1}} \cdot \frac{1}{1 - \frac{0,5H}{\mu_0 M_1}}, \quad (227)$$

где  $\text{CO}_2^{p_1}$  и  $\text{CO}_2^{c_1}$  — объемное содержание углекислого газа в сухих продуктах сгорания в цилиндре соответственно при процессах расширения и сжатия;

$H$  — массовое содержание водорода в топливе;

$M_1$  — число молей свежего заряда, приходящихся на 1 кг топлива.

Формула (227) применима лишь при полном сгорании водорода. Это объясняется тем, что при разной полноте сгорания водорода (при одном и том же содержании его в топливе) в газоанализаторе конденсируются разные количества паров воды и изменяются объемные содержания сухих газов. Последнее обуславливает разную величину коэффициента остаточных газов при определении его по формуле (227) при одном и том же содержании водорода в топливе.

Коэффициент продувки может быть определен также по формуле [5]

$$\varphi = 1 + \mu_0 \left( \frac{\text{CO}_2^{p_1}}{\text{CO}_2^{c_1}} - 1 \right) \left( 1 - \frac{0,5H}{\mu_0 M_1} \right), \quad (228)$$

где  $\text{CO}_2^{c_1}$  — объемное содержание углекислого газа в сухих выпускных газах.

Выражение (228) справедливо во всех случаях, если не учитывается неполнота сгорания водорода. Это объясняется причинами, указанными выше при рассмотрении определения коэффициента  $\gamma$  по формуле (227).

Трудность отбора из цилиндра двухтактного двигателя газовой пробы, соответствующей среднему составу, недостаточная точность химического анализа, сложность аппаратуры для отбора проб газов и трудность размещения ее при испытании двигателей (особенно быстроходных) заставляют искать новые методы для определения показателей качества газообмена в двухтактных двигателях.

Одним из таких методов, получающих все более широкое распространение, является метод присадки к продувочному воздуху определенного агента (условно называемого трассирующим). Основное требование, предъявляемое к этому агенту,

состоит в том, чтобы он хорошо и равномерно перемешивался с продувочным воздухом, не изменял своей химической природы во время газообмена и полностью распадался в цилиндре в период после закрытия органов газораспределения до начала выпуска. Кроме того, определение концентрации присадки должно быть достаточно простым. Тогда, определяя концентрацию присадки в продувочном воздухе и в выпускных газах, можно определить коэффициент продувки  $\varphi$ , а следовательно, и коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ , наполнения  $\eta_V$  и использования продувочного воздуха  $\eta_u$ .

Идея этого метода была впервые предложена и осуществлена С. Е. Лебедевым при определении коэффициента  $\eta_u$  двухтактного стационарного двигателя с кривошипно-камерной продувкой. Суть метода состояла в следующем. Для определения коэффициента  $\eta_u$  двигатель продувался не воздухом, а смесью воздуха с горючим газом. Во время испытаний двигатель может работать как на чистом газе с электрическим зажиганием, так и на газе с зажиганием от присадки жидкого топлива. Для определения величины  $\eta_u$  необходимо определить состав горючего газа, состав смеси, которой продувается двигатель, и состав выпускных газов; смесь для анализа отбирают из ресивера у впускных окон, а выпускные газы — из выпускного патрубка двигателя через обычные краники. Таким образом, преимущество этого способа определения коэффициента  $\eta_u$  состоит в том, что для отбора проб газа не требуются специальные газоотборники. Анализ газов производился обычным способом, что является недостатком метода.

К недостаткам метода следует отнести также неизбежное изменение протекания рабочего процесса при переводе двигателя на газ [49].

Принципиально такой же метод для определения коэффициента  $\eta_u$  был использован Швейтцером и де-Люка [112]. В качестве трассирующих присадок были испытаны аммиак, диметиламин, окись углерода, метан и монометиламин. Газом, который наиболее полно удовлетворяет предъявляемым требованиям, оказался монометиламин  $\text{CH}_3\text{NH}_2$ , так как он безопасен при использовании. Количественное содержание его определяется быстро и удобно; кроме того, он почти полностью сгорает в цилиндре во время процесса сгорания (примерно 97%) и не разлагается в выпускном трубопроводе.

Коэффициент использования продувочного воздуха определяют по формуле

$$\eta_u = \frac{1 - v_g}{\eta_p}, \quad (229)$$

где  $\eta_p$  — коэффициент полноты распада монометиламина;  
 $\eta_p \approx 0,962$ ;

$v_e$  — относительное количество воздуха, потерянное при продувке в выпускную трубу;  $v_e = \frac{V_k}{V_p}$ ;

$V_k$  — объем продувочного воздуха (в смеси с монометиламином), который необходим для нейтрализации заданного раствора серной кислоты (с добавлением индикатора) определенной концентрации;

$V_p$  — объем выпускных газов, который необходим для нейтрализации раствора серной кислоты той же концентрации и того же объема.

В формуле (229) не учтены утечки на впуске, в цилиндре и на выпуске, масса топлива и присадки, а также изменение объемов.

Монометиламин в качестве трассирующей присадки использовался и при других исследованиях, причем был сделан вывод о недоработанности метода.

К недостаткам монометилamina, применяемого в качестве трассирующей присадки, следует отнести сравнительно низкую температурную стойкость его (при температуре выше 430° С монометиламин разлагается) и неполноту сгорания, которая изменяется в зависимости от параметров работы двигателя.

Отмеченные недостатки монометилamina привели к необходимости отыскания других веществ, которые могли бы быть использованы в качестве трассирующей присадки. Таким веществом оказался ацетон  $\text{CH}_3\text{COCH}_3$ , который обладает высокой температурной стойкостью (до 800° С).

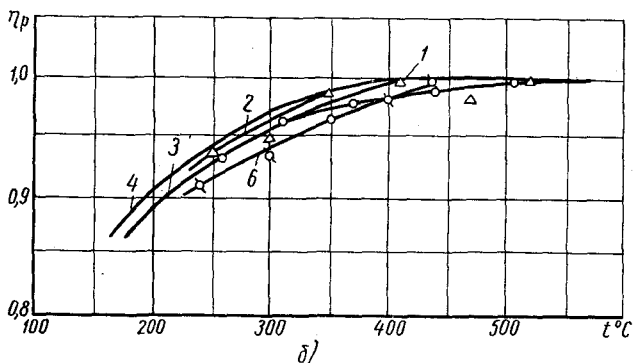
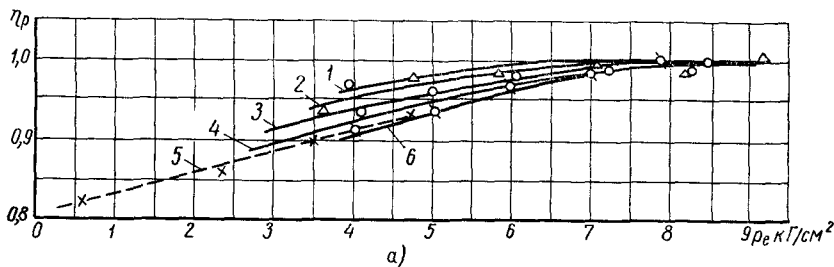
Ацетон в качестве трассирующего вещества впервые был применен А. И. Филимоновым и В. И. Сороко-Новицким при исследовании газообмена быстроходного двухтактного двигателя с клапанно-щелевой схемой газообмена [73]. В дальнейшем ацетон использовался в опытах, проведенных в МВТУ им. Баумана [49, 76], ЦНИДИ [27] и НАМИ [25]. В ходе этих исследований были выявлены серьезные отрицательные качества ацетона, как трассирующей присадки.

В первых исследованиях газообмена с помощью присадки ацетона [73] было установлено, что он полностью сгорает в цилиндре двигателя ЯАЗ-204. Однако дальнейшие исследования полноты сгорания ацетона [27] показали, что, как правило, ацетон распадается неполностью, и чем ниже нагрузка и температура выпускных газов, тем меньше полнота распада ацетона. Полнота распада присадки ацетона оценивается коэффициентом распада  $\eta_p$ , который представляет собой отношение количества присадки, распавшейся в цилиндре во время сжатия, сгорания и расширения, к количеству ее, находящемуся в цилиндре в момент закрытия органов газораспределения.

На рис. 150, а и б приведено изменение коэффициента распада ацетона  $\eta_p$  в зависимости от нагрузки и температуры

выпускных газов при различных числах оборотов быстроходного двигателя и двигателях 1Ч  $\frac{13}{16}$  и 1Ч  $\frac{23}{30}$ .

Из рассмотрения этих кривых следует, что при температуре выпускных газов более 400°С и при работе на полной нагрузке с давлением  $p_e \geq 7$  кг/см<sup>2</sup> коэффициент распада ацетона можно считать равным единице. Однако полученный вывод нуждается в более широкой проверке для двигателей с различными способами смесеобразования и для двухтактных двигателей. Только после этого могут быть сделаны обобщающие выводы. Тем не менее располагаемый материал позволяет сделать выводы, что при исследовании газообмена на неполных нагрузках необходи-



Наименование	№ кривой					
	1	2	3	4	5	6
Испытываемый двигатель . . .	Быстроходный двигатель				1 Ч $\frac{13}{16}$	1 Ч $\frac{23}{30}$
$n$ в об/мин . . .	2600	2300	2100	1800	1200	1600
$p_k$ в кг/см <sup>2</sup> . . .	1,37	1,38	1,21	1,23	—	1,21

Рис. 150. Зависимость коэффициента  $\eta_p$  распада ацетона:

$a$  — от нагрузки;  $b$  — от температуры выпускных газов (по данным ЦНИДИ и НАМИ)



мо учитывать полноту распада ацетона. Если этого не делать, то ошибка в оценке коэффициента использования продувочного воздуха может достигать 10—12% и более.

Таким образом, при исследовании газообмена методом присадки ацетона к воздуху необходимо учитывать полноту распада его и применять специфичные только для ацетона методы определения концентрации.

При исследовании газообмена двухтактного двигателя с петлевой схемой в Пражском НИДИ в качестве трассирующей присадки использовалась окись углерода [100]. Достаточно высокая тепловая стойкость окиси углерода (около 608° С), полный распад ее при сгорании, возможность сравнительно быстрого и точного определения ее содержания в пробе с помощью инфракрасного анализатора делают целесообразным использование СО в качестве трассирующей присадки. Вместе с тем использование СО для определения показателей качества газообмена представляет и ряд неудобств: большая ядовитость СО и необходимость каждый раз определять содержание ее в выпускных газах при работе двигателя на идентичном режиме без присадки СО.

Наиболее общей формулой для определения коэффициента использования продувочного воздуха  $\eta_u$  по методу трассирующей присадки является формула, предложенная А. А. Коробцовым [27, 49].

Общий недостаток применения трассирующей присадки при исследовании качества газообмена в двухтактном двигателе состоит в том, что для определения коэффициента остаточных газов нужно дополнительно отбирать пробу во время сжатия. При этом возможны два пути определения коэффициента остаточных газов.

В первом случае пробу, взятую из цилиндра во время сжатия, анализируют обычным путем в газоанализаторах. По результатам этого анализа находят коэффициент избытка воздуха  $\alpha_c$  при сжатии. Коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  при сгорании определяют на основании уже известного коэффициента  $\eta_u$  расхода топлива  $G_T$  и воздуха  $G_a$ . После этого по формуле (225) определяют коэффициент  $\gamma$ . Таким образом, этому способу присущи все недостатки, связанные с газовым анализом продуктов с небольшим содержанием СО и других компонентов в пробе, взятой из цилиндра во время сжатия. Поэтому коэффициент  $\gamma$  лучше определять следующим образом. В пробе, отобранной из цилиндра во время сжатия, находят концентрацию присадки  $K_u$ , пользуясь одним из специфичных для нее методов, а затем подсчитывают коэффициент остаточных газов по формуле [49]:

$$\gamma = \frac{K_k}{K_u} - 1. \quad (230)$$

При определении  $\gamma$  с помощью трассирующей присадки следует иметь в виду, что отбор пробы газа из цилиндра во время сжатия должен быть закончен до того, как начнется распад присадки; для окиси углерода, например, это ограничивается температурой не более  $608^{\circ}\text{C}$ , а для ацетона — не более  $800^{\circ}\text{C}$ . Для повышения точности результата за цикл следует отбирать пробу большого объема, чтобы ее состав был ближе к среднему составу газов в цилиндре. Точность определения коэффициента  $\gamma$  с помощью присадки выше, так как ее концентрация в пробе, взятой из цилиндра во время сжатия, может быть определена более точно, чем коэффициент избытка воздуха во время процесса сжатия методом газового анализа.

Недостатки химического анализа газовых проб, взятых в двухтактном двигателе, и методики определения качества газообмена двухтактных двигателей с помощью химического анализа продуктов сгорания, а также с помощью присадки трассирующих веществ заставили обратиться к использованию радиоактивных изотопов. Универсальность, точность и высокая производительность при проведении исследования привлекают внимание экспериментаторов к этому методу. По своей идее метод радиоактивных изотопов аналогичен методу трассирующего вещества.

Первое и, судя по литературным данным, пока единственное применение радиоактивных изотопов для исследования процессов наполнения и продувки цилиндра четырехтактного дизеля относится к 1956 г. [52]. В этих исследованиях, проведенных А. И. Толстовым и И. М. Ротарем, в качестве радиоактивного изотопа применялся порошок серы  $\text{S}^{35}$ , из которого при сжигании получается активный газ  $\text{S}^{35}\text{O}_2$ . Способ определения показателей газообмена с помощью радиоактивных изотопов требует еще дальнейшей доработки для применения его на двухтактных двигателях как в отношении методики определения показателей качества газообмена, так и в отношении выбора радиоактивных изотопов. Методика исследования и измерений в значительной степени определяется свойствами выбранного радиоактивного изотопа.

При использовании радиоактивных нейтральных газов определение концентрации изотопа возможно в газовой фазе. В этих условиях значительно упрощается методика определения и повышается точность.

Применительно к исследованию газообмена в двухтактных двигателях наиболее простая методика определения и расчета, по-видимому, может быть получена при использовании таких нейтральных радиоактивных газовых изотопов, которые теряли бы свою радиоактивность при высоких температурах сгорания. Тогда можно было бы применять такую же методику определения качества газообмена, как и при исследовании его методом присадки трассирующего газа.

## § 42. Приспособления для отбора газовых проб

Рассмотрение методики исследования газообмена показывает, что независимо от принятого метода исследования для всестороннего изучения очистки и наполнения цилиндра необходимо отбирать газовые пробы для определения состава газа в отдельных элементах газоздушного тракта двигателя. В общем случае пробы газов отбирают обычно из цилиндра в конце расширения до начала продувки — наполнения и во время сжатия, а в двухтактных двигателях с внешним смесеобразованием — также и из выпускного трубопровода двигателя.

Основное требование к газовой пробе, отбираемой для анализа, состоит в том, чтобы ее состав строго соответствовал среднему составу газа в том пространстве, из которого берется газовая проба. Кроме того, проба по своим размерам должна быть достаточной для проведения газового анализа и отобрана в строго определенную фазу цикла.

Наиболее просто отбор пробы газов осуществляется из выпускного трубопровода. В этом случае не нужно устанавливать специального газоотборника; достаточно установить простейший краник и следить за тем, чтобы трубка для забора газа была выведена из пограничного слоя.

Отбор пробы из цилиндра осуществить значительно труднее, так как в этом случае двигатель должен быть оборудован специальным газоотборным устройством, которое должно удовлетворять следующим основным требованиям:

- 1) обеспечивать соответствие отбираемой пробы газов среднему составу газов в пространстве, из которого отбирается проба;
- 2) отбирать пробу, по объему достаточную для проведения анализа;
- 3) обеспечивать регулирование и контроль продолжительности и фаз отбора проб газа на работающем двигателе;
- 4) обладать полной герметичностью для предотвращения проникновения газов и воздуха из атмосферы;
- 5) быть достаточно простым для изготовления и обслуживания при условии надежной работы в течение большого срока службы.

Необходимое количество газа при отборе газовых проб может быть получено за много циклов и за один цикл работы двигателя.

В первом случае с помощью приспособления стробоскопического типа за каждый цикл отбирают небольшое количество газа. Поэтому пробу берут из пространства, расположенного вблизи клапана. В результате этого анализ пробы газов дает только «местный» состав, который не соответствует среднему составу газов, находящихся в исследуемом объеме. Для устранения

этого недостатка устанавливают несколько газоотборочных приспособлений для отбора проб из разных мест объема. Однако и в этом случае в связи с возможным отбором пробы из пограничного слоя средний состав газов, полученный на основании анализа нескольких проб, может не соответствовать среднему составу газов в исследуемом объеме. Хорошее соответствие состава отбираемой пробы среднему составу газа в цилиндре в конце расширения можно получить, если отбирать пробу во время предварения выпуска у выпускных органов. Однако в этом случае приходится принимать специальные меры против попадания воздуха и выпускных газов из трубопровода в газоотборочное устройство, что обычно связано с преодолением определенных трудностей.

Кроме того, для отбора газовой пробы из цилиндра во время сжатия двигатель должен быть оборудован дополнительным устройством.

Во втором случае с помощью приспособления одноразового отбора берут пробу большого объема. При этом из цилиндра отбирают значительную часть газов, и состав пробы наиболее полно соответствует среднему составу газов. Это повышает точность газового анализа.

В практике проведения исследований нашли применение как стробоскопический, так и одноразовый методы отбора проб газов.

При исследовании показателей качества газообмена до недавнего времени наиболее широко использовался стробоскопический метод отбора проб газов. В лаборатории двигателей внутреннего сгорания МВТУ им. Баумана этот метод использовался при исследовании газообмена различных двигателей. Для этого была разработана конструкция газоотборника с механическим приводом; в дальнейшем механический привод был заменен более простым и гибким в работе гидравлическим приводом. Устройство и работа газоотборника уже подробно рассмотрены в литературе [49].

Возможны и другие конструкции газоотборников с гидравлическим приводом.

Впервые идея отбора из цилиндра пробы большого объема за один цикл осуществлена Г. Листом на опытном двигателе с цилиндром диаметром  $D = 120$  мм и с ходом поршня  $S = 180$  мм при  $n = 500$  об/мин. На двигателе был применен поршень, состоящий из двух не связанных друг с другом частей. Верхняя часть поршня с кольцами — вытеснитель — свободно сидела на нижней части, связанной через палец с шатуном.

Для определения количества и состава заряда на работающем двигателе газоотборочный клапан, расположенный в крышке цилиндра, открывался и заряд во время сжатия перепускался в мерный объем. Клапан оставался открытым до остановки дви-

гателя, а верхняя часть поршня удерживалась в в. м. т. вследствие трения колец о стенки цилиндра. При такой методике проведения опыта не весь заряд вытеснялся из цилиндра; часть заряда оставалась в камере сгорания. Количество этого заряда определялось посредством измерения температуры заряда или вытеснением в мерный сосуд. Для определения состава продуктов сгорания в конце расширения в крышке цилиндра был установлен второй клапан.

Первое приспособление одноразового действия для отбора проб большого объема было применено при исследовании процесса газообмена двигателя ЯАЗ-204 в МВТУ им. Баумана в 1950—1952 гг. [49, 53].

Отсутствие контроля за действительными фазами отбора газа является недостатком этого приспособления. Не исключено также, что в отдельных случаях возможно подсакивание клапана, вследствие чего искажается состав пробы газов. Кроме того, недостатками рассмотренного приспособления являются также регулирование клапана для отбора пробы только в конце расширения или во время сжатия и невозможность изменения момента и продолжительности отбора газа во время работы двигателя. Для изменения фазы отбора проб газов нужно остановить двигатель, вынуть разборный распределительный вал и переставить кулачок привода. Приспособление применялось для отбора проб газов только во время сжатия. Для отбора пробы в конце процесса расширения применялся газоотборочный клапан стробоскопического типа, описанный выше. Наличие механической системы привода клапана делает применение его ограниченным, а в отдельных случаях даже невозможным. Лучшие результаты обеспечиваются при применении гидравлического привода газоотборников одноразового действия, которые были использованы при исследовании двухтактных двигателей в ЦНИДИ [49] и в НАМИ [25].

Недостатком приспособлений для одноразового отбора проб газов с механическим и гидравлическим приводами является отделение механизма привода от механизма отбора проб газов и наличие между ними специального связующего звена. В случае газоотборников с механическим приводом таким звеном является система рычагов или тяг, а в случае газоотборников с гидравлическим или смешанным приводом — система трубопроводов высокого давления. Вследствие этого механизм привода клапана получается громоздким, сложным и дорогим. Необходимость связи механизма привода клапана тем или иным способом с коленчатым валом исследуемого двигателя нередко является препятствием для установки клапана, особенно при исследовании серийных двигателей даже небольших размеров. Это послужило причиной разработки конструкции клапана, в которой механизм отбора газов и механизм привода были объединены.

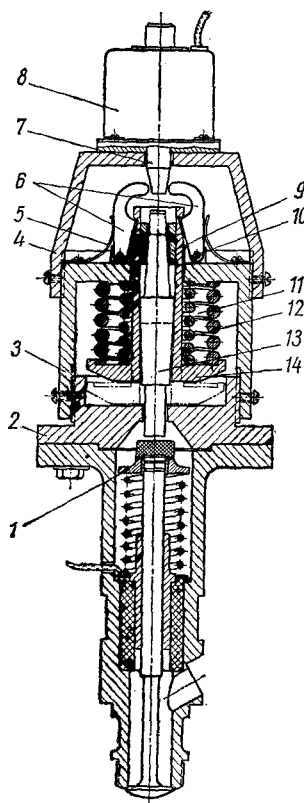


Рис. 151. Газоотборочный клапан с электромеханическим приводом для отбора газовых проб большого объема

В практике исследований двухтактных двигателей известны случаи применения для отбора проб газов электромагнитных клапанов стробоскопического типа, но для одноразового отбора газовых проб большого объема клапаны этого типа не использовались. Электромагнитные клапаны стробоскопического типа применялись при исследовании лишь сравнительно тихоходных двигателей.

При исследовании процессов газообмена быстроходного двухтактного дизеля с петлевой схемой газообмена были разработаны конструкции клапанов для одноразового отбора проб газов большого объема с электромагнитным и с электромеханическим приводами [49].

Газоотборочный клапан с электромагнитным приводом четко работал до числа оборотов вала двигателя 1000—1100 в минуту.

Для отбора проб газов на двигателях, работающих с числом оборотов вала свыше 1100 в минуту, был создан клапан с электромеханическим приводом (рис. 151). В корпусе 3, навернутом на основание 2, помещен ударник 14, нагруженный двумя сильными пружинами (максимальная сила сжатия 86 кг). Внутри ударника вставлен боек 13, имеющий два конуса — большой и малый. В верхнюю часть ударника

запрессована втулка 9 с конической расточкой по малому конусу бойка. На корпусе установлены две защелки 6 с пружинами 5, имеющие ось вращения 10. На крышке 4 корпуса закреплен небольшой электромагнит 8 с якорем 7, ход которого равен 10 мм. Ударник, боек, защелки и якорь закалены.

Для приведения в действие электромеханического привода необходимо с помощью специального рычага через окно в крышке 4, сжимая пружины 11 и 12, поднять ударник вверх и закрепить (ударом сердечника магнита по бойку) большой конус бойка в ударнике. При этом защелки 6 удержат ударник во взведенном положении, при котором зазор между бойком и клапаном составляет 3 мм. При прохождении тока по обмотке электромагнита его якорь двигается и разводит защелки, освобож-

дая ударник. Последний, ударяя по клапану, открывает его. Далее боек ударяется о каленую поверхность основания 2, подскакивает вверх и заклинивается малым конусом во втулке 9, что устраняет дополнительные колебания бойка, вызывающие подсакивание клапана. Высота подъема клапана регулируется поворотом корпуса 3 на резьбе основания 2.

Газоотборочный клапан диаметром 20 мм с электромеханическим приводом обеспечивал отбор газовых проб за один цикл объемом 250—350 см<sup>3</sup> как во время сжатия, так и в конце расширения. Изменяя жесткость пружин 11, 12 и 1, можно регулировать предельное максимальное число оборотов вала двигателя, при котором клапан работает надежно.

Успех применения газоотборочного клапана с электромагнитным и электромеханическим приводом в большой мере зависит от конструкции механизма одноразового включения. Этот механизм должен обеспечивать:

- 1) возможность отбора проб газов из цилиндра без остановки двигателя как в процессе сжатия, так и в процессе расширения;

- 2) строгое соответствие момента открытия и закрытия клапана заданным условиям работы при различных числах оборотов вала двигателя;

- 3) надежную работу при проходе тока большой силы через контакты размыкателя;

- 4) простоту изготовления и безотказную работу.

Газоотборочные клапаны как с электромагнитным, так и с электромеханическим приводом имели механизмы одноразового включения одной и той же конструкции [49].

Первая конструкция механизма одноразового включения, как показали испытания быстроходных двигателей, работала надежно при сравнительно невысоких числах оборотов вала. При больших числах оборотов ( $n > 1600$  об/мин) молоточек, на котором укреплена контактная пластина, часто отламывался, и механизм выходил из строя. Кроме того, были выявлены серьезные недостатки электрической схемы с непосредственным включением обмотки электромагнита в цепь постоянного тока. Эти недостатки следующие:

- 1) с увеличением числа оборотов вала двигателя время, в течение которого обмотка электромагнита включена в цепь, уменьшается и при определенном числе оборотов вследствие влияния самоиндукции обмотки электромагнит не срабатывает и клапан не отбирает пробу;

- 2) с уменьшением числа оборотов вала двигателя время нахождения обмотки электромагнита под действием электрического тока увеличивается и при частых включениях электромагнита она перегревается;

3) если по каким-либо случайным причинам обмотка остается включенной в цепь длительное время, то она сгорает под действием тока большой силы, протекающего через нее;

4) несмотря на включение параллельно контактам конденсаторов, при размыкании они сильно искрят и между ними в отдельных случаях возникает электрическая дуга.

Новый механизм одноразового включения, который применялся при исследовании двухтактного двигателя  $4Д\frac{13}{14}$  с петлевой схемой газообмена, состоит из двух частей: механизма одноразового действия (рис. 152, а) и переключателя (рис. 152, б).

Легкий рычаг 2 (рис. 152, а) имеет две взаимно перпендикулярные оси вращения 8 и 9. На одном конце рычага укреплен

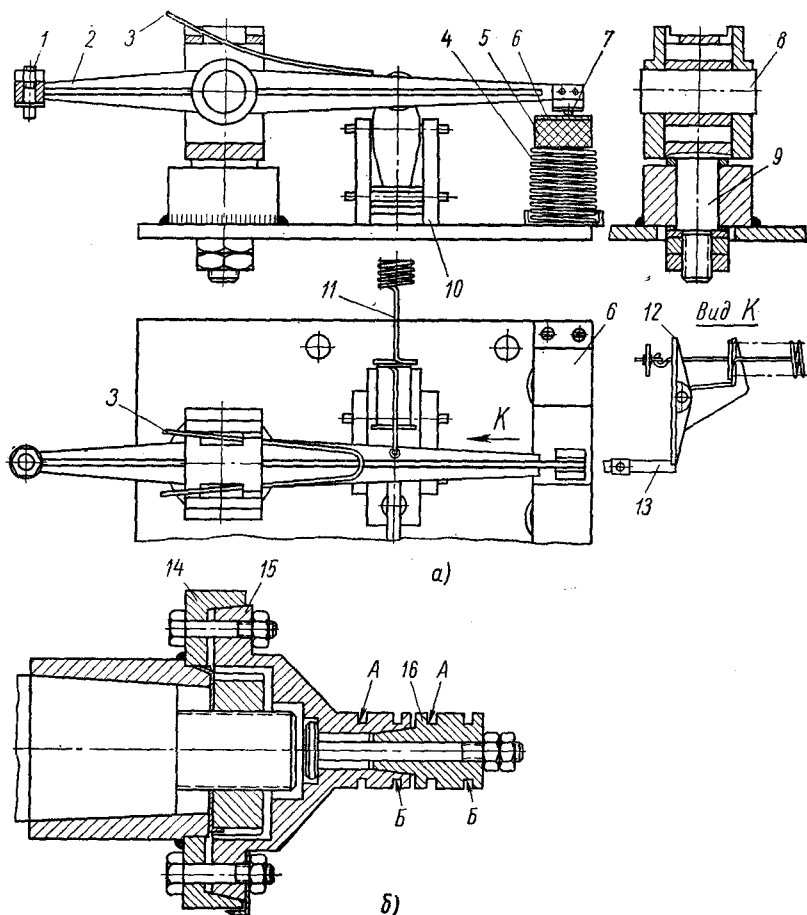


Рис. 152. Механизм одноразового действия и переключатель



изолированный серебряный контакт 7, а на другом — скользящий штифт 1. С помощью пружины 3 рычаг удерживается в таком положении, чтобы контакт 7 касался текстолитовой планки 5, на которой установлены две медные пластины 6, включенные в электрическую цепь электромагнита. Штифт 1 скользит в кольцевых канавках А и Б переключателя (рис. 152, б), который приводится во вращение от колеччатого вала двигателя. Канавки А и Б попарно соединены друг с другом пазами, которые расположены так, чтобы штифт 1 (рис. 152, а) мог перемещаться из одной канавки в другую. Одна пара канавок А и Б (рис. 152, б) предназначена для включения клапана для отбора пробы газа во время сжатия, другая — в конце расширения. Конические полумуфты 14 и 15, 15 и 16 позволяют независимо регулировать моменты включения газоотборочного клапана для отбора газовых проб во время сжатия и в конце расширения. Стопорный механизм, смонтированный в сварной коробке 10 (рис. 152, а), состоит из рычага 12, воспринимающего усилие пружины 11, и фиксирующего рычага 13. Для установки скользящего штифта 1 в различные канавки А (рис. 152, б) рычаг 12 (рис. 158, а) имеет две опорные поверхности.

Когда штифт 1 установлен в канавку А (рис. 152, б), контакт касается текстолитовой планки 5 (рис. 152, а), и электрическая цепь разомкнута. Усилие пружины 11 замыкается на рычаге 12 и на рычаг 2 не передается. Для включения механизма поворачивают рычаг 13; при этом рычаг 12 освобождается и пружина 11 стремится повернуть рычаг 2 вокруг оси 9. Но поворот рычага 2 и, следовательно, замыкание контакта 7 на медную пластину произойдет лишь тогда, когда при вращении переключателя паз между канавками А и Б (рис. 152, б) совместится со штифтом 1 (рис. 152 а). В этом положении электрическая цепь электромагнита включения клапана замкнется и клапан отберет пробу. При повороте рычага 13 одновременно замыкаются контакты, включающие осциллограф для регистрации фаз отбора проб.

Для отбора новой пробы нужно опустить планку 5, установленную на пружинах 4, и перевести штифт из канавки Б (рис. 152, б) в канавку А.

Для устранения отмеченных выше недостатков включения обмотки электромагнита в сеть постоянного тока она была переведена на питание током от предварительно заряженных конденсаторов. Блок конденсаторов общей емкостью 800 мкф перед включением клапана заряжается в течение 8—10 сек. При включении механизма одноразового действия конденсаторы включаются в цепь обмотки электромагнита, происходит их разрядка и по обмотке в течение очень малого промежутка времени проходит ток большой силы. Вследствие этого задержка срабатывания магнита уменьшается до 0,003—0,005 сек. В цепь включены два

сопротивления: одно, равное 100 ом, служит для ограничения максимальной силы тока при зарядке конденсаторов, другое подбирают в зависимости от характеристики кенотрона. Кенотрон включен в схему в связи с тем, что электролитические конденсаторы не допускают изменения знака потенциала.

Момент включения электромагнита во время работы двигателя можно регулировать, изменяя напряжение при зарядке конденсаторов и силу натяжения пружины 11 (рис. 152, а). Подбирая соответствующим образом емкость конденсаторов и жесткость пружины 11, можно добиться надежной работы механизма при необходимом числе оборотов двигателя. Для уменьшения времени и повышения надежности включения клапана при отборе газовых проб на двигателях с очень высокими числами оборотов вместо электромагнитного включения для пуска можно применять пиротехнический патрон.

Газоотборочный клапан с электромеханическим приводом был применен при исследовании газообмена на двигателе типа 10ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (10Д100). Трудность размещения клапана обычной конструкции и высокая теплонапряженность двигателя обусловили внесение в конструкцию клапана ряда изменений. Корпус 1 (рис. 153) крепится к корпусу 5 клапана четырьмя болтами. Внутри корпуса 1 находится нажимной стакан 2, нагруженный силой упругости рабочих пружин 10. Усилие от этих пружин через четыре сухарика 12 передается на хвостовик 11 клапана 3. Когда клапан закрыт, зазор между сухариками 12 и торцом хвостовика 11 составляет 0,8—1,2 мм.

Для ограничения рабочего хода клапана 3 служит втулка 13, под фланцем которой располагаются прокладки 15 для регулировки рабочего хода клапана. При первоначальной регулировке, подбирая высоту опорной проставки 4, устанавливают ход нажимного стакана, равный 12—13 мм; при этом максимальное перемещение клапана составляет 7—8 мм. На крышке 14, прикрученной к корпусу 1 двумя винтами, укреплены спусковой механизм и электромагнит 19 с якорем 17, ход которого равен 5—6 мм. Нажимной стакан 2 во взведенном положении удерживается двумя защелками 16, прижимаемыми к головке стакана с помощью пластинчатых пружин 18.

Чтобы подготовить клапан к работе, необходимо с помощью специального рычага через окна в корпусе 1 поднять нажимной стакан 2 вверх, пока защелки не зайдут в выточку на его головке и не зафиксируют его во взведенном положении. При отборе пробы с помощью механизма одноразового включения ток подводится к обмотке электромагнита 19, его якорь разводит защелки и освобождает нажимной стакан. Под действием силы упругости рабочих пружин 10 стакан 2 движется вниз и с помощью сухариков 12 и хвостовика 11 открывает клапан.

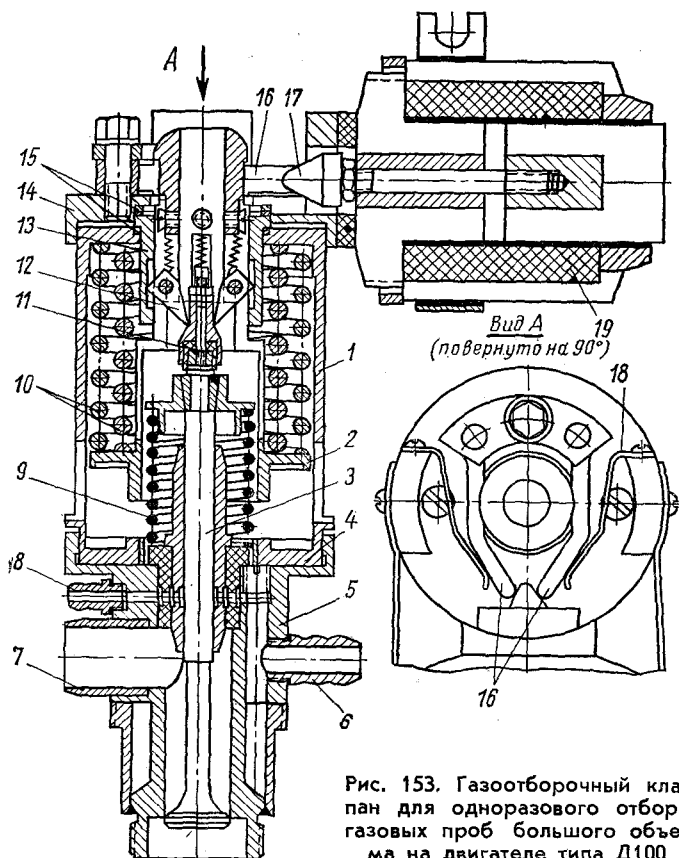


Рис. 153. Газоотборочный клапан для одноразового отбора газовых проб большого объема на двигателе типа Д100

Когда сухарики 12 коснутся нижнего бурта втулки 13, они повернутся вокруг своих осей и освободят хвостовик 11 клапана 3. Последний под действием возвратной пружины 9 закроется. Отбор пробы производится в резиновый баллон через штуцер 7. Штуцер 8 подключается к вакуум-насосу. Создание вакуума в зазоре между втулкой и клапаном гарантирует отсутствие подсоса воздуха при заборе пробы в аспиратор.

Корпус 5 клапана имеет водяное охлаждение. Вода подводится и отводится по штуцерам 6. Без охлаждения корпуса вследствие его тепловой деформации нарушается плотность посадки клапана, которая необходима из-за наличия высоких давлений в цилиндре двигателя.

Клапан считается годным к установке на двигатель, если в бензине, залитом в надклапанное пространство, не появилось ни одного пузырька газа при абсолютном давлении под клапаном

120 кг/см<sup>2</sup>. Периодический контроль плотности прилегания клапана на работающем двигателе осуществляется следующим образом: в надклапанном пространстве создается вакуум, затем вакуум-насос отключается. Если вакуум сохраняется в течение 3 мин (не менее), то клапан считается пригодным для дальнейшей работы на двигателе.

Для отбора газовых проб в конце процесса расширения применяются также автоматические клапаны, открывающиеся под действием скоростного напора струи газа, вытекающего из цилиндра в период свободного выпуска. Клапан конструируется так, что отбор газовой пробы заканчивается до того, как свежий воздух достигнет выпускных органов и начнет вытекать вместе с ним в выпускной патрубок. Автоматические газоотборочные клапаны применялись при определении качества газообмена в ЦНИДИ [14], на Брянском машиностроительном заводе, в Чехословацком НИДИ.

#### **§ 43. Индицирование давлений в газоздушном тракте двигателя во время газообмена**

С помощью индикаторных диаграмм изменения низких давлений в газоздушном тракте двигателя определяют давление в характерные моменты протекания газообмена, что позволяет более обоснованно делать выводы о качестве протекания этого процесса. Кроме того, индикаторная диаграмма изменения давления в выпускном трубопроводе и перед турбиной необходима для оценки энергии выпускных газов. Диаграммы изменения полного и статического давления, снятые одновременно в одном и том же сечении газоздушного тракта, дают возможность оценить изменение истинной скорости потока. Если иметь такие диаграммы, например, для двух сечений трубопровода, расположенных на определенном расстоянии друг от друга, то можно определить изменение мгновенной температуры, плотности и расхода газа. Поэтому при проведении экспериментальных исследований двухтактных двигателей важное место занимает индицирование газоздушного тракта.

Для индицирования давления в газоздушном тракте двигателя применяются электронные и электропневматические индикаторы. Преимущества и недостатки использования того или другого индикатора подробно рассмотрены в соответствующей литературе. Здесь отметим, что при применении осциллографов увеличиваются затраты времени на обработку результатов испытаний.

Из электропневматических индикаторов для записи изменения низких давлений в газоздушном тракте двигателя широко используется индикатор типа МАИ-2. Длительное использование

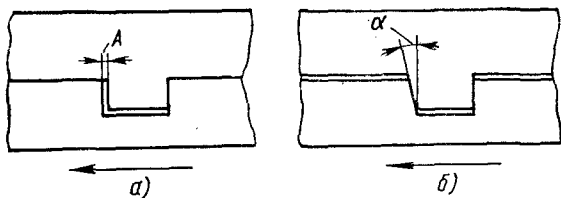


Рис. 154. Изменение конструкции зацепления в муфте привода индикатора МАИ-2:

*a* — старая конструкция; *б* — новая конструкция

этих индикаторов позволило выявить и некоторые недостатки их конструкции. Так, при индицировании на некоторых скоростных режимах индикатор записывает раздвоенные диаграммы изменения давления. Оказалось, что причиной этого является наличие зазора *A* (рис. 154, *a*), между зубом и пазом в муфте привода индикатора. По этой же причине происходит и размывание линии изменения давления на индикаторной диаграмме в пределах допустимого перемещения барабана, который по инструкции должен быть не более  $1,5^\circ$  угла его поворота.

Для устранения отмеченных недостатков была изменена конструкция зуба и паза муфты (рис. 154, *б*), которые были сделаны в виде односторонней трапеции. Зазор в старой конструкции был необходим для свободного зацепления зуба с пазом при вращении. В новой конструкции этот зазор отсутствует. Такое изменение конструкции зацепления обеспечило также и более быстрое включение индикатора.

Для получения более высокого качества индикаторных диаграмм, снятых с помощью слабой пружины, был усовершенствован мембранный датчик (рис. 155).

По инструкции датчик индикатора МАИ-2 с мембраной толщиной  $0,1$  мм должен иметь поправку не менее  $0,35-0,40$  кг/см<sup>2</sup>. Только при этом условии гарантируется длительная и безотказная его работа. Такая большая поправка получается потому, что конец штока центрального электрода *1* (рис. 155, *a*) устанавливается заподлицо с поверхностью сферической выемки верхнего суппорта. Для прижатия мембраны *3* к сферической поверхности выемки суппорта необходимо указанное

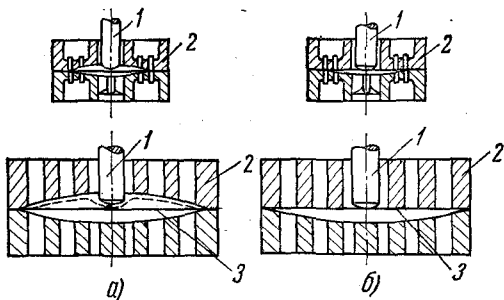


Рис. 155. Схема расположения мембраны и суппортов у датчиков старой и усовершенствованной конструкции

выше давление, которое и представляет собой поправку датчика. Однако большая поправка не обеспечивает необходимой точности записи индикаторных диаграмм изменения низкого давления.

Уменьшение поправки, а следовательно, повышение чувствительности датчика возможно при приближении штока центрального электрода к диафрагме. Но в этом случае при высоких давлениях под диафрагмой она, прижимаясь к верхнему суппорту, деформируется (рис. 155, а), в результате чего датчик быстро выходит из строя.

Отмеченные недостатки устраняются при использовании верхнего суппорта 2 (рис. 155, б) с плоской поверхностью, обращенной к мембране 3. В этом случае датчик настраивается на нормально замкнутое положение, и высокое давление под мембраной не деформирует ее. В то же время избыточное давление  $0,01—0,1 \text{ кг/см}^2$  достаточно для того, чтобы оторвать мембрану от штока центрального электрода. Введение этого усовершенствования повысило чувствительность датчика, удлинит срок его службы и улучшило качество диаграмм.

В последнее время для записи диаграмм изменения низкого давления все шире применяются тензометрические датчики. На рис. 156 показана одна из конструкций такого датчика, которая использовалась при исследовании газообмена на моделях. В отличие от датчиков, которые применяются при исследовании двигателей, этот датчик не имеет водяного охлаждения корпуса.

В качестве чувствительного элемента в датчике применена латунная гофрированная мембрана 3 толщиной  $0,2—0,3 \text{ мм}$ . Мембрана зажата между нижним 1 и верхним 2 суппортами. Под действием давления или разрежения мембрана прогибается. С помощью винта усилие от мембраны передается на кольцо 4, на котором наклеены два проволочных датчика 5: один с наружной стороны, другой — с внутренней. Проволочные датчики расположены в зоне максимальных напряжений в кольце. Один из датчиков подвергается растяжению, другой — сжатию. В связи с деформацией датчиков их сопротивление изменяется. Соединение датчиков выполнено по схеме моста. Пита-

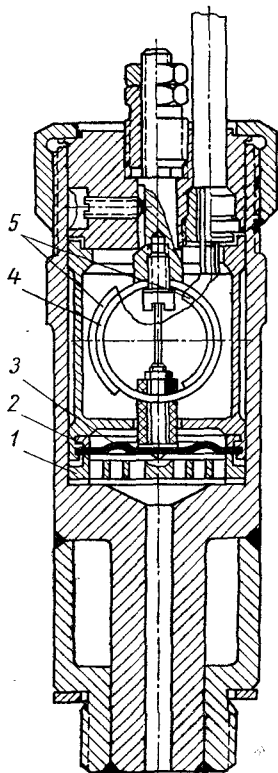


Рис. 156. Тензометрический датчик для записи изменения низкого давления

ние его осуществляется от высокочастотного генератора тензостанции УТС1-ВТ-12. При изменении сопротивлений проволочных датчиков нарушается баланс моста и на выходе усилителя появляется ток, пропорциональный давлению или разрежению.

Дисбаланс моста воспринимается тензостанцией, имеющей несущую частоту 35 кГц. Поэтому она усиливает без искажений сигналы с частотой до 7 кГц. Выходы тензостанции соединены с вибраторами шлейфного осциллографа Н-102. Принципиальная схема соединения аппаратуры для записи изменения давления показана на рис. 157.

Одним из существенных недостатков датчиков с мембраной в качестве воспринимающего элемента является нестабильность поправки на положение атмосферной линии на диаграмме. Этот недостаток устраняется при применении для записи диаграмм изменения низкого давления золотников и клапанов стробоскопического типа. Клапан стробоскопического типа применялся, например, для записи изменения давления при испытании быстрого двухтактного двигателя с петлевой схемой газообмена в НАМИ [25].

Одна из конструкций золотника стробоскопического типа, которая применялась при индицировании низких давлений в цилиндре и на выпуске двигателя ЯАЗ-204, показана на рис. 158. Золотник 2 приводится во вращение от балансирного вала двигателя с помощью специальной муфты 9. Бронзовый корпус 3 золотника, укрепленный в двух опорах 4 и 8, можно поворачивать за рукоятку 1 и фиксировать в нужном положении с помощью винта 7. При повороте корпуса изменяется момент измерения давления, который определяется по положению стрелки 5 относительно диска 6, привернутого винтами к неподвижной опоре 4. Правая полость (на рис. 158) использовалась для записи изменения давления на выпуске, левая — для записи давления в цилиндре после открытия впускных окон. С этой целью в стенке гильзы первого цилиндра несколько выше впускных окон было просверлено отверстие. Давление через это отверстие с помощью специального штуцера и резиновой трубки передавалось в левую полость золотника, а оттуда — к ртутному манометру.

Важным преимуществом записи изменения низкого давления с помощью стробоскопических золотников и клапанов по срав-

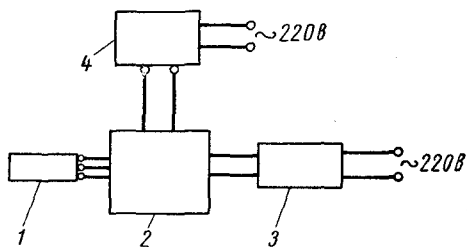


Рис. 157. Принципиальная схема соединения аппаратуры для записи изменения давления с помощью тензодатчика:

1 — датчик; 2 — тензостанция УТС1-ВТ-12; 3 — осциллограф Н-102; 4 — стабилизатор

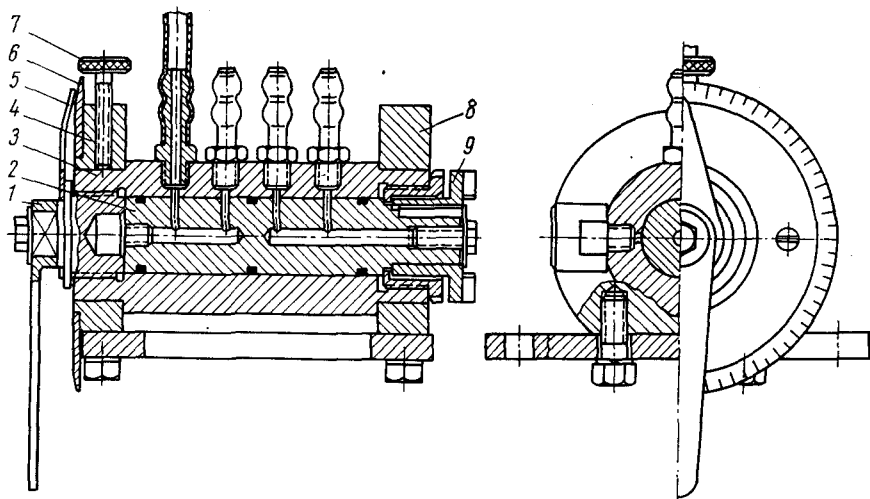


Рис. 158. Золотник

нению с индцированием электрическими и электропневматическими индикаторами является высокая точность и чувствительность измерения. Например, в случае использования водяного пьезометра могут быть записаны давления с амплитудой изменения в несколько миллиметров водяного столба, т. е. с точностью до  $0,001 \text{ кг/см}^2$ .

Недостатком записи изменения давления с помощью золотников и клапанов стробоскопического типа является значительная продолжительность записи. Так, чтобы записать изменение давления в цилиндре и в выпускном трубопроводе во время газообмена, нужно затратить 18—22 мин. Для записи подобной диаграммы с помощью электропневматического индикатора требуется 5—6 мин, а с помощью катодного или шлейфного осциллографа — еще меньше.

#### § 44. Экспериментальное определение мгновенной температуры выпускных газов

При определении располагаемой энергии выпускных газов на входе в газовую турбину необходимо знать их истинную температуру. Существующие методы теоретического решения этой задачи весьма громоздки, требуют знания ряда параметров, выбор которых связан с определенными трудностями, и не обеспечивают достаточной точности решения. Поэтому в настоящее время начинают широко использоваться экспериментальные методы определения мгновенной температуры выпускных газов.



Эти методы могут быть разделены на две группы. Первая группа объединяет различные методы косвенного определения мгновенной температуры, а вторая — методы контактного измерения ее.

Косвенное определение мгновенной температуры возможно двумя способами: по скорости звука и по скорости распространения волны конечной амплитуды в выпускном трубопроводе.

Измеряя скорость распространения звука  $a$  в выпускных газах, по известной формуле можно определить мгновенную температуру; при этом показатель адиабаты  $k$  и газовую постоянную  $R$  определяют по мгновенному составу газа в сечении трубопровода, где измеряется температура. Эти величины могут быть оценены и приближенно на основании данных ранее проведенных исследований:  $k \approx 1,35$  и  $R \approx 29,3 \text{ кГм/(кг} \cdot \text{град)}$ .

Для определения скорости распространения звука  $a$  можно применить систему, состоящую из звукового генератора и приемника, расположенных на некотором расстоянии друг от друга. Тогда, замеряя время, в течение которого звук проходит это расстояние, можно определить скорость звука  $a$ , а с ее помощью и температуру.

При выборе расстояния между звуковым генератором и приемником нужно учитывать возможную точность регистрации времени прохождения звука между ними, а также и то, что при этом определяется средняя в объеме мгновенная температура. Поэтому чем больше расстояние между звуковым генератором и приемником, тем выше, с одной стороны, точность определения времени прохождения звука и больше, с другой, отклонение определенной температуры от мгновенной в любом сечении трубопровода между звуковым генератором и приемником.

Рассмотренный способ имеет определенные преимущества. Одно из них состоит в том, что в качестве термометрического элемента служит сам газ, который не может быть нагрет излучением (в противоположность датчикам, вносимым в газовый поток для измерения температуры). Кроме того, отсутствует тепловая инерция приемника.

Метод определения температуры по скорости распространения волны конечной амплитуды был рассмотрен выше. Для определения скорости распространения волны снимают диаграммы изменения давления в двух сечениях трубопровода, расположенных на определенном расстоянии друг от друга. Определение скорости течения газа в трубопроводе производят по диаграммам изменения полного и статического давлений в одном и том же сечении трубопровода. Затем, пользуясь методикой, изложенной в § 36, определяют изменение температуры газа.

Известно несколько методов контактного определения мгновенной температуры выпускных газов с помощью термопар и термометров сопротивления. Для уменьшения тепловой инерции датчиков применяют наиболее тонкую проволоку (диаметром 21\*

0,01—0,03 мм). Минимально допустимый диаметр проволоки ограничивает ее допустимая механическая прочность. При изготовлении термопары в месте сварки проволок образуется утолщение. Это обуславливает большую тепловую инерцию термопары по сравнению с тепловой инерцией термометра сопротивления при одинаковой толщине применяемых проволок. Кроме того, прочность составной проволоки термопары меньше, чем прочность целой проволоки, которая применяется в датчиках термометров сопротивления. Усиление термотока термопары представляет большие трудности, чем усиление термотока в термометрах сопротивления. Для измерения мгновенной температуры выпускных газов положительным является также свойство термометра сопротивления измерять среднюю температуру по сечению. Поэтому в настоящее время для измерения температуры выпускных газов применяются термометры сопротивления.

При измерении температуры газа  $T$  термометром сопротивления с датчиком, имеющим одну проволоку, уравнение теплообмена с учетом влияния торможения потока проволокой и потерь на излучение имеет вид

$$T = T_1 - r \frac{Aw^2}{2 \cdot 9,81c_p} + \frac{1}{\alpha} \left[ \frac{\rho Dc}{4} \cdot \frac{dT_1}{dt} + \sigma \varepsilon (T_1^4 - T_c^4) \right], \quad (231)$$

где  $T_1$  — температура проволоки;

$r$  — коэффициент восстановления;

$A$  — термический эквивалент работы;

$w$  — скорость газового потока;

$c_p$  — удельная теплоемкость газа при постоянном давлении;

$\alpha$  — коэффициент теплоотдачи от газа к проволоке;

$\rho$  — плотность материала проволоки;

$c$  — удельная теплоемкость проволоки;

$D$  — диаметр проволоки;

$\sigma$  — постоянная Стефана — Больцмана для абсолютно черного тела [40];

$\varepsilon$  — приведенный относительный коэффициент лучеиспускания системы проволока — стенки трубопровода;

$T_c$  — температура стенки трубопровода;

Из выражения (231) следует, что для определения температуры газа необходимо, кроме закона изменения температуры проволоки  $T_1$  по времени (регистрируется термометром сопротивления), знать скорость газового потока  $w$  и коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ , величина которого изменяется по времени, так как изменяются параметры газового потока. После определения параметров газа методом последовательных приближений находят коэффициент  $\alpha$ , а затем и температуру газа. При изменении числа Рейнольдса в пределах  $10 \div 10^3$  коэффициент  $\alpha$  может быть определен из соотношения  $Nu = 0,52 Re^{0,47}$ .

Коэффициент теплоотдачи определяется по формуле

$$\alpha = \frac{K\lambda}{D} \left( \frac{\omega D}{\nu} \right)^m, \quad (232)$$

где  $K$  — опытный коэффициент;

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности среды;

$\nu$  — коэффициент кинематической вязкости газа;

$m$  — показатель степени.

Для  $Re = 10 \div 10^3$  величина  $K = 0,52$  и  $m = 0,47$ .

Так как поверхность трубопровода, участвующая в лучистом теплообмене, несоизмеримо велика по сравнению с поверхностью проволоки, то  $\epsilon = \epsilon_n$ , где  $\epsilon_n$  — относительный коэффициент лучеиспускания поверхности проволоки. Коэффициент  $\epsilon_n$  зависит от материала проволоки и изменяется с изменением температуры. Так, для платиновых нитей при изменении температуры в пределах  $225—1230^\circ \text{C}$   $\epsilon_n = 0,036 \div 0,192$  [40]; для вольфрамовых нитей при изменении температуры в пределах  $25—3300^\circ \text{C}$   $\epsilon_n = 0,032 \div 0,35$ . Средняя удельная теплоемкость  $c$  может быть принята равной для вольфрама  $0,034 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot \text{град})$  и для платины  $0,032 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot \text{град})$ .

Коэффициент восстановления  $r$  для термометров сопротивления при поперечном обдувании тонкой проволоки воздухом в дозвуковом потоке может быть принят равным  $0,76$ . В связи с небольшим количеством трехатомных газов в продуктах сгорания величиной  $r$  пользуются и при определении температуры выпускных газов.

Метод измерения температуры газа термометром сопротивления при использовании датчика с одной проволокой отличается значительной трудоемкостью вычислений и большими погрешностями, связанными с тепловой инерцией проволоки, теплоотводом у концов проволоки к державкам, невозможностью точно учесть потери теплоты проволокой излучением и степень восстановления температуры при торможении газового потока проволокой. Влияние этих погрешностей на точность измерения температуры газового потока термометром сопротивления подробно рассмотрено в литературе [4, 5]. Исследования показывают, что в самом неблагоприятном случае погрешность от излучения проволокой составляет не более  $0,8\%$  для толстой проволоки и не более  $0,4\%$  — для тонкой [4]. Поэтому влиянием излучения при определении температуры можно пренебречь. Тогда формула для определения температуры примет вид

$$T = T_1 - r \frac{Aw^2}{2 \cdot 9,81c_p} + \frac{c}{\alpha} \cdot \frac{\rho D}{4} \cdot \frac{dT_1}{dt}. \quad (233)$$

При всех прочих равных условиях наибольшую погрешность в измерении переменной температуры вносит тепловая инерция проволоки. Возможно несколько способов компенсации ее при измерении.

Одним из способов исключения влияния тепловой инерции проволоки является экстраполяция на нулевой диаметр. Этот метод основан на том, что по мере уменьшения диаметра проволоки термометра сопротивления ее температура все больше соответствует истинной температуре газового потока. Устанавливая в одном сечении пять-шесть датчиков с проволокой различного диаметра, можно по экспериментальным данным построить зависимость температуры проволоки от ее диаметра и экстраполировать кривую на нулевой диаметр, считая, что при этом диаметре датчик безынерционный и показывает истинную температуру газового потока. Однако практически невозможно установить в одном сечении трубопровода большое число датчиков. Кроме того, исследователь не всегда уверен в правомочности экстраполяции кривой на нулевой диаметр. Все сказанное практически исключает применение этого способа учета тепловой инерции при измерении температуры выпускных газов. Поэтому в практике измерения температуры выпускных газов получают распространение датчики с двумя и тремя проволоками разного диаметра или из материалов с разными теплоемкостями.

Применение датчиков с проволоками разного диаметра из одинакового материала, имеющих разную тепловую инерцию, позволяет более точно определить мгновенную температуру газа.

Метод измерения температуры датчиком с двумя проволоками был предложен Пфримом еще в середине 40-х годов и в дальнейшем получил свое развитие во многих работах отечественных и зарубежных ученых.

Если написать для каждой из двух проволок уравнения теплообмена, аналогичные уравнению (231), то, решив эти уравнения относительно температуры газа  $T$  и учтя выражение (232) для проволок диаметром  $D_1$  и  $D_2$ , изготовленных из одинакового материала, получим

$$T = T_1 - r \frac{A\omega^2}{2 \cdot 9,81c_p} + \frac{T_1 - T_2}{\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^{1-m} \frac{\frac{\rho D_2 c}{4} \cdot \frac{dT_2}{d\tau} + \varepsilon \sigma (T_2^4 - T_c^4)}{\frac{\rho D_1 c}{4} \cdot \frac{dT_1}{d\tau} + \varepsilon \sigma (T_1^4 - T_c^4)}} \quad (234)$$

При выводе уравнения (234) не учтено изменение коэффициента восстановления  $r$  вследствие разного диаметра проволок и коэффициента  $\varepsilon$  вследствие неравенства их температур  $T_1$  и  $T_2$ . Эти допущения дают ошибку, по величине значительно меньшую, чем точность измерения температуры.

При решении уравнения (234) величины  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $\frac{dT_1}{d\tau}$  и  $\frac{dT_2}{d\tau}$

определяют по результатам измерения температуры первой и второй проволоками. Так как тепловая инерция проволок различная, то изменение  $T_1$  и  $T_2$  по времени будет иметь различное отставание от температуры  $T$  выпускных газов.

Максимальное отставание температур  $T_1$  и  $T_2$  проволок от температуры  $T$  газа, как показывают результаты исследований, наблюдается в начале процессов по истечении времени, определяемого из условия

$$Fo \geq 0,6,$$

где  $Fo$  — критерий Фурье;  $Fo = \frac{a\tau}{R_0^2}$ ;

$a$  — коэффициент температуропроводности;

$R_0$  — радиус проволоки.

При выполнении условия, когда критерий Био  $Bi = \frac{\alpha R_0}{\lambda} < 0,04$  (где  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности), абсолютная погрешность измерения не превышает 1% наибольшего изменения температуры выпускных газов.

Критерии Фурье и Био характеризуют соответственно инерционность и условия теплообмена проволок с выпускными газами. Следовательно, зная предельные величины этих критериев, можно заранее предусмотреть необходимые конструктивные параметры проволочных приемников, чтобы обеспечить необходимую точность измерения переменной по времени температуры выпускных газов.

Обычно при определении температуры газов с помощью метода двух проволок влиянием излучения пренебрегают. Тогда формула (234) принимает более простой вид:

$$T = T_1 - r \frac{A\omega^2}{2 \cdot 9,81c_p} + \frac{T_1 - T_2}{\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^{2-m} \frac{dT_2}{dT_1} - 1}. \quad (235)$$

Одним из основных недостатков метода измерения температур с помощью датчиков с двумя проволоками является большая чувствительность решения уравнения (235) к производной  $\frac{dT}{dT_1}$ , что обуславливает значительные колебания результатов определения температуры. Лучшие результаты получаются при применении датчиков с тремя проволоками [84].

Если пренебречь влиянием теплового излучения и диаметра проволоки (в связи с его малостью) на коэффициент восстановления  $r$ , то при определении температуры газового потока  $T$  тер-

мометром сопротивления с тремя проволоками можно пользоваться следующей методикой.

В моменты времени, когда кривые изменения температуры проволок  $T_1 = f_1(\tau)$ ;  $T_2 = f_2(\tau)$  и  $T_3 = f_3(\tau)$  не имеют перегиба, температуру газового потока определяют по формуле (235), используя при этом показания каждой пары проволок. В моменты времени, когда на одной из кривой имеется перегиб, т. е. производная температуры проволоки по времени равна нулю, при определении температуры газа поступают следующим образом.

Подставим в выражение (233) значение коэффициента  $\alpha$  из формулы (232), тогда оно примет вид

$$T = T_1 - r \frac{A\omega^2}{2 \cdot 9,81c_p} + \left(\frac{\nu}{\omega}\right)^m \frac{c_p}{4K\lambda} D^{2-m} \frac{dT_1}{d\tau}.$$

Обозначим величину  $\left(\frac{\nu}{\omega}\right)^m \frac{c_p}{4K\lambda} = B$  и окончательно получим:

$$T_1 = T + r \frac{A\omega^2}{2 \cdot 9,81c_p} - BD^{2-m} \frac{dT_1}{d\tau}. \quad (236)$$

В выражении (236) в каждый данный момент времени

$$T = \text{const}; \quad r \frac{A\omega^2}{2 \cdot 9,81c_p} = \text{const} \quad \text{и} \quad B = \text{const}$$

для всех трех проволок. Единственной переменной величиной будет произведение  $D^{2-m} \frac{dT_1}{d\tau}$ , поэтому уравнение (236) является уравнением прямой линии в координатах температура проволоки — произведение  $D^{2-m} \frac{dT_1}{d\tau}$  с ординатой  $N = T + rA \frac{\omega^2}{2 \cdot 9,81 c_p}$  в точке пересечения ее с осью  $T_1$ . Тогда температура газа

$$T = N - rA \frac{\omega^2}{2 \cdot 9,81c_p}.$$

Указанным методом можно определять температуру газа в любой момент времени, а не только в точке перегиба кривой изменения температуры той или иной проволоки по времени.

Достоинством записи изменения температуры газового потока с помощью термометра сопротивления с тремя проволоками является также то, что для проверки правильности определения температуры газа  $T$  можно воспользоваться определением ее по сочетаниям из трех проволок по две, а также методом экстраполяции.

Выбор метода измерения мгновенной температуры зависит от быстроходности двигателя. Так, для малооборотных двигателей хорошие результаты дает измерение температуры с помощью малоинерционного термометра сопротивления с одной про-

волокой. Об этом свидетельствуют исследования изменения температуры выпускных газов двухтактного двигателя 5ДКРН  $\frac{50}{110}$  с клапанно-щелевой схемой газообмена на Брянском машиностроительном заводе [55].

На быстроходных двигателях измерение температуры с помощью датчика с одной проволокой дает большие ошибки, поэтому применяют датчики с двумя и тремя проволоками.

На рис. 159 показан датчик с тремя проволоками, который применяла инж. Л. М. Павлович для измерения температуры выпускных газов на быстроходном двухтактном дизеле 4Д  $\frac{13}{14}$  ВМТУ им. Баумана.

В корпус 2 датчика вставлен изолятор 8 из фторопласта с шестью державками 9 из хромелевой проволоки диаметром 1 мм. Выходные концы державок зажаты в радиальных канавках торцовых поверхностей изоляторов 7 и 8 с помощью двух шпилек 6 и кожуха 3. Это предохраняет державки от проворачивания.

К каждой паре державок снизу приварены вольфрамовые проволоки диаметром 10, 20 и 30 мкм такой длины, что измерительная база датчика составляет 6 мм. Э. д. с. отводится от державок с помощью проводов, присоединяемых винтами 12.

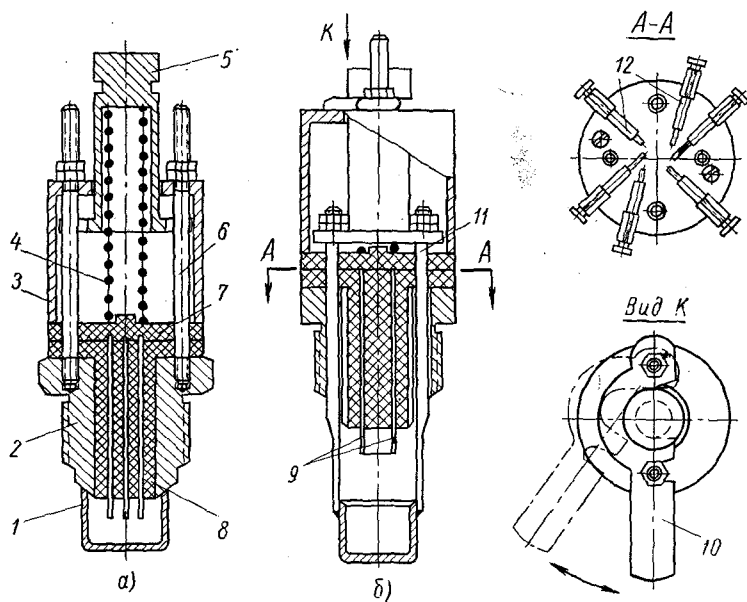


Рис. 159. Датчик с тремя проволоками для измерения температуры

Колпачок 1 предохраняет проволоки от воздействия газов в промежутках, когда не производится измерение температуры. В этом положении (рис. 159, а) колпачок 1 плотно прижат к конической поверхности корпуса 2 силой упругости пружины 4, передающей-ся на колпачок через головку 5 и две приваренные к колпачку направляющие шпильки 11.

Во время измерения нажимают на головку 5, и колпачок 1 опускается вниз (рис. 159, б). В этом положении он может быть зафиксирован при помощи фиксатора 10, который входит в кольцевую проточку на головке. После измерения температуры фиксатор 10 выводится из кольцевой проточки головки 5, и колпачок 1 пружиной 4 вновь плотно прижимается к корпусу.

Структурная схема термометров сопротивления показана на рис. 160. В ее состав входит шлейфный осциллограф 1 марки МПО-2, двенадцатиканальная тензостанция 2 типа УТС-ВТ-12, стабилизатор 3 напряжения, магазин 4 сопротивлений, два датчика 5 каждый с тремя проволоками, измерительный выносной мост 6 типа ЭТАМ-3А и приборы для проверки баланса моста.

При записи температуры был установлен следующий порядок.

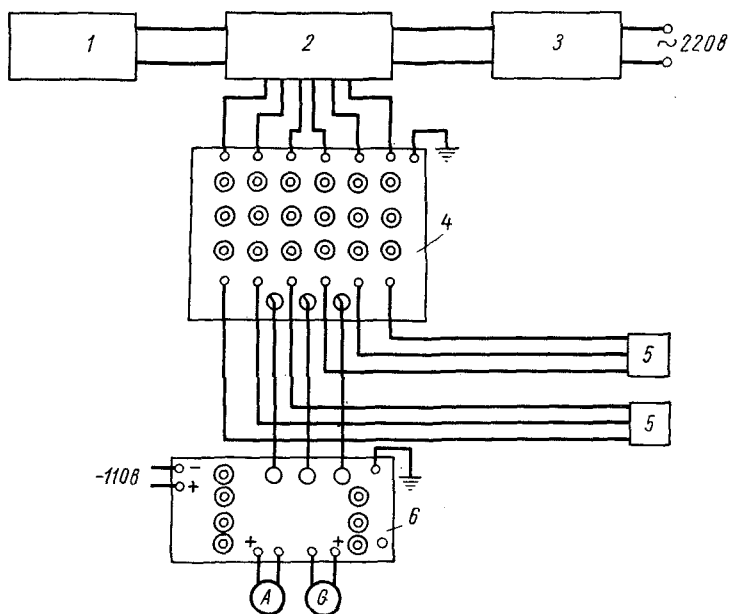


Рис. 160. Структурная схема включения термометров сопротивления



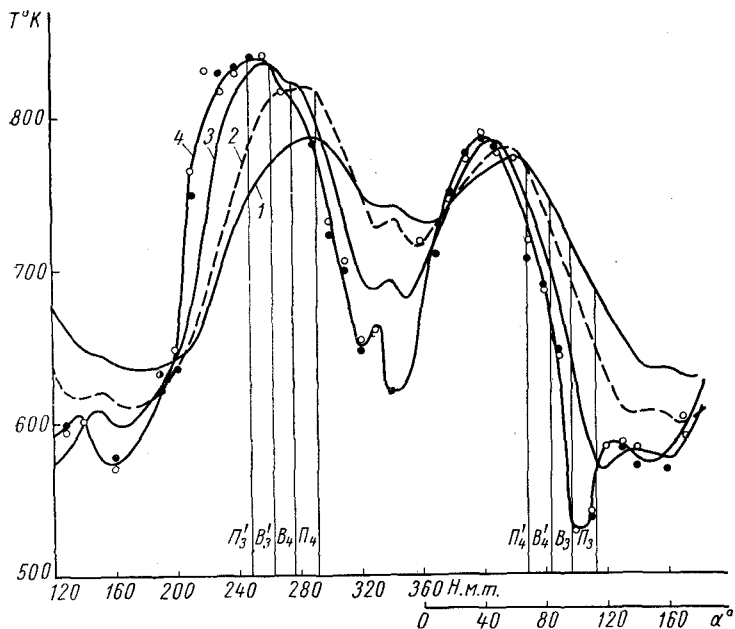


Рис. 161. Изменение температуры проволок и выпускных газов в трубопроводе третьего и четвертого цилиндров двигателя 4Д  $\frac{13}{14}$  в зависимости от угла поворота кривошипа третьего цилиндра ( $n = 1800$  об/мин,  $N_e = 112$  л. с. и  $\rho_x = 1,265$  кг/см<sup>2</sup>):

1 — проволока диаметром 30 мкм; 2 — проволока диаметром 20 мкм; 3 — проволока диаметром 10 мкм; 4 — температура выпускных газов (● — по результатам измерений проволоками диаметром 10 и 20 мкм и ○ — по результатам измерений проволоками диаметром 20 и 30 мкм);  $B_3, B_4, P_3, P_4$  — моменты открытия выпускных и впускных органов соответственно третьего и четвертого цилиндров;  $B'_3, B'_4, P'_3$  и  $P'_4$  — моменты закрытия выпускных и впускных органов тех же цилиндров

Перед установкой датчиков на двигатель измеряют сопротивление всех проволок. По величине сопротивления  $R_0$  и температуре  $t_0$  окружающей среды с помощью тарировочного графика  $R_t = f(t)$  определяют сопротивление  $R_{20}$  при  $t = 20^\circ \text{C}$ , так как все тарировочные кривые представляют собой изменение отношения текущего сопротивления  $R_t$  проволоки к ее сопротивлению  $R_{20}$ . Далее датчики устанавливают в выпускной трубопровод двигателя; при этом проволоки ориентируют поперек потока. Защитный кожух датчика плотно прижат к корпусу и предохраняет проволоки от воздействия газового потока. После того как режим двигателя станет установившимся, балансируют измерительные мосты тензостанции. При этом проволоки находятся в равновесном тепловом режиме и имеют вполне определенные стабильные сопротивления  $R_{t_0}$ , которые замеряют с помощью

измерительного моста ЭТАМ-ЗА. На осциллограмме при этом фиксируется положение линии отсчета или так называемой нулевой линии. Действительное положение нулевой линии определяют по отношению  $\frac{R_{t_0}}{R_{20}}$  с помощью тарировочной кривой. Принятая методика фиксации нулевой линии (в отличие от широко применяющейся методики, при которой датчик вывертывают, охлаждают до температуры окружающей среды и затем замеряют его сопротивление) увеличивает точность измерения.

После того как установлено положение нулевой линии, опускают защитный колпачок 1 (см. рис. 159), и проволоки датчиков прогреваются в течение 2—3 мин. Затем с помощью осциллографа МПО-2 производят запись на пленку неустановившегося процесса теплообмена между проволокой и газом. По окончании записи защитный колпачок поднимается, плотно садится на корпус и защищает проволоки от воздействия газа. По окончании записи изменения температуры датчики заменяют магазинами сопротивлений и по обычной методике производят тарировку шлейфов.

На рис. 161 показаны диаграммы изменения температуры проволок, записанные инж. Л. М. Павлович с помощью датчика с тремя проволоками (мерная база 6 мм) в выпускном трубопроводе двигателя 4Д $\frac{13}{14}$  на расстоянии 600 мм от выпускных окон третьего (первого правого от привода вентилятора) цилиндра.

Рассмотренные изменения температуры, регистрируемой различными проволоками, показывают, что температура проволоки диаметром 10 мкм, наиболее близко следует закону изменения температуры газа. Максимальная температура газа, замеренная этой проволокой, незначительно отличается от действительной максимальной температуры газа.

## § 45. Определение скорости движения заряда в цилиндре

Скорость и характер движения заряда в цилиндре двухтактного двигателя влияют на качество газообмена и на условия смеобразования. Между тем аналитические методы определения скоростей движения заряда в цилиндре и камере сгорания, обеспечивающие получение надежных данных, еще не разработаны. Поэтому до настоящего времени экспериментальные исследования являются практически единственным способом определения скоростей движения заряда.

Экспериментальное определение скоростей заряда в цилиндре возможно с помощью присадки трассирующих частиц, механических анемометров, пневматических устройств, оптических устройств, электротермоанемометров и ионоанемометров.

Не останавливаясь подробно на оценке преимуществ и недостатков каждого из перечисленных выше методов, отметим следующее.

Метод трассирующих частиц требует создания специальной модели с прозрачными стенками, на которой при помощи скоростной камеры фотографируют направление движения и перемещения частиц. Однако этот метод является весьма грубым, так как при неустановившемся движении (которое имеет место в цилиндре) линии движения трассирующих частиц не совпадают ни с траекториями, ни с линиями тока движения заряда.

Механические анемометры типа вращающейся крыльчатки обладают большой инерционностью и заметно искажают структуру скоростного поля в цилиндре. Несколько в меньшей степени эти недостатки свойственны механическому анемометру, представляющему собой тонкую небольшую пластинку, укрепленную на торсионном валике. Такой анемометр был применен Ю. Н. Глаголевым при определении тангенциальных скоростей движения заряда в цилиндре двигателя 10Д  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (2Д100)

[14]. В этом анемометре пластинка жестко крепилась к торсиону в виде флажка. Поэтому при набегании заряда сила, действующая на пластинку, закручивает торсион, по деформации скручивания которого и определяют скорость движения заряда.

Пневматические устройства типа трубок Пито и многоканальных зондов обладают большой инерционностью и дают хорошие результаты при определении скоростей движения лишь установившихся потоков.

Оптические методы основаны на регистрации с помощью скоростной кинокамеры изменения коэффициента преломления при пересечении световым лучом среды с переменной плотностью. Основными недостатками этих методов являются возможность исследования лишь плоского потока и низкая точность при изменении скорости движения в среде с небольшим градиентом плотности.

Применение электротермоанемометров для определения скорости движения заряда основано на связи между теплоотдачей нити, нагреваемой электрическим током в потоке, и его скоростью [77]. Датчик электротермоанемометра, изготавливаемый возможно малых размеров, все равно вносит определенное искажение в структуру потока. Метод измерения имеет малую инерционность. Однако сложность аппаратуры, необходимость одновременного измерения давления, трудности тарировки и т. д. ограничивают возможности широкого применения этого метода.

Недостатки рассмотренных способов измерения скорости движения заряда обусловили разработку в МВТУ им. Баумана под руководством Д. Н. Вырубова и В. П. Алексева метода

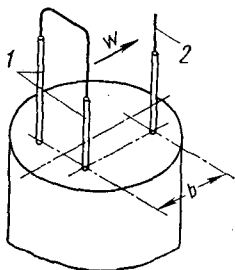


Рис. 162. Схема датчика ионоанемометра

измерения скорости с помощью ионоанемометра [14]. Принцип этого метода измерения скорости движения заряда состоит в использовании для трассирования воздушного потока ионов. Так как в качестве ионизированных частиц использовались молекулы самого заряда, то тем самым исключалось влияние инерционности частиц на точность измерения. Скорость потока с помощью ионоанемометра определяют по времени переноса ионного «облачка» частиц заряда на определенное расстояние. При этом необходимо учитывать, как показывают исследования, некоторые особенности процессов образования и распространения ионов в потоке. Количество образующихся ионов зависит от времени разряда, которое по условиям измерения мгновенной скорости должно быть минимальным. При ионизации ионы приобретают собственное движение, скорость которого зависит от напряжения разряда и параметров потока. Перенос ионов потоком сопровождается рекомбинацией, приводящей к потере заряда. Поэтому расстояние (назовем его базой датчика), на котором измеряется скорость потока, должно быть выбрано не слишком малым, чтобы путь собственного перемещения ионов был пренебрежимо мал по сравнению с базой. Одновременно база не должна быть слишком большой, так как ионоанемометр замеряет среднюю скорость на расстоянии перемещения ионов, равном базе датчика. При исследовании нужно стремиться к определению скорости в данной точке.

Кроме того, при большой базе регистрация усложняется вследствие потери заряда. В связи с этим наиболее рациональным является использование не искрового, а коронного разряда, который к тому же вносит меньшие искажения в структуру потока.

Схема датчика ионоанемометра показана на рис. 162. Датчик имеет разрядник с электродами 1, между которыми происходит коронный разряд. Образовавшееся «облачко» ионов подхватывается потоком заряда и попадает на приемник 2, находящийся от разрядника на расстоянии  $b$ , являющемся базой датчика.

Одна из конструкций датчика, применявшегося при исследовании поля тангенциальных скоростей в цилиндре двухтактных двигателей, показана на рис. 163.

Конструкция датчика по возможности должна иметь: 1) возможность перемещения коронного разряда для измерения скорости в различных точках цилиндра по радиусу; 2) размеры разрядника и приемника, выбранные из условия минимального нарушения структуры потока; 3) соответствующую базу; 4) хоро-

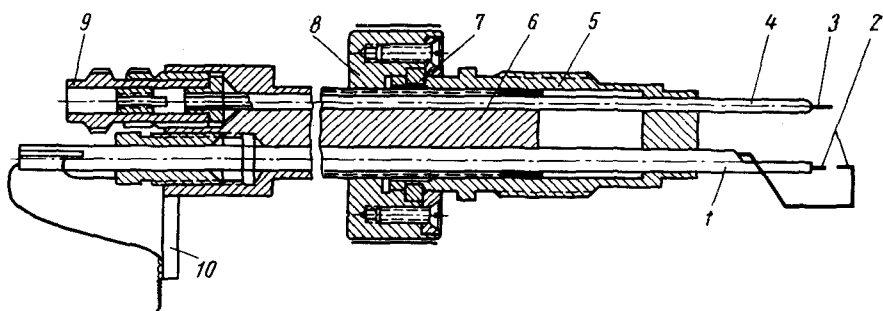


Рис. 163. Конструкция датчика ионоанемометра

шую изоляцию деталей, находящихся под высоким напряжением; 5) надежное крепление и уплотнение в цилиндре.

Электроды 2 разрядника изготовлены из медной проволоки диаметром 0,5 мм и помещены в фарфоровую трубку 1 диаметром 7 мм. Изолированный электрод разрядника присоединен к генератору импульсов с помощью штекера 10 входа. Зазор между электродами разрядника был выбран равным 7 мм, и при необходимости его можно было изменять. Положительный электрод разрядника затуплен, отрицательный — острый.

Приемник 3 изготовлен из трансформаторной проволоки типа ПЭВ диаметром 0,35 мм и помещен в экранирующую трубку 4 с наружным диаметром 1,5 мм. Приемник 3 с помощью штекера 9 выхода присоединен к катодному осциллографу. Приемник и разрядник имеют уплотнение из асбестового шнура с графитной смазкой.

Корпус 5 датчика с помощью резьбы крепится в головке или в цилиндре двигателя. Шток 6 вместе с разрядником и приемником перемещается в осевом направлении по шпонке с помощью гайки 8, которая зафиксирована стопорным кольцом 7 (стопорное кольцо не имеет осевого перемещения). Все полости и соединения изоляторов залиты замазкой, изготовленной из глицерина и окиси свинца, и тщательно просушены.

Ориентация датчика производится с помощью шкалы, нанесенной на штоке.

Для выяснения влияния давления и температуры среды на показания ионоанемометра была создана специальная установка, состоящая из компрессора для подачи воздуха, устройств для его подогрева, измерительных устройств и мерного участка, в котором располагался датчик. Датчики имели различные базы, изменяющиеся в пределах 15—25 мм. Кроме того, были исследованы разрядники с различными расстояниями между электродами. В окончательной конструкции датчика база была выбрана равной 20 мм.

Исследования показали, что с увеличением давления среды замеренная скорость приближается к действительной, причем отклонение показаний ионоанемометра от действительной скорости при давлении среды более 6—7 кг/см<sup>2</sup> не обнаруживается и не требуется тарировки прибора. С увеличением базы датчика и скорости воздушного потока уменьшается давление, начиная с которого показания ионоанемометра соответствуют действительной скорости потока.

Изменение температуры потока не влияет на показания ионоанемометра. Частота подачи импульсов при изменении ее в пределах 14—55 гц также не влияет на показания ионоанемометра.

Как показывают исследования, точность определения скоростей может быть оценена в пределах  $\pm 0,5$  м/сек для измерения скоростей в диапазоне 5—50 м/сек [14].

Структурная схема измерительных устройств ионоанемометра показана на рис. 164, а электрическая схема блока генератора импульсов высокого напряжения — на рис. 165. В качестве генератора импульсов использовалось тиратронное реле с автомобильной катушкой зажигания.

Напряжение разряда регулируется изменением анодного напряжения тиратрона. Высоковольтный диод 2Ц2С демпфирует колебания во вторичной обмотке катушки зажигания. В качестве регистрирующей аппаратуры был применен катодный осциллограф ЭО-58 (с собственным усилителем и метчиком времени) с фотоприставкой с аппаратом «Зоркий».

Замыкатель генератора импульсов приводится в действие от вала двигателя, что обеспечивает подачу импульса при любом положении коленчатого вала и исследование изменения поля

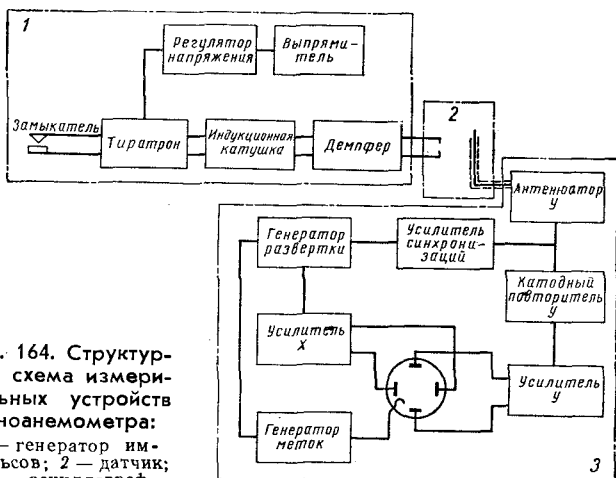


Рис. 164. Структурная схема измерительных устройств ионоанемометра:  
1 — генератор импульсов; 2 — датчик;  
3 — осциллограф



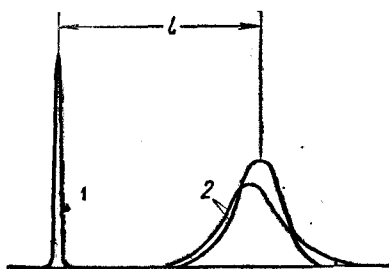


Рис. 166. Импульсы, регистрируемые ионоанемометром

велики) и возможность фиксирования направления вектора измеряемой скорости — вот основные преимущества метода измерения скорости движения заряда в цилиндре с помощью ионоанемометра.

Наряду с положительными качествами ионоанемометра следует отметить и его недостатки: необходимость тарировки прибора при измерении скорости в области малых давлений при газообмене и во время сжатия, а также невозможность или затруднительность его использования для измерения скоростей в периоды, когда в цилиндре происходит ионизация газа (конец сжатия, сгорание).

Возможности использования ионоанемометра для измерения скорости газов в процессе расширения пока еще не изучены.

На рис. 167 в качестве примера показано изменение тангенциальной скорости в зависимости от радиуса расстояния от оси цилиндра до места измерения в плоскости расположения форсунок двухтактного двигателя 10Д $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (ЗД100) с про-

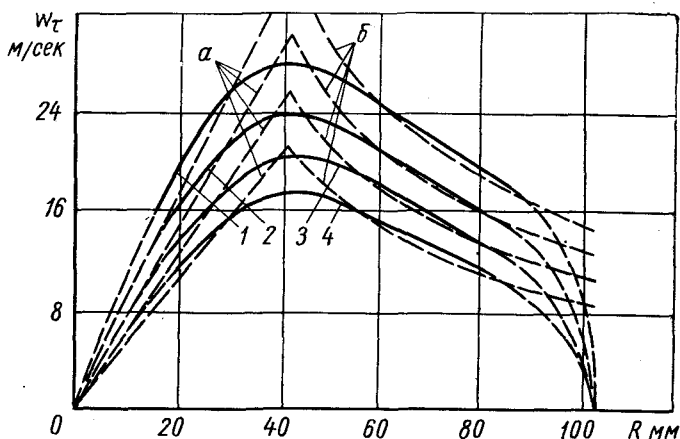


Рис. 167. Изменение тангенциальной скорости заряда  $w_t$  в зависимости от расстояния  $R$  от оси цилиндра до места измерения на двигателе с противоположно движущимися поршнями типа Д100:

1 —  $n = 700$  об/мин; 2 —  $n = 600$  об/мин; 3 —  $n = 500$  об/мин;  
4 —  $n = 400$  об/мин



тивоположно движущимся поршнями в момент наибольшего сближения поршней. Скорости измерялись ионоанемометром в цилиндре при выключенной подаче топлива.

Рассмотрение кривых изменения скорости показывает, что каждая из них достаточно хорошо совпадает с двумя теоретическими кривыми (штриховые линии): в средней зоне цилиндра — с прямой линией *a*, определяющей закон изменения тангенциальной скорости вращения заряда в ядре (как твердого тела), и в зоне, характеризующейся циркуляционным движением заряда (скорость изменяется обратно пропорционально радиусу вращения, т. е. по закону плоского вихря), — с гиперболой *б*. Граница вихревого ядра почти соответствует окружности, касательной к направлению осей впускных окон. Характерно, что величина тангенциальной скорости изменяется пропорционально изменению числа оборотов вала, а размеры вихревого ядра не изменяются.

Изменение тангенциальной скорости в циркуляционной зоне вихря подчиняется эмпирическому закону

$$\omega_{\tau} = \frac{C}{R},$$

где

$$C = 1,5 \left( \frac{n}{700} \right).$$

Аспирантом МВТУ им. Баумана М. М. Элькотбом были поставлены величины тангенциальной скорости, замеренной с помощью ионоанемометра и электротермоанемометра ЭТА-5А, при исследовании движения заряда в камере сгорания динамической одноцилиндровой модели двухтактного двигателя с клапанно-щелевой схемой газообмена [15]. Исследование, проведенное при двух числах оборотов коленчатого вала, показало хорошее совпадение величин тангенциальных скоростей, замеренных этими двумя способами (рис. 168).

Анализ кривых изменения тангенциальной скорости позволяет сделать вывод, что и в этом случае имеет место закон изменения  $\omega_{\tau} = f(R)$ , качественно аналогичный закону изменения

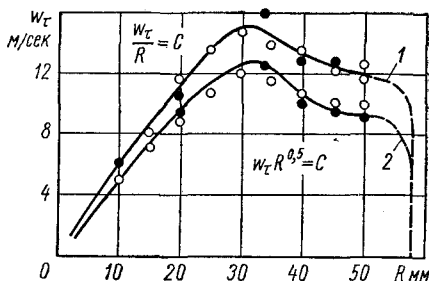


Рис. 168. Изменение тангенциальной скорости  $\omega_{\tau}$  в конце процесса сжатия в зависимости от расстояния  $R$  места измерения от оси цилиндра модели:

1 —  $n = 600$  об/мин; 2 —  $n = 400$  об/мин;  
 ● — измерение производилось ионоанемометром; ○ — измерение производилось электротермоанемометром

этой скорости в камере сгорания двигателя  $10Д \frac{20,7}{2 \times 25,4} (ЗД100)$ ;

Граница ядра также соответствует примерно окружности, касательной к направлению осевых линий впускных окон, а скорость вращения заряда изменяется пропорционально числу оборотов вала модели.

Измерение скорости движения заряда с помощью ионоанемометра получает распространение и в четырехтактных двигателях. В этом направлении следует отметить работы, проводимые в НАТИ.

#### **§ 46. Определение расхода воздуха через отдельные цилиндры двигателя**

Для ускорения доводки рабочего процесса двигателей необходимо иметь представление о расходе воздуха через отдельные цилиндры многоцилиндрового двигателя. Это связано с тем, что в многоцилиндровом двигателе показатели работы отдельных цилиндров обычно более или менее различаются. Поэтому тепловая и механическая нагрузка деталей шатунно-поршневой группы, цилиндра, крышки и т. п. неравномерная и при неблагоприятном стечении обстоятельств в отдельных цилиндрах может превосходить допустимую. Одной из основных причин этого является неодинаковый расход воздуха через цилиндры.

В настоящее время о расходе воздуха через отдельные цилиндры многоцилиндрового двигателя судят главным образом по температуре выпускных газов. Если предположить, что подача топлива в цилиндры одинаковая, то температура выпускных газов будет выше после того цилиндра, через который меньше расход воздуха. Для снижения температуры уменьшают подачу топлива, увеличивая тем самым коэффициент избытка воздуха.

Однако этот метод оценки равномерности расхода воздуха через отдельные цилиндры не является совершенным, так как температура газов, выпускаемых из отдельных цилиндров, может быть различной вследствие неравномерности подачи топлива, неодинакового протекания рабочего процесса и процесса теплообмена и т. п.

Можно использовать и другие методы определения расхода воздуха через цилиндры (метод анализа проб газов, радиоактивных изотопов и т. п.). Однако эти методы или сложны, или не обладают необходимой точностью, или еще не доработаны для практического использования. Поэтому единственным достоверным методом является метод непосредственного измерения расхода воздуха через цилиндры. Однако этот метод практически неприменим в двухтактных двигателях. С. Г. Роганов предложил измерять не абсолютный расход, а относительный [54]. Для

измерения можно использовать любое сечение в газоздушном тракте цилиндра (во впускном патрубке, впускных окнах, выпускных органах, выпускном патрубке). Необходимо, чтобы во всех цилиндрах эти сечения были сходственными. В выбранных сечениях замеряют скоростной напор с помощью устройства с двумя отверстиями: одно из отверстий должно быть расположено в плоскости, перпендикулярной к оси потока, и направлено навстречу ему, а второе — в плоскости, параллельной оси потока. Величину напора регистрируют с помощью жидкостных манометров.

В связи с определенными трудностями, связанными с использованием стандартных приборов для измерения напора, С. Г. Роганов предложил использовать для этой цели мерные трубочки или специальные «мерные» колодочки, которые одинаково устанавливаются в выбранных сходственных сечениях газоздушных трактов цилиндров. Оба отверстия в колодочке могут быть сделаны в плоскостях, перпендикулярных к потоку, но они должны быть направлены в разные стороны относительно направления потока.

Измерение относительных расходов воздуха основано на следующем. При всех прочих одинаковых условиях расход  $G_e$  и скорость  $w$  воздуха в выбранном для измерения сечений цилиндра представляют собой определенные функции напора  $\Delta p$ , т. е.

$$G_e = f(w) \text{ и } w = f_1(\Delta p)^{\frac{1}{2}}.$$

Тогда расход воздуха  $G_{e1}$  через какой-то один цилиндр, выбранный в качестве эталонной величины, и расходы  $G_{e2}, G_{e3}, \dots, G_{ei}$  воздуха через другие цилиндры связаны между собой с достаточной степенью точности соотношениями:

$$\frac{G_{e1}}{G_{e2}} = \left( \frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} \right)^{\frac{1}{2}}; \quad \frac{G_{e1}}{G_{e3}} = \left( \frac{\Delta p_1}{\Delta p_3} \right)^{\frac{1}{2}}; \quad \dots \quad \frac{G_{e1}}{G_{ei}} = \left( \frac{\Delta p_1}{\Delta p_i} \right)^{\frac{1}{2}}.$$

Если измерен общий расход воздуха через двигатель  $G_e$ , то, имея в виду, что

$$G_e = G_{e1} + G_{e2} + G_{e3} + \dots + G_{ei},$$

и зная перепад  $\Delta p_1, \Delta p_2, \Delta p_3, \dots, \Delta p_i$ , можно определить абсолютную величину расхода воздуха через каждый цилиндр.

Подробные исследования, проведенные в МВТУ им. Баумана, показали, что этот способ определения расхода воздуха через цилиндры двигателя обладает удовлетворительной точностью. Рассмотренная методика была использована для анализа изменения расхода воздуха через цилиндры двухтактного двигателя. При этом исследовался расход воздуха не только через отдельные цилиндры, но и через отдельные впускные и выпускные окна одного цилиндра.

На рис. 169 показана схема установки мерных колодочек во впускном окне (рис. 169, а) и диаграмма изменения избыточного давления (рис. 169, б) в одном из цилиндров. Цифрами *I, I', II, II'* и т. д. обозначены окна, в которых устанавливались колодочки, а цифрами *1, 2 и 3* — кривые изменения давления, замеряемого манометрами, соединенными соответственно с каналами *1, 2 и 3* на мерных колодочках.

Анализ кривых изменения давления во впускных окнах одного цилиндра дает возможность сделать вывод о сравнительно равномерной «загрузке» впускных окон. Это позволило более обоснованно использовать мерные колодочки для определения относительных расходов воздуха через цилиндры двигателя. При этом измерения производились в одном сходственном впускном окне каждого цилиндра. Опытами было установлено, что разница между максимальным и минимальным расходами воздуха в отдельных цилиндрах достигает 33,1%.

На рис. 170 показана схема установки измерительных трубок и изменение скоростных напоров в выпускных окнах цилиндра, а на рис. 169, б — изменение избыточного давления во впускных окнах. Стрелка внутри цилиндра на рис. 170 указывает направление вращения продувочного воздуха в цилиндре, а стрелки в окнах — направление течения газа через них. Величина перепада давлений зависит от режима работы двигателя и расположения окна. Напор больше в окнах, втекание газа в которые происходит по касательной к вращению вихря в цилиндре. Через окно с трубками *11 и 12* происходит даже втекание газа

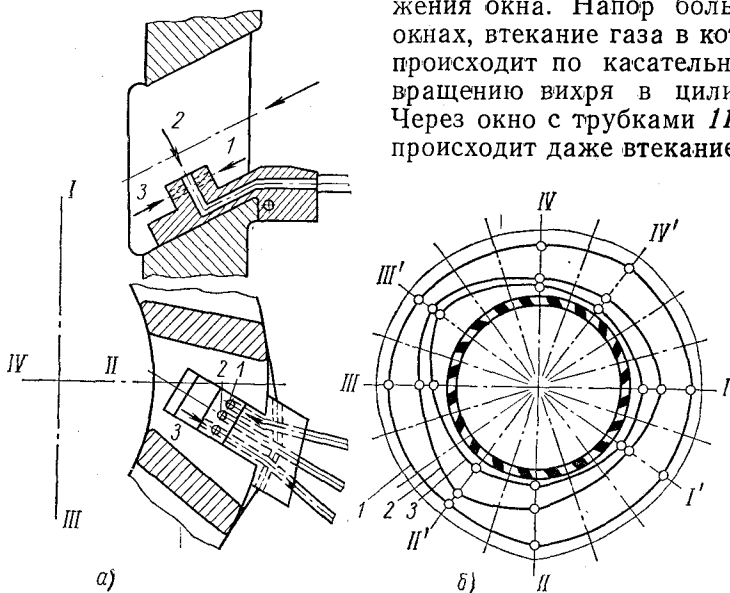


Рис. 169. Схема установки мерных колодочек и диаграмма изменения избыточного давления во впускных окнах цилиндра

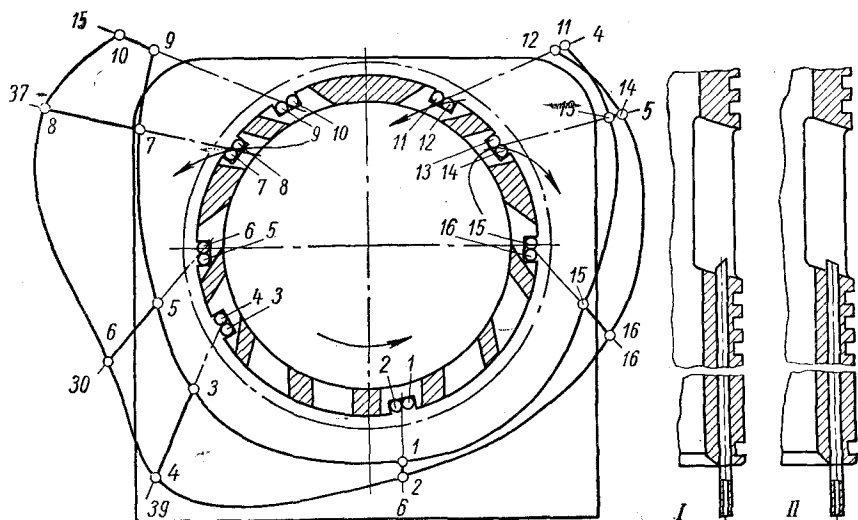


Рис. 170. Схема установки измерительных трубок и диаграмма изменения скоростных напоров в выпускных окнах цилиндра (номера точек на эпюре соответствуют номерам трубок):

*I* — установка трубок четных номеров; *II* — установка трубок нечетных номеров

в цилиндр из выпускной коробки, что, по-видимому, объясняется увеличенным эжектирующим эффектом вращающегося потока газа в цилиндре.

В заключение отметим, что с помощью измерения перепада в выпускных окнах можно лишь судить об идентичности поступления воздуха или газов через них, но нельзя делать выводы о расходе воздуха через отдельные цилиндры. Это объясняется тем, что расход газа через окна зависит также от температуры выпускных газов после цилиндров, а последняя может быть неодинаковой вследствие неравномерной подачи топлива, различного протекания рабочего процесса, теплообмена и т. п.

#### § 47. Экспериментальные исследования двигателя с петлевой схемой газообмена

Простота конструкции в сочетании со сравнительно высокой экономичностью и удельной мощностью — основные преимущества быстроходных двухтактных двигателей с петлевой схемой газообмена, обусловившие широкое применение их на тракторах, автомобилях, тепловозах, судах, в стационарных установках и т. п.

За последние годы конструкция органов газораспределения быстроходных двухтактных двигателей с петлевой схемой газообмена претерпела существенные изменения. Прежде всего это относится к характеру изменения время-сечений впускных и выпускных органов по углу поворота коленчатого вала и особенно к соотношению величин время-сечений. Основным в этом направлении является стремление к максимальному разделению отдельных фаз газообмена, что обеспечивает наилучшее его качество. В связи с этим двигатели имеют максимальное проходное сечение впускных окон больше максимального проходного сечения выпускных окон, а общее время-сечение впускных окон лишь незначительно отличается от общего время-сечения выпускных окон.

Рассмотрим результаты исследований газообмена и рабочего процесса быстроходных двухтактных двигателей с петлевой схемой газообмена, проведенных в МВТУ им. Баумана.

Исследования состояли из трех этапов<sup>1</sup>. На первом этапе исследование газообмена проводилось на одноцикловой динамической объемной модели, на которой было испытано восемь вариантов органов газораспределения. Для дальнейших испытаний на опытном одноцилиндровом двухтактном дизеле с петлевой схемой газообмена были отобраны две конструкции — гильзы № 5 и № 8 (см. гл. VIII).

На втором этапе рабочий процесс исследовался на опытном одноцилиндровом двухтактном дизеле с петлевой схемой газообмена ( $D = 125$  мм,  $S = 140$  мм,  $\varepsilon_2 = 22,7$ ). Конструкция двигателя подробно рассмотрена в литературе [49].

На третьем этапе исследования проводились на экспериментальном V-образном четырехцилиндровом двухтактном дизеле, созданном на базе опытного двухтактного двигателя ЯМЗ-224 с петлевой схемой газообмена ( $D = 130$  мм и  $S = 140$  мм).

### Исследования, проводившиеся на одноцилиндровой установке

Индицирование цилиндра производилось индикатором МАИ-2 с мембранным датчиком усовершенствованной конструкции (см. § 43); индицирование на впуске и выпуске осуществлялось параллельно шлейфовым осциллографом с пьезокварцевым датчиком и индикатором МАИ-2 с мембранным датчиком.

Отбор газовых проб большого объема из цилиндра в конце расширения и во время сжатия осуществлялся одноразовым газоотборником электромеханического типа (см. § 42). Их анализ производился с помощью газоанализатора ВТИ.

<sup>1</sup> В исследованиях принимали участие в прошлом аспиранты В. П. Дмитриев, Ю. Л. Еганян, Я. А. Егоров, В. И. Ивин, Н. П. Козлов и Цзинь Го-сян.

На опытном двигателе были исследованы три конструкции органов газораспределения — гильзы № 5 (см. рис. 21) и № 8 (см. рис. 20), а также новая гильза № 9 (см. рис. 19). Конструкция гильзы № 5 обеспечивала наименьший потерьянный ход. Размеры ее органов газораспределения были определены по методике А. С. Орлина. Конструкции гильз № 8 и 9 обуславливали наименьшее сопротивление органов газораспределения. Результаты исследований этих конструкций органов газораспределения уже были подробно рассмотрены в литературе [76]. Поэтому остановимся только на некоторых зависимостях показателей газообмена и рабочего процесса от параметров работы, необходимых для обоснования выбора конструкции гильзы с целью ее дальнейшей доводки.

Сравнительно большая разница в значениях  $\gamma$  для исследованных конструкций органов газораспределения, имеющих примерно одинаковый расход продувочного воздуха, объясняется, по-видимому, тем, что (рис. 171):

а) при работе с гильзой № 5 наблюдаются значительные утечки свежего заряда в выпускные окна во время дополнительного выпуска;

б) малая высота впускных окон гильзы № 5 и позднее их открытие ухудшают распределение потоков продувочного воздуха по контуру цилиндра, вследствие чего остаются непродутые зоны в верхней части цилиндра;

в) для разных вариантов органов газораспределения характерны различные количества воздуха, перетекающего из впускных окон в выпускные.

Малая величина угол-сечения впускных окон гильзы № 5 не позволяет получить удовлетворительную очистку цилиндра при пониженных давлениях  $p_k$ . Это становится особенно заметным при увеличении числа оборотов. Наоборот, гильза № 9 обеспечивает более плавное изменение коэффициента остаточных газов в зависимости от давления  $p_k$ , что позволяет работать с минимальным давлением продувочного воздуха.

Большое влияние на газообмен оказывает характер изменения давлений в цилиндре  $p$ , на впуске  $p_k$  и на выпуске  $p_p$ . Из сопоставления диаграмм, приведенных на рис. 172, следует:

1. Давление  $p_b$  для всех трех гильз отличается очень мало; наибольшее давление  $p_b$  получилось при работе с гильзой № 9,

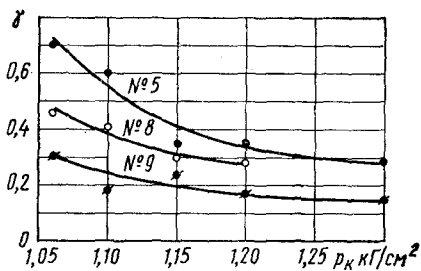


Рис. 171. Изменение коэффициента  $\gamma$  в зависимости от давления  $p_k$  для различных конструкций органов газораспределения при  $n = 1600$  об/мин

наименьшее — с гильзой № 5, что объясняется несколько большей степенью расширения продуктов сгорания в последнем случае.

2. Конструкция выпускных органов гильзы № 5 обеспечивает наиболее быстрый рост проходного сечения выпускных окон и наибольшее время-сечение предварения выпуска: при работе с гильзой № 5 время-сечение  $A'_{05}$  предварения выпуска в 3 раза больше  $A'_{09}$  и в 5,1 раза больше времени-сечения  $A'_{08}$ . В связи с этим на выпуске при работе с этой гильзой наблюдается макси-

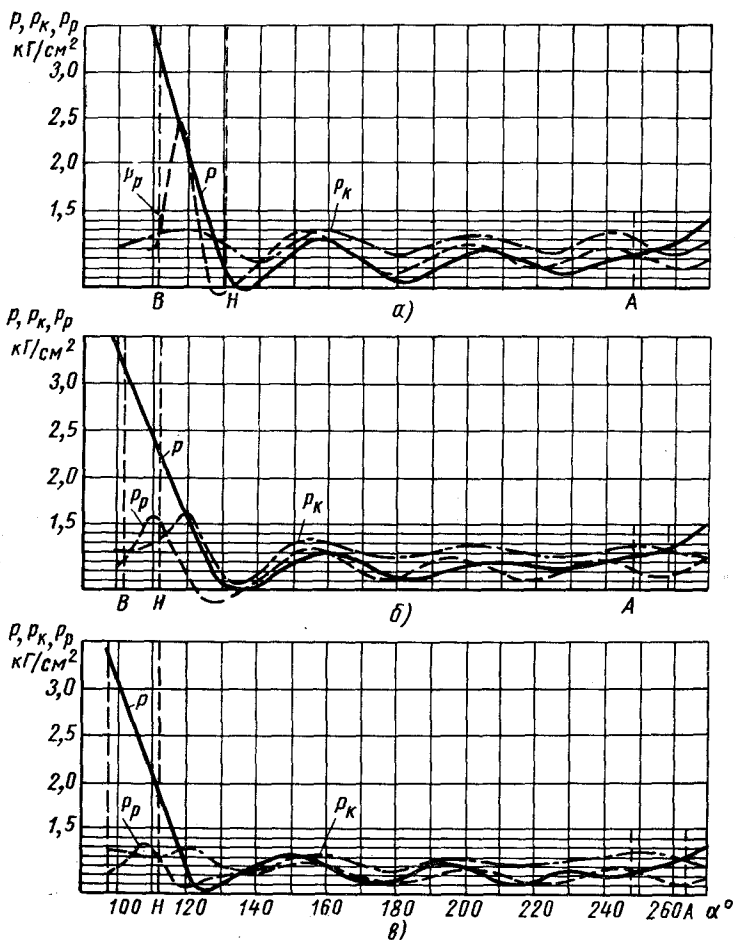


Рис. 172. Индикаторные диаграммы, снятые с помощью индикатора со слабой пружиной во время работы двигателя с различными гильзами ( $n = 1600$  об/мин и  $p_k = 1,2$  кг/см²):

а — гильза № 5; б — гильза № 8; в — гильза № 9



мальная величина импульса газов; максимальное давление в выпускном трубопроводе имеет наибольшую величину, равную приблизительно  $2,4 \text{ кг/см}^2$ . Наименьшее максимальное давление  $1,35 \text{ кг/см}^2$  в выпускном трубопроводе и наименьшая энергия импульса на выпуске соответствуют гильзе № 9, выпускные органы которой имеют наименьшую скорость увеличения проходного сечения по углу поворота коленчатого вала. Поэтому энергия выпускных газов при работе с гильзой № 5 наибольшая.

3. Наименьшее давление  $p_n$  соответствует гильзе № 5, наибольшее ( $p_n = 2,2 \text{ кг/см}^2$ ) — гильзе № 8. Причина этого заключается в том, что время-сечение предварения выпуска у гильзы № 5 наибольшее.

4. Высокое давление  $p_n$  у гильзы № 8 приводит к большому забрасыванию продуктов сгорания в ресивер продувочного воздуха; в результате этого давление в ресивере резко увеличивается до  $1,6 \text{ кг/см}^2$ , т. е. значительно превосходит среднее давление  $p_n = 1,2 \text{ кг/см}^2$ . Такое временное значительное увеличение давления продувочного воздуха в ресивере приводит к тому, что в дальнейшем при уменьшении давления в цилиндре растет скорость течения воздуха через впускные органы, а давление на впуске падает ниже атмосферного. Значительное забрасывание продуктов сгорания в ресивер двигателя, а также падение давления продувочного воздуха ниже атмосферного уменьшает эффективное время-сечение впускных окон. Вследствие этого при работе с гильзой № 8 расход воздуха очень мало изменяется при изменении числа оборотов вала и он даже меньше, чем при работе с гильзой № 5; время-сечение впускных окон тоже значительно меньше.

5. В большей или меньшей степени забрасывание продуктов сгорания наблюдается при работе с гильзами № 8 и 9, что видно по повышению давления продувочного воздуха после открытия впускных окон. При работе двигателя с гильзой № 5 не наблюдается забрасывания продуктов сгорания в ресивер продувочного воздуха, в нем только происходит колебание давления.

6. Наиболее благоприятны в отношении давления  $p_a$  колебания давления в цилиндре, на впуске и выпуске у гильзы № 9; в результате этого давление  $p_a$  имеет наибольшую величину, равную приблизительно  $1,25 \text{ кг/см}^2$ .

Наличие значительных колебаний давления в цилиндре, на впуске и выпуске влияет не только на качество процесса, но также и на распределение перепада давления и на величину и закон изменения коэффициентов, характеризующих расход воздуха и газов через впускные и выпускные органы.

Лучшие параметры индикаторного процесса обеспечивает гильза № 5 (рис. 173), что можно объяснить главным образом большим полезным объемом цилиндра и большой степенью расширения в связи с меньшей долей потерянного хода. Возможно,

что смесеобразование при установке гильзы № 5 также протекает в более благоприятных условиях.

В соответствии с изменением коэффициента  $\eta_i$  изменяется и среднее индикаторное давление  $p_i$ . Гильза № 5 имеет наибольшее  $p_i \approx 6,15 \text{ кг/см}^2$  при  $n = 1600 \text{ об/мин}$  и  $p_k = 1,2 \text{ кг/см}^2$ . Изменение среднего эффективного давления  $p_e$  и удельного расхода топлива  $g_e$  (без учета затрат мощности на привод компрессора) показано на рис. 174.

Анализ изменения величин  $\eta_i$ ,  $p_e$  и  $g_e$  в зависимости от давления  $p_k$  показывает, что увеличение давления  $p_k$  сверх  $1,2 \text{ кг/см}^2$  нерационально, так как это не дает заметного увеличения индикаторных и эффективных параметров при выбранной максимальной подаче топлива.

Таким образом, результаты первых исследований трех конструкций органов газораспределения двигателя с петлевой схемой газообмена [49] показали, что наилучшая очистка цилиндра наблюдается при конструкции органов газораспределения гильзы № 9: коэффициент  $\gamma$  при работе двигателя по внешней скоростной характеристике изменяется в пределах 0,15—0,2. Наиболее высокие мощность и экономичность были достигнуты при установке гильзы № 5, а наиболее низкие — при установке гильзы № 8.

Однако в рассмотренном выше исследовании не были выяснены рациональные величины предварения выпуска и доли потеряннго хода поршня, которые существенно влияют на показатели работы двухтактного двигателя.

Для экспериментальной проверки влияния доли потеряннго хода на работу двигателя было исследовано протекание рабочего процесса двигателя при работе с двумя группами гильз. Первая группа объединяла гильзы № 9, 12 и 13, которые имели одинаковую конструкцию окон, но разные доли  $\psi_e$ ; вторая группа гильз объединяла гильзы № 5, 10 и 11, имеющие разное предваре-

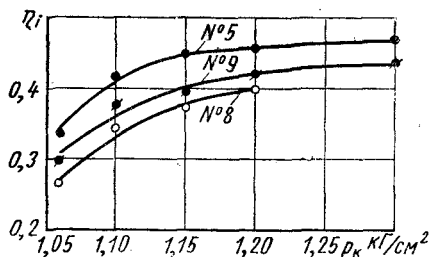


Рис. 173. Изменение к. п. д.  $\eta_i$  в зависимости от давления  $p_k$  при  $n = 1600 \text{ об/мин}$

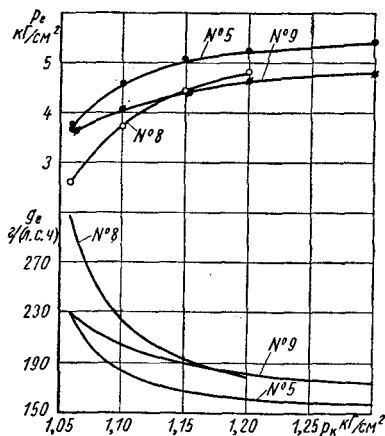


Рис. 174. Изменение  $p_e$  и  $g_e$  в зависимости от давления  $p_k$  при  $n = 1600 \text{ об/мин}$

ние выпуска. Конструктивные параметры органов газораспределения испытанных гильз приведены в табл. 6.

Анализ результатов экспериментального исследования показывает, что характер изменения параметров рабочего процесса в зависимости от скоростного режима двигателя и давления  $p_k$  является общим для каждой группы испытанных гильз. Поэтому целесообразно дать суммарную оценку результатов экспериментального исследования.

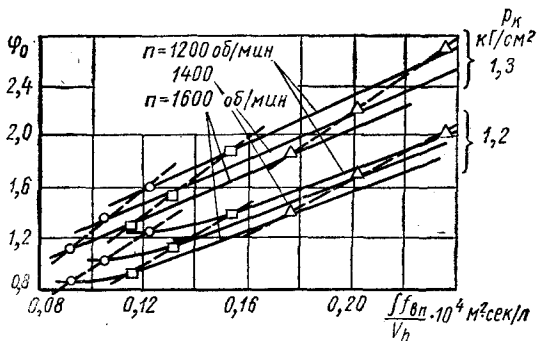


Рис. 175. Изменение коэффициента  $\varphi_0$  в зависимости от отношения  $\frac{\int f_{an} dt}{V_h}$  для различных  $p_k$  и  $n$  для разных гильз:

$\Delta$  — гильза № 9;  $\square$  — гильза № 12;  $\circ$  — гильза № 13

С увеличением доли потеряннго хода поршня  $\psi_s$  увеличиваются проходные сечения органов газораспределения, пропорционально которым возрастает расход воздуха. Такая закономерность изменения пропускной способности двигателя наблюдалась при различных давлениях  $p_k$  и числах оборотов двигателя  $n$  (рис. 175). Это показывает, что для определенной конструкции и схемы расположения окон при изменении доли потеряннго хода коэффициент расхода впускных окон  $\mu_1$  остается почти постоянным и изменяется с изменением режима работы двигателя. При одинаковом удельном время-сечении  $\frac{\int f_{an} dt}{V_h}$  коэффициент  $\varphi_0$

уменьшается с понижением давления  $p_k$  и с повышением числа оборотов двигателя, что объясняется увеличением продолжительности периода свободного выпуска. Вычисленные значения коэффициента  $\mu_1$  для гильз № 9, 12 и 13 при работе двигателя с полной нагрузкой при  $n = 1000 \div 1600$  об/мин и  $p_k = 1,06 \div 1,3$  кг/см<sup>2</sup> изменяются в пределах 0,41—0,58 и хорошо совпадают с опытными данными для подобной конструкции органов газораспределения.

Характер изменения коэффициентов  $\varphi_0$ ,  $\gamma$  и  $\eta_{V_0}$  при одинаковых числах оборотов двигателя  $n$  и давлениях  $p_k$  показан на рис. 176. При большой величине  $\psi_s$  вследствие уменьшения действительного рабочего объема цилиндра и увеличения утечки свежего заряда в период дополнительного выпуска уменьшается общее количество заряда, что обуславливает уменьшение коэффициента  $\eta_{V_0}$ . При малой величине  $\psi_s$  в результате уменьшения расхода воздуха ухудшается очистка цилиндра — коэффициент

## Конструктивные параметры исследуемых гильз

 $n = 1600$  об/мин,  $D = 125$  мм,  $S = 140$  мм,  $V_h = 1,718$  л,  $\varepsilon_2 = 21,2$ 

Параметры	№ гильзы					
	5	10	11	9	12	13
$\varepsilon$	15,6	15,6	15,6	13,4	15,9	15,3
$\alpha_\sigma$ после в. м. т. в град	108	108	108	96	110	106
$\alpha_{\sigma n}$ после в. м. т. в град	128	122	117	110	127	120
$\Psi_\sigma$	0,278	0,278	0,278	0,386	0,266	0,293
$\Psi_{\sigma n}$	0,143	0,186	0,218	0,256	0,156	0,197
$f_\sigma$ max в мм <sup>2</sup>	4 450	4 450	4 450	3 100	2 040	2 260
$f_{\sigma n}$ max в мм <sup>2</sup>	2 460	3 000	3 680	3 300	2 160	2 380
$f'_0$ в мм <sup>2</sup>	2 240	1 640	1 040	980	900	780
$A_\sigma$ в мм <sup>2</sup> ·град	437 000	437 000	437 000	355 000	203 300	238 400
$A_{\sigma n}$ в мм <sup>2</sup> ·град	171 800	239 800	312 500	292 000	152 500	190 500
$A'_0$ в мм <sup>2</sup> ·град	18 500	11 900	5 200	6 500	6 850	4 700
$\frac{f_\sigma \text{ max}}{f_{\sigma n} \text{ max}}$	1,81	1,48	1,21	0,94	0,945	0,950
$\frac{f'_0}{f_\sigma \text{ max}}$	0,504	0,368	0,234	0,316	0,441	0,345
$\frac{A_\sigma}{A_{\sigma n}}$	2,54	1,82	1,40	1,21	1,33	1,25
$\frac{A'_0}{A_\sigma}$	0,0424	0,0272	0,0119	0,0183	0,0337	0,0197
$\frac{f_\sigma \text{ max}}{V_h}$	2 590	2 590	2 590	1 800	1 185	1 315
$\frac{f_{\sigma n} \text{ max}}{V_h}$	1 430	1 750	2 140	1 920	1 260	1 385
$\frac{f'_0}{V_h}$	1 305	953	605	570	523	454
$\frac{A_\sigma}{V_h}$	254 000	254 000	254 000	206 000	118 000	138 500
$\frac{A_{\sigma n}}{V_h}$	100 000	139 500	181 700	170 000	89 000	111 000
$\frac{A'_0}{V_h}$	10 750	6 920	3 020	3 780	3 980	2 730
$\beta_\sigma$	0,3	0,3	0,3	0,18	0,18	0,18
$\beta_{\sigma n}$	0,314	0,314	0,314	0,252	0,252	0,252

остаточных газов  $\gamma$  увеличивается. Поэтому в исследованном диапазоне изменения величины  $\psi_0$  при постоянных давлениях  $p_k$  кривые изменения коэффициента наполнения  $\eta_{v0}$  имеют максимум. Коэффициент продувки  $\phi$  быстро уменьшается с уменьшением величины  $\psi_0$ . Однако из этого не следует делать вывод о целесообразности проектирования органов газораспределения с очень малой долей потеряннного хода поршня.

Давление  $p_k$  в цилиндре в момент открытия впускных окон достигает 2,3—2,6 кг/см<sup>2</sup>, т. е. вдвое больше давления  $p_k$ . Однако вследствие быстрого падения давления газов в цилиндре и инерции движения выпускных газов значительного забрасывания газов в воздушный ресивер и нарушения протекания процессов очистки — наполнения в связи с этим не наблюдалось. Вероятно, малое сечение впускных окон в начале их открытия также уменьшает возможность забрасывания газов в ресивер.

Характер изменения давления в цилиндре во время газообмена при установке гильз № 9, 12 и 13 напоминает подобный процесс у двигателей с клапанно-щелевой схемой газообмена. Последнее объясняется особенностью конструкции органов газораспределения этой группы гильз, характеризующей тем, что время-сечения впускных и выпускных органов в период продувки — наполнения и принудительного выпуска примерно одинаковые. Этим же обусловлено сравнительно большое среднее давление в цилиндре в указанный период. Вследствие малого угол-сечения дополнительного выпуска давление в цилиндре повышается вскоре после закрытия впускных окон и в начале сжатия получается близким к давлению  $p_k$ .

Изменение индикаторных и эффективных (с учетом затраты мощности на привод компрессора) показателей работы двигателя (рис. 177) при различных величинах  $\psi_0$  подтверждает ранее сделанный вывод о существовании оптимальной величины доли потеряннного хода, обеспечивающей получение максимальной мощности и наименьшего удельного расхода топлива. При уменьшении величины  $\psi_0$  от 0,386 (гильза № 9) до 0,293 (гильза № 13) при  $n = 1600$  об/мин мощность двигателя увеличилась на 15,8% при одновременном уменьшении расхода топлива на 14,1%.

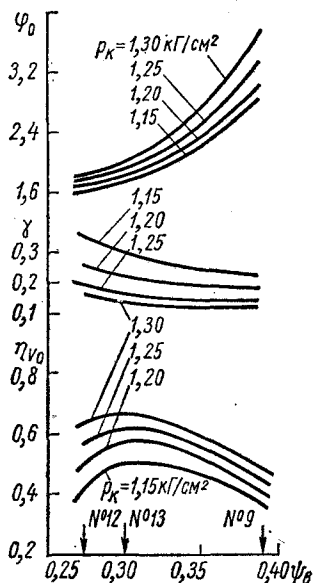


Рис. 176. Изменение величин  $\phi_0$ ,  $\gamma$  и  $\eta_{v0}$  в зависимости от  $\psi_0$  при различных  $p_k$  и  $n = 1600$  об/мин (гильзы № 9, 12 и 13)

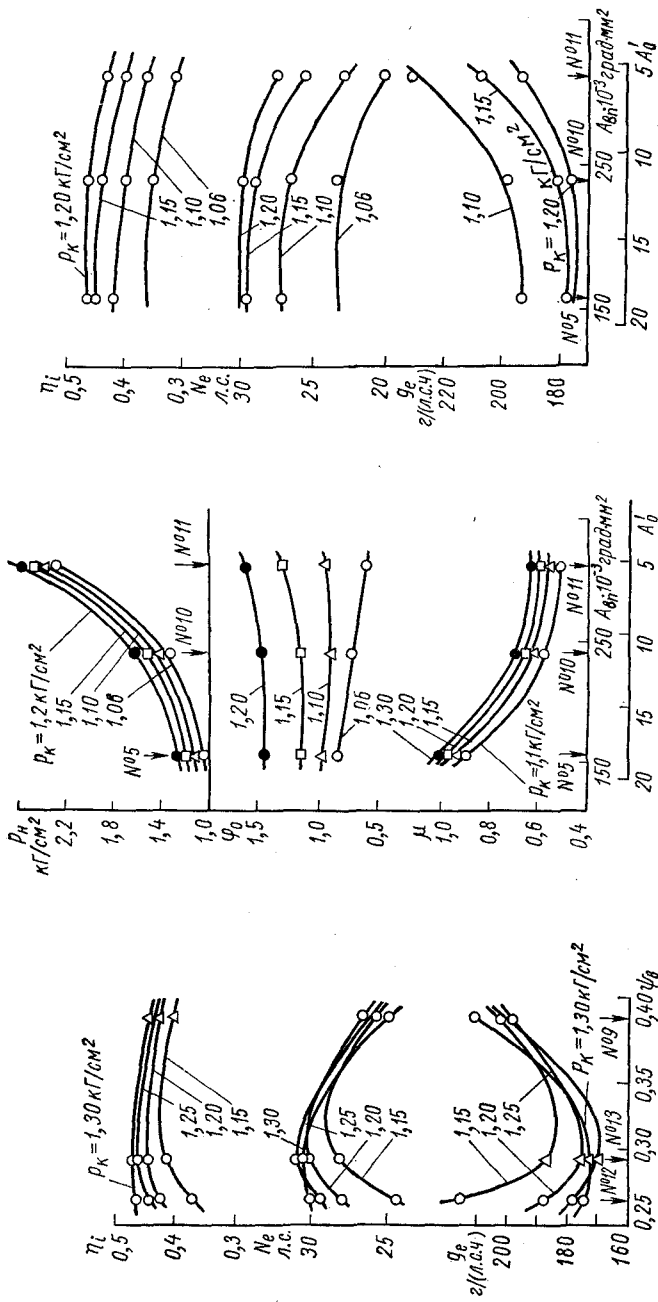


Рис. 177. Изменение величин  $\eta_i$ ,  $N_e$  и  $g_e$  в зависимости от  $\psi_0$  при различных  $p_k$  и  $n = 1600$  об/мин (гильзы № 9, 12 и 13)

Рис. 178. Изменение величин  $p_H$ ,  $\phi_0$  и  $\mu$  в зависимости от  $A_0$  и  $A_{ep}$  при различных  $p_k$  для  $n = 1600$  об/мин (гильзы № 5, 10 и 11)

Рис. 179. Изменение величин  $\eta_i$ ,  $N_e$  и  $g_e$  в зависимости от  $A_0$  и  $A_{ep}$  при различных  $p_k$  и  $n = 1600$  об/мин (гильзы № 5, 10 и 11)

Дальнейшее уменьшение величины  $\psi_0$  вызывает рост давления  $p_n$  и одновременно ухудшение показателей работы двигателя.

С увеличением высоты впускных окон при сохранении постоянными размеров выпускных уменьшается угол-сечение  $A'_{0\alpha}$  предварения выпуска. С уменьшением время-сечения  $A'_0$  увеличивается запаздывание поступления свежего воздуха в цилиндр после открытия впускных окон. В связи с этим коэффициент  $\mu$  быстро падает с 0,9 до 0,4 при уменьшении  $A'_0$  с 18 500 до 5200 мм<sup>2</sup>·град (рис. 178). В результате этого расход воздуха изменяется совсем незначительно, несмотря на почти удвоенное время-сечение впускных органов гильзы № 11 по сравнению с время-сечением впускных органов гильзы № 5.

Как и следовало ожидать, давление  $p_n$  в момент открытия впускных окон быстро возрастает с уменьшением время-сечения  $A'_0$  предварения выпуска. При достижении давления  $p_n \approx \approx 2,5$  кг/см<sup>2</sup> (гильза № 11) наблюдалось ухудшение наполнения цилиндра и понижение вследствие этого индикаторных и эффективных показателей работы двигателя (рис. 179).

Причинами нарушения нормального протекания газообмена в этом случае могут быть следующие. В отличие от органов газораспределения первой группы гильз впускные окна рассматриваемой группы гильз имеют прямоугольную форму. Это обуславливает быстрое нарастание проходного сечения впускных окон при наличии еще высокого давления в цилиндре. Поэтому наблюдается забрасывание газов в ресивер. При дальнейшем движении поршня к н. м. т. продувочный воздух вместе с заброшенными в ресивер продуктами сгорания поступает в цилиндр. В связи с малым осевым наклоном впускных окон увеличивается возможность перетекания воздуха в выпускную систему, и пространство под головкой цилиндра может оказаться непродутым. Таким образом, качество очистки цилиндра получается невысоким, несмотря на сравнительно большой коэффициент  $\phi_0$ .

Проведенными исследованиями подтверждено, что петлевая схема газообмена с односторонним эксцентричным расположением окон (гильзы № 9, 12 и 13) обеспечивает хорошее качество очистки — наполнения цилиндра при невысоком коэффициенте избытка продувочного воздуха. Это послужило основанием для выбора односторонней эксцентричной схемы газообмена для дальнейшего исследования на двигателе с комбинированным наддувом.

#### Исследования, проводившиеся на двигателе 4Д $\frac{13}{14}$

Исследования, имеющие целью изучение возможностей работы двухтактного дизеля с петлевой схемой газообмена при комбинированном наддуве, были проведены в два этапа.

На первом этапе импульсная турбина имитировалась с помощью эквивалентной диафрагмы, а наддув производился от приводного объемного компрессора типа Рут. Выпускная система двигателя состоит из двух симметричных трубопроводов длиной 1750 мм и ресивера объемом 750 л. В каждый выпускной трубопровод происходит выпуск из двух цилиндров со сдвигом фаз выпуска на  $180^\circ$  угла поворота коленчатого вала. Испытания проводились при работе с выпускными трубопроводами трех диаметров (80, 67 и 50 мм). Импульсная радиальная турбина имитировалась с помощью диафрагмы, имеющей постоянное проходное сечение, и заслонки за выпускным ресивером [32]. Диафрагмы устанавливались в оба трубопровода на расстоянии примерно 600 мм от первых цилиндров. Диаметры проходных сечений диафрагмы были выбраны равными 80, 67, 50 и 42 мм.

На втором этапе наддув осуществлялся по комбинированной схеме, причем в качестве первой ступени использовался турбокомпрессор ТКР-14-2, а в качестве второй — приводной компрессор типа Рут. Выпускные трубопроводы применялись двух типов диаметром 67 и 50 мм. Левый и правый выпускные трубопроводы имели одинаковую конфигурацию и длину. Турбокомпрессор установлен сзади двигателя над кожухом маховика. Проходное сечение соплового аппарата турбины изменялось ступенчато путем перекрытия части каналов, наиболее удаленных от входных фланцев корпуса турбины.

Для регулирования давления  $p_k$  в ресивере двигателя независимо от режима работы двигателя использовался перепуск воздуха из ресивера в атмосферу или на впуск в приводной компрессор. В обоих случаях регулирование производилось с помощью заслонки в перепускной трубе.

Установка была оборудована приборами и устройствами, необходимыми для регистрации всех основных параметров работы двигателя и турбокомпрессора. Газовые пробы большого объема отбирались электромеханическим газоотборником с усовершенствованным механизмом одноразового включения (см. § 42). Для газоотборника была изготовлена специальная головка, которая устанавливалась на первый цилиндр правого блока.

Индицирование давлений в цилиндре, на впуске и на выпуске производилось мембранными датчиками с индикатором МАИ-2. В выпускном трубопроводе давление индицировалось в двух сечениях: у патрубка первого цилиндра и у диафрагмы или у входа в турбину. Мембранные датчики для индицирования цилиндра изготавливались из перминдюра К50 и имели толщину 0,1 мм, мембраны датчиков для индицирования выпускной системы — из медной фольги толщиной 0,05 мм. Для увеличения срока службы медных мембран датчик ввертывался в специальный переходник с трехходовым краном. В выпускной системе записывалось статическое и полное давления.



Экспериментальное исследование работы двигателя производилось при установке гильз № 9 и 13 (которые были исследованы на одноцилиндровой установке) и гильзы № 14. Диаметр цилиндра был увеличен на 130 мм. Гильзы имели одинаковую схему и конструкцию органов газораспределения и отличались величиной доли потеряннного хода, которая соответственно была равна 0,38; 0,29 и 0,43.

Влияние диаметра выпускного трубопровода и доли потеряннного хода поршня. Исследование влияния размеров выпускной системы на энергетическое состояние выпускных газов нельзя проводить изолированно от явлений, происходящих в цилиндре двигателя при газообмене. Размеры выпускной системы в значительной мере определяют расходную характеристику двигателя, а также существенно влияют на качество процессов газообмена и на рабочий процесс двигателя. Это должно быть соответствующим образом учтено в методике расчета основных параметров установки и выбора размеров выпускной системы.

На рис. 180 показано изменение коэффициента продувки  $\varphi$  цилиндра в зависимости от отношения давлений  $\frac{P_k}{P_p}$  для гильз, имеющих различные доли потеряннного хода. Известно, что коэффициент продувки определяется в основном отношением давлений  $\frac{P_k}{P_p}$  и время-сечением органов газораспределения. Так как испытания проводились при  $n = 2100$  об/мин, а в экспериментальных гильзах ширина выпускных и впускных окон и их пространственная ориентация оставались неизменными, то изменение коэффициента  $\varphi$  в основном определяется изменением отношения  $\frac{P_k}{P_p}$  и доли потеряннного хода  $\psi_\theta$ .

Из рассмотрения кривых на рис. 180 следует, что коэффициент продувки существенно зависит как от перепада давлений, так и от доли потеряннного хода. Малая величина  $\varphi$  для гильзы с  $\psi_\theta = 0,29$  объясняется несоответствием доли потеряннного хода скоростному режиму работы двигателя.

Коэффициент остаточных газов  $\gamma$  и, следовательно, к. п. д. продувки  $\eta_s$  в исследованном диапазоне изменения отношения

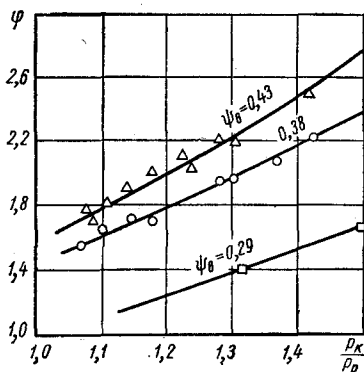


Рис. 180. Изменение коэффициента  $\varphi$  в зависимости от отношения  $\frac{P_k}{P_p}$  при  $n = 2100$  об/мин и разных  $\psi_\theta$  выпускных трубопроводах

давлений  $\frac{P_k}{P_p} = 1,05 \div 1,45$  для гильз с  $\psi_s = 0,38$  (рис. 181) и  $\psi_s = 0,43$  (рис. 182) изменяются одинаково. Лишь для  $\psi_s = 0,29$  замечено значительное увеличение  $\gamma$ . В диапазоне изменения отношений  $\frac{P_k}{P_p} = 1,05 \div 1,7$  для гильзы с  $\psi_s = 0,29$  качество газообмена на данном скоростном режиме было неудовлетворительным (минимальный коэффициент остаточных газов был равен 0,27), что отражалось как на показателях работы двигателя, так и на его общем тепловом состоянии. Влияние доли потеряннного хода на коэффициент остаточных газов более заметно при малых перепадах давлений. Так, при  $\frac{P_k}{P_p} = 1,05$  для гильзы с  $\psi_s = 0,38$   $\gamma = 0,38$ , а для гильзы с  $\psi_s = 0,43$   $\gamma = 0,34$ , в то время как при  $\frac{P_k}{P_p} = 1,20$  и выше разницы в коэффициентах остаточных газов для обеих гильз практически нет. Это объясняется низким качеством газообмена при малых перепадах давлений, и увеличение время-сечения органов газораспределения вследствие увеличения  $\psi_s$  приводит к улучшению очистки цилиндра. При больших перепадах давлений коэффициент остаточных газов по абсолютной величине невелик, и увеличение время-сечения органов газораспределения практически не отражается на качестве газообмена.

Коэффициент наполнения  $\eta_v$ , отнесенный к параметрам на впуске, также зависит от перепада давлений  $\frac{P_k}{P_p}$  от величины  $\psi_s$  (рис. 181 и 182). Возрастание  $\eta_v$  с увеличением отношения

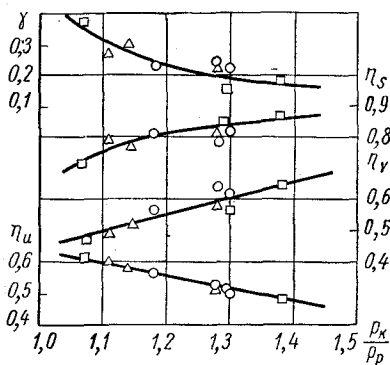


Рис. 181. Изменение величин  $\gamma$ ,  $\eta_s$ ,  $\eta_v$  и  $\eta_u$  в зависимости от  $\frac{P_k}{P_p}$  при  $n = 2100$  об/мин для гильзы с  $\psi_s = 0,38$ :  
 $\Delta - d_p = 80$  мм;  $\circ - d_p = 67$  мм;  
 $\square - d_p = 50$  мм

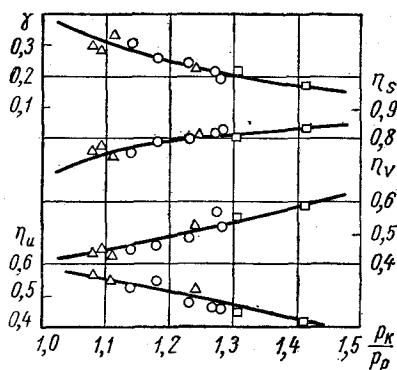


Рис. 182. Изменение величин  $\gamma$ ,  $\eta_s$ ,  $\eta_v$  и  $\eta_u$  в зависимости от  $\frac{P_k}{P_p}$  при  $n = 2100$  об/мин для гильзы с  $\psi_s = 0,43$  (обозначения см. на рис. 181)

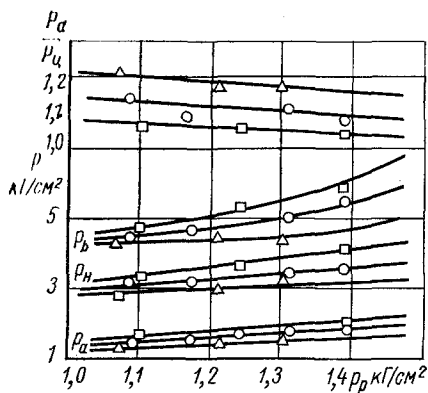


Рис. 183. Изменение величин  $p_a$ ,  $p_n$ ,  $p_b$  и  $\frac{p_a}{p_c}$  в зависимости от  $p_p$  при  $n = 2100$  об/мин для гильзы с  $\psi_s = 0,38$  (обозначения см. на рис. 181)

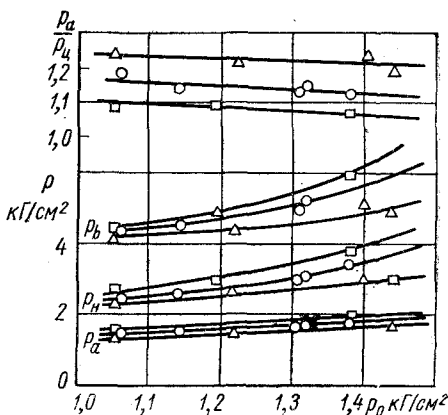


Рис. 184. Изменение величин  $p_a$ ,  $p_n$ ,  $p_b$  и  $\frac{p_a}{p_c}$  в зависимости от  $p_p$  при  $n = 2100$  об/мин для гильзы с  $\psi_s = 0,43$  (обозначения см. на рис. 181)

$\frac{p_k}{p_p}$  обусловлено, с одной стороны, улучшением продувки цилиндра, а с другой — уменьшением относительных потерь на впуске при возрастании абсолютной величины давления  $p_k$ . Для гильзы с  $\psi_s = 0,43$  коэффициент  $\eta_v$  несколько меньше, чем для гильзы с  $\psi_s = 0,38$ , что объясняется уменьшением действительного рабочего объема цилиндра при увеличении доли потерян-ного хода. Коэффициент использования продувочного воздуха  $\eta_u$  представляет собой величину, обратную  $\phi$ , и изменение его особых пояснений не требует.

Зависимость давлений  $p_b$ ,  $p_n$ ,  $p_a$ , а также отношения давлений  $\frac{p_a}{p_c}$  от среднего за цикл давления в выпускном трубопроводе  $p_p$  для гильз с  $\psi_s = 0,38$  и  $\psi_s = 0,43$  при работе с различными трубопроводами представлены на рис. 183 и 184. Испытания проводились таким образом, что с увеличением давления  $p_p$  отношение  $\frac{p_k}{p_p}$  сохранялось неизменным.

Как видно из графиков на рис. 183 и 184, с увеличением противодавления на выпуске давление в цилиндре возрастает. Особенно интенсивно растет давление в начале выпуска  $p_b$  и давление в начале открытия впускных окон  $p_n$ . Давление  $p_a$  увеличивается примерно по линейному закону с возрастанием давления  $p_p$ .

Влияние диаметра выпускных трубопроводов на давление в цилиндре при работе с обеими гильзами примерно одинаковое.

При уменьшении диаметра трубопроводов давления в цилиндре при постоянном противодавлении на выпуске несколько возрастают, что связано с увеличением скорости движения газа в трубопроводах. Например, при  $p_p = 1,40 \text{ кг/см}^2$  для гильзы с  $\psi_s = 0,38$  давление в начале выпуска  $p_b = 4,7 \text{ кг/см}^2$  для трубопровода с диаметром  $d_p = 80 \text{ мм}$  и  $p_b = 6,1 \text{ кг/см}^2$  для трубопровода с диаметром  $d_p = 50 \text{ мм}$ .

Отличие давлений  $p_n$  и  $p_a$  при разных трубопроводах соответственно меньше, так как их абсолютная величина также меньше  $p_b$ .

Сравнивая изменение  $p_b$ ,  $p_n$  и  $p_a$  (рис. 183 и 184) при различных долях потеряннго хода, можно заключить, что  $\psi_s$  сравнительно мало влияет на давления  $p_b$  и  $p_a$ . Давление  $p_b$  примерно остается неизменным, так как с изменением  $\psi_s$  одновременно изменяется объем камеры сгорания так, что действительная степень сжатия остается постоянной.

Давление  $p_n$  для гильзы с  $\psi_s = 0,38$  оказалось больше, чем для гильзы с  $\psi_s = 0,43$ , что объясняется меньшим предварением выпуска.

Как показывают опытные данные, фактическое сжатие заряда в цилиндре начинается несколько раньше геометрического начала сжатия (момента перекрытия выпускных окон при движении поршня к в. м. т.), а давление  $p_a$  в начале фактического сжатия может значительно отличаться от среднего давления  $p_u$  в цилиндре в период продувки — наполнения. Для оценки влияния предварительного сжатия используем отношение  $\frac{p_a}{p_u}$ , которое, как показали исследования, всегда больше единицы. Это свидетельствует о значительном дросселировании течения заряда в выпускных окнах.

Отношение  $\frac{p_a}{p_u}$  с увеличением  $p_p$  уменьшается, хотя и незначительно (рис. 183 и 184). Последнее связано с тем, что давление  $p_u$  растет менее значительно, чем давление  $p_p$ , и при больших величинах  $p_p$  разница между давлением в цилиндре и давлением в выпускном трубопроводе в период продувки принудительного выпуска становится меньше. Поэтому влияние дросселирования уменьшается.

Отношение  $\frac{p_a}{p_u}$  несколько растет с увеличением  $\psi_s$ . Это объясняется тем, что при увеличении высоты выпускных окон повышается скорость поршня в момент перекрытия верхней кромки окон, что также усиливает эффект дросселирования.

С увеличением диаметра выпускного трубопровода отношение  $\frac{p_a}{p_u}$  также заметно возрастает для всех испытанных гильз.

Поскольку причиной предварительного сжатия является дроссе-

лирование в окнах, объяснение этого явления также следует искать в увеличении дросселирования. Действительно, определенному количеству заряда, вытекшего за период дополнительного выпуска в трубопровод большего диаметра, будет соответствовать меньшее увеличение скорости в нем и большее повышение давления, т. е. при истечении в трубопровод большего диаметра перепад давлений в выпускных окнах уменьшается по сравнению с истечением в трубопровод меньшего диаметра, и эффект дросселирования усиливается.

На рис. 185 показано изменение некоторых параметров двигателя при работе по скоростной характеристике для гильзы с  $\psi_s = 0,38$  и трубопровода диаметром  $d_p = 50$  мм при наличии противодействия.

Расход воздуха  $G_s$  через двигатель увеличивается примерно пропорционально числу оборотов, вследствие чего растет давление  $p_p$  в выпускном трубопроводе.

Давление  $p_a$  возрастает интенсивнее, чем давление  $p_c$ , что является следствием увеличения скорости поршня при закрытии выпускных окон. Рост средней температуры газов  $T_p$  в выпускном трубопроводе объясняется увеличением  $p_p$  и  $T_b$ , так как с повышением числа оборотов увеличивается догорание топлива во время расширения, и использование теплоты в цилиндре ухудшается.

Влияние увеличения противодействия  $p_p$  на среднюю температуру выпускных газов показано на рис. 186. С ростом  $p_p$  температура  $T_p$  увеличивается, причем повышение температуры более значительно для гильзы с  $\psi_s = 0,38$ , чем для гильзы с  $\psi_s = 0,43$ , что объясняется характером изменения коэффициента продувки цилиндра  $\phi$ . Так, для гильзы с  $\psi_s = 0,43$  максимальная средняя температура выпускных газов  $T_p$  не превышала  $660^\circ\text{K}$  при коэффициенте  $\phi = 1,7$ , а для гильзы с  $\psi_s = 0,38$  она достигала  $740^\circ\text{K}$  при коэффициенте продувки  $\phi = 1,5$ .

В двухтактном двигателе с петлевой схемой газообмена давление в цилиндре в начале сжатия в основном определяется

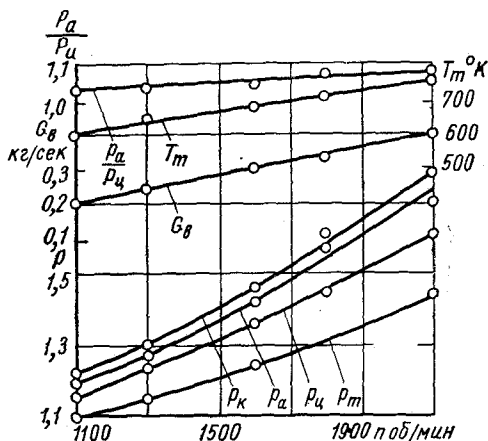


Рис. 185. Изменение величин  $p_m$ ,  $p_c$ ,  $p_a$ ,  $p_k$ ,  $G_s$ ,  $T_m$  и  $\frac{p_a}{p_c}$  в зависимости от  $n$  для гильзы с  $\psi_s = 0,38$  при  $d_p = 50$  мм

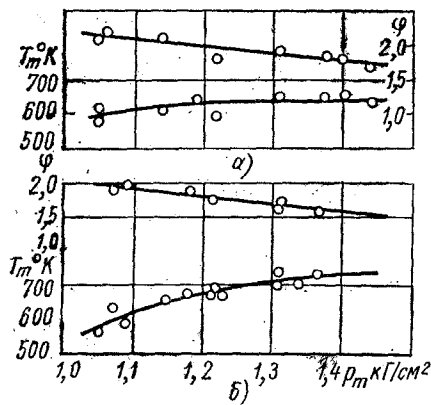


Рис. 186. Изменение коэффициента  $\phi$  и температуры  $T_m$  в зависимости от  $p_m$  при  $n = 2100$  об/мин:

а — гильза с  $\psi_0 = 0,43$ ; б — гильза с  $\psi_0 = 0,38$

тия изменяется незначительно, так как противодействие на выпуске было постоянным  $p_p = 1,05 \text{ кг/см}^2$ .

Отношение  $\frac{p_a}{p_c}$  с увеличением  $\psi_0$  возрастает по причинам, рассмотренным выше.

При анализе комбинированного наддува двигателя с петлевой схемой газообмена используется среднее давление  $p_p'$  за период собственно продувки — наполнения, которое в общем случае не равно среднему давлению  $p_p$  за цикл. Однако эксперименты показывают, что разница между этими давлениями для всех исследованных случаев невелика (рис. 188), поэтому приближенно в расчетах можно принимать  $p_p' = p_p$ .

Влияние выпускной системы на энергетическое состояние выпускных газов. Условимся энергетическое состояние выпускных газов определять тем количеством механической работы, которую можно получить при расширении газов от параметров состояния в выпускной системе до давления окружающей среды  $p_0$ . Предполагается, что

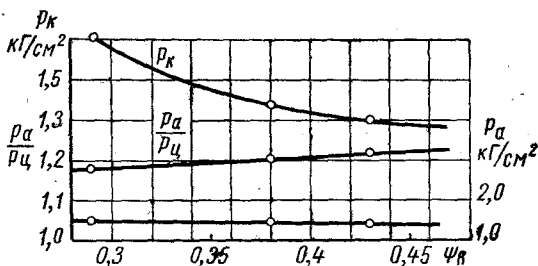


Рис. 187. Изменение величин  $p_k$ ,  $p_a$  и  $\frac{p_a}{p_c}$  в зависимости от  $\psi_0$  при  $n = 2100$  об/мин,  $d_p = 80$  мм и  $p_p = 1,05 \text{ кг/см}^2$

эта работа реализуется в импульсной турбине, т. е. давление и температура газов в выпускном трубопроводе переменны по времени.

Газы в цилиндре в начале выпуска обладают определенным запасом энергии [29]. Ниже рассматривается качественная и количественная оценка преобразования этой энергии.

Как известно, значительная часть энергии, которой располагают газы в начале выпуска, используется в виде работы  $L_n$ , отдаваемой поршню за время процессов газообмена. Эта работа невелика при малых давлениях  $p_b$  и ею пренебрегают в расчетах двигателей без наддува. Однако при давлениях  $p_b \geq 4,0 \text{ кг/см}^2$  она становится сравнимой с работой цикла и с количеством энергии, которой обладают газы при  $p_b$  и  $T_b$ . Поэтому учет этой работы вносит существенные поправки при определении среднего индикаторного давления и при расчете энергии выпускных газов.

Основными параметрами, влияющими на величину  $L_n$ , являются давление в начале выпуска  $p_b$  и градиент падения давления  $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$  в цилиндре во время свободного выпуска, а также кинематические функции  $f_1(\alpha)$  и  $f_2(\alpha)$  [18]. По результатам обработки диаграмм изменения давлений в цилиндре во время газообмена получены значения  $p_b$  и  $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ , которые использовались для определения  $L_n$ . Работа  $L_n$  изменяется по линейному закону в зависимости от  $p_b$  для каждого значения  $\psi_s$  (рис. 189). Как показали исследования, величина  $\psi_s$  практически не влияет на отношение  $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ .

Можно предложить следующую приближенную эмпирическую зависимость для определения  $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$  (линия 4 на рис. 189):

$$-\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} = 0,85 p_b + 2,40.$$

В эту формулу  $p_b$  подставляется в  $\text{кг/см}^2$ , а результат получается в  $\text{кг/(см}^2 \cdot \text{рад)}$ .

При  $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} = \text{const}$  с увеличением  $p_b$  работа  $L_n$  возрастает по закону, близкому к параболическому. Однако, если учесть уменьшение градиента падения давления, то получаются зависимости,

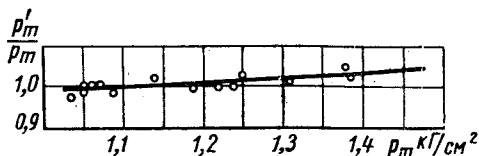


Рис. 188. Изменение отношения  $\frac{p'_m}{p_m}$  в зависимости от  $p_m$  при  $n = 2100$  об/мин и различных выпускных трубопроводах

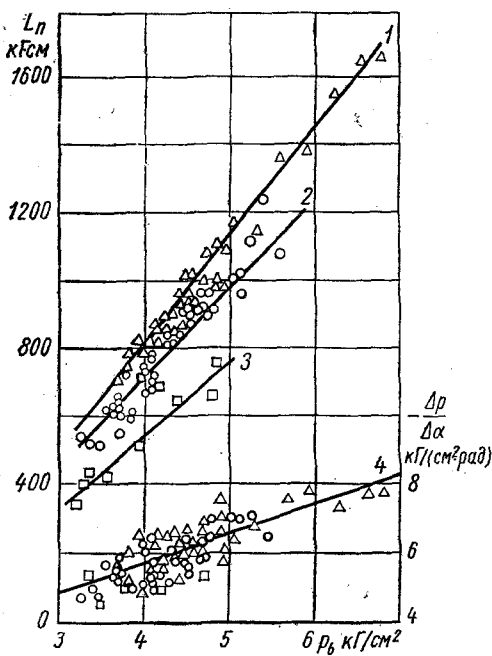


Рис. 189. Изменение работы  $L_n$  и отношения  $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$  в зависимости от давления  $p_b$ :

○ —  $\psi_s = 0,38$ ; □ —  $\psi_s = 0,29$ ; △ —  $\psi_s = 0,43$

можно уточнить среднее индикаторное давление. Так как при анализе энергетического состояния выпускных газов все расчеты выполняются в единицах мощности, то далее вместо  $L_n$  рассматривается выражение мощности  $N_n = iL_n \frac{n}{60}$ . Коэффициент дополнительной мощности на поршне

$$k_n = \frac{N_n}{N_{pe}}$$

где  $N_{pe}$  — располагаемая мощность газов в цилиндре в начале выпуска.

На рис. 190 показано изменение коэффициента  $k_n$  для двух гильз с  $\psi_s = 0,38$  и  $\psi_s = 0,43$ . Несмотря на то, что с увеличением параметров в начале выпуска энергия газов, отдаваемая поршню, растет, коэффициент  $k_n$  уменьшается. Так, коэффициент  $k_n$  при увеличении  $L_n$  от 3000 до 6000 кГм/сек уменьшается с 0,48 до 0,31 для гильзы с  $\psi_s = 0,43$  и с 0,41 до 0,22 для гильзы с  $\psi_s = 0,38$ . Абсолютная величина  $N_n$  существенно возрастает в обоих

изображенные на рис. 189 прямыми линиями 1—3. При постоянных величинах  $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$  и  $p_b$  с ростом  $\psi_s$  работа  $L_n$ , отдаваемая поршню, увеличивается, так как газы действуют на поршень на большем пути его движения. В формуле для определения  $L_n$  это учитывается кинематическими функциями  $f_1(\alpha)$  и  $f_2(\alpha)$ . Эмпирические зависимости для определения  $L_n$  имеют следующий вид: при  $\psi_s = 0,43$   $L_n = 315 p_b - 450$ ; при  $\psi_s = 0,38$   $L_n = 260 p_b - 340$ ; при  $\psi_s = 0,29$   $L_n = 215 p_b - 320$ .

В эти формулы  $p_b$  подставляется в кГ/см<sup>2</sup>, а результат получается в кГ·см.

Приведенные формулы справедливы только для двигателей с подобной схемой газообмена. После определения работы  $L_n$



случаях. Большие значения коэффициента  $k_n$  для гильзы с  $\psi_e = 0,43$ , чем для гильзы с  $\psi_e = 0,38$ , обусловлены тем, что при прочих равных условиях работа, совершаемая поршнем, больше в случае гильзы с  $\psi_e = 0,43$ .

Таким образом, выпускные газы, выходя из цилиндра, отдают поршню 20—50% мощности, которой они обладают в начале выпуска.

Следующими важными этапами в преобразовании энергии выпускных газов являются истечение их из цилиндра в выпускной трубопровод и течение их по трубопроводу до соплового аппарата турбины. Оба эти процесса сопровождаются необратимым переходом кинетической энергии в тепловую, т. е. потерями мощности газов. Как указывалось выше (см. § 39), эти потери мощности оцениваются с помощью коэффициентов  $k_1$ ,  $k_p$  и  $k_e$ , определяемых экспериментально. При этом располагаемые мощности газов в выпускном трубопроводе непосредственно у цилиндра и на входе в турбину или у диафрагмы, с помощью которой имитируется турбина, определяются по экспериментальным данным по методике, изложенной в § 35.

Изменение коэффициентов  $k_1$ ,  $k_p$  и  $k_e$  в зависимости от

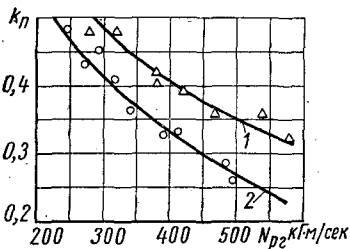


Рис. 190. Изменение величины  $k_n$  в зависимости от  $N_{p2}$  при  $n = 2100$  об/мин:  
1 —  $\psi_e = 0,43$ ; 2 —  $\psi_e = 0,38$

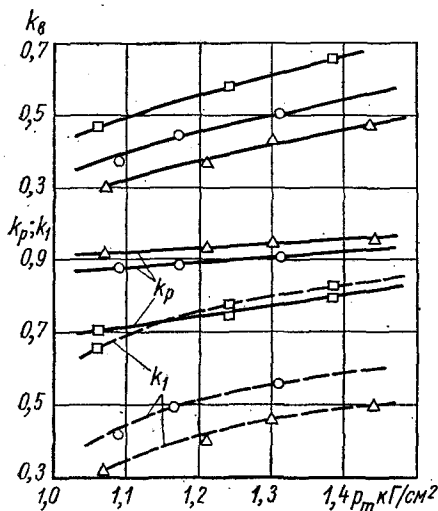


Рис. 191. Изменение величин  $k_1$ ,  $k_p$  и  $k_e$  в зависимости от  $p_m$  для гильзы с  $\psi_e = 0,38$  при  $n = 2100$  об/мин и разных диаметрах трубопровода:  
 $\Delta - d_p = 80$  мм;  $\circ - d_p = 67$  мм  
 $\square - d_p = 50$  мм

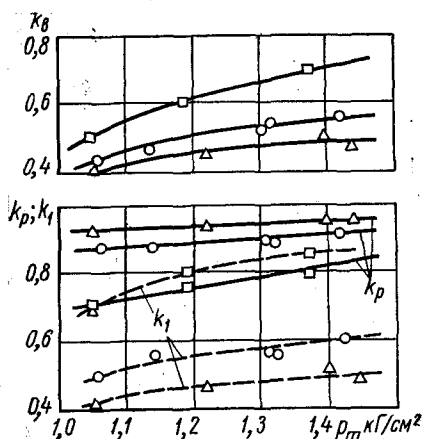


Рис. 192. Изменение величин  $k_1$ ,  $k_p$  и  $k_e$  в зависимости от  $p_m$  для гильзы с  $\psi_e = 0,43$  при  $n = 2100$  об/мин (обозначения см. на рис. 191)

среднего давления  $p_m$  на выпуске показано на рис. 191 для гильзы с  $\psi_s = 0,38$  и на рис. 192 — для гильзы с  $\psi_s = 0,43$  при различных диаметрах выпускных трубопроводов. В рассмотренных случаях увеличение  $p_m$ , т. е. увеличение абсолютного значения мощности газов, используемой в турбине, влечет за собой возрастание этих коэффициентов, так как относительная величина потерь становится меньше. Хорошо видно также влияние диаметра трубопровода  $d_p$  на коэффициенты потерь. Например, для гильзы с  $\psi_s = 0,43$  потери мощности газов на внезапное расширение при истечении из цилиндра для  $d_p = 80$  мм составляют около 50% при  $p_m = 1,40$  кг/см<sup>2</sup> и более при меньших значениях  $p_m$  ( $k_1 = 0,5$  и менее), а для  $d_p = 50$  мм не превосходят 30%. С увеличением противодавления на выпуске для  $d_p = 50$  мм эти потери уменьшаются до 14% ( $k_1 = 0,86$ ) при  $p_m = 1,40$  кг/см<sup>2</sup>.

Подобная зависимость потерь на внезапное расширение от диаметра трубопровода вполне согласуется с физической сутью явлений при истечении газов в трубопровод. Если выпуск происходит непосредственно в атмосферу (или ресивер большого объема), то кинетическая энергия газов при истечении переходит в тепловую энергию, которая и рассеивается в окружающей среде. Вся мощность выпускных газов теряется, и коэффициент  $k_1 = 0$ . В другом предельном случае, когда истечение происходит в трубопровод с поперечным сечением, равным проходному сечению выпускных окон, вся кинетическая энергия, полученная газом при расширении от давления в цилиндре до давления в выпускном трубопроводе, сохраняется. Происходит лишь превращение потенциальной энергии в кинетическую. Потери, учитываемые коэффициентом  $k_1$ , в этом случае будут складываться из потерь трения газов о стенки выпускных органов и потерь на местные завихрения, обусловленные тем, что внутренняя кромка выпускных органов выполняется острой, а также наличием перегородок между выпускными окнами. Эти потери невелики, и величина  $k_1$  близка к единице.

Однако обеспечить равенство проходных сечений выпускных окон и трубопровода в течение всего процесса выпуска практически невозможно, так как проходное сечение выпускных окон переменено по времени. В связи с этим можно лишь говорить о равенстве между максимальным сечением выпускных окон  $f_{s \max}$  и сечением трубопровода  $f_p$  или о наиболее выгодном соотношении между ними. Минимальные потери на внезапное расширение имеют место при отношении  $\frac{f_p}{f_{s \max}} < 1$ , поскольку свободный выпуск, как правило, заканчивается задолго до полного открытия выпускных окон.

Заметно различие в протекании коэффициента  $k_1$  в зависимости от  $p_m$  для различных гильз: для гильзы с  $\psi_s = 0,43$

он больше, чем для гильзы с  $\psi_s = 0,38$ , при прочих равных условиях. Это свидетельствует о том, что выпускные окна гильзы с  $\psi_s = 0,43$  в сочетании с любым трубопроводом лучше обеспечивают сохранение кинетической энергии в трубопроводе, чем окна гильз с меньшими  $\psi_s$ . Поэтому увеличение доли потерянного хода выгодно в отношении использования энергии выпускных газов в импульсной турбине.

Потери мощности выпускных газов в трубопроводе, характеризующиеся коэффициентом  $k_p$ , мало зависят от  $p_m$  для трубопроводов больших диаметров и существенно — для трубопроводов малых диаметров. Для разделения гидравлических и тепловых потерь в трубопроводе были проведены испытания выпускных трубопроводов с тепловой изоляцией и без нее. Выпускные трубопроводы тщательно обматывались асбестовым шнуром достаточной толщины, что практически исключало теплообмен между выпускными газами и окружающей средой через стенки трубопровода. Для уменьшения утечек теплоты через металл в местах соединений трубопроводов ставились теплоизолирующие прокладки. Анализ результатов испытаний показывает, что при введении тепловой изоляции трубопроводов мощность газов перед турбиной увеличивается примерно на 4—5%, что совпадает также с данными других исследователей. Таким образом, в трубопроводах большого диаметра главную роль играют тепловые потери ( $k_p = 0,94 \div 0,95$  для  $d_p = 80$  мм и  $\psi_s = 0,43$ ), а гидравлические составляют незначительную величину вследствие малых скоростей потока в трубопроводе. И наоборот, в трубопроводах малого диаметра вследствие больших скоростей движения газов резко возрастают гидравлические потери, в результате чего коэффициент  $k_p$  уменьшается (примерно, для  $d_p = 50$  мм и  $\psi_s = 0,43$  при  $p_m = 1,05$  кг/см<sup>2</sup> коэффициент  $k_p = 0,72$ ).

Сопоставление изменения коэффициента  $k_p$  для гильз с  $\psi_s = 0,43$  и  $\psi_s = 0,38$  позволяет сделать вывод, что  $k_p$  практически не зависит от доли потерянного хода.

Действительно, разница в значениях  $k_p$  для обеих гильз при прочих равных условиях не превышает 2% и находится в пределах точности исследования. Это положение также не противоречит физическому смыслу явления, так как  $k_p$  учитывает потери в трубопроводе.

Изменение коэффициента  $k_s$  предопределено характером изменения  $k_1$  и  $k_p$ . При работе с гильзами, имеющими большую долю потерянного хода, и с трубопроводами малого диаметра доля располагаемой энергии выпускных газов, подводимой к турбине, увеличивается. Так, при  $\psi_s = 0,43$  и  $d_p = 50$  мм эта доля энергии изменяется от 50% при  $p_m = 1,05$  кг/см<sup>2</sup> до 70% и более при  $p_m = 1,40$  кг/см<sup>2</sup>. Несколько меньшие значения  $k_s$  получены для гильзы с  $\psi_s = 0,38$ .

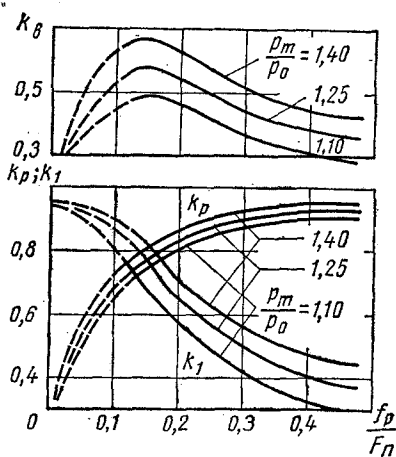


Рис. 193. Изменение величин  $k_1$ ,  $k_p$  и  $k_g$  в зависимости от  $\frac{f_p}{F_n}$  для различных отношений  $\frac{\rho_m}{\rho_0}$  при  $n = 2100$  об/мин,  $l_p = 600$  мм и  $\psi_g = 0,38$

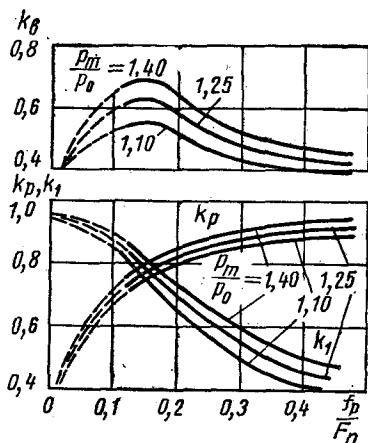


Рис. 194. Изменение величин  $k_1$ ,  $k_p$  и  $k_g$  в зависимости от  $\frac{f_p}{F_n}$  для различных отношений  $\frac{\rho_m}{\rho_0}$  при  $n = 2100$  об/мин,  $l_p = 600$  мм и  $\psi_g = 0,43$

Также очевидны преимущества уменьшения сечения трубопровода до значений, значительно меньших, чем  $f_{g \max}$ . Например, при  $\psi_g = 0,43$  максимальное проходное сечение выпускных окон  $f_{g \max} = 36 \text{ см}^2$ , поперечное сечение трубопровода при  $d_p = 67 \text{ мм}$   $f_p = 35,2 \text{ см}^2$ , а отношение  $\frac{f_p}{f_{g \max}} = 0,98$ .

Максимальное значение  $k_g$  для этого случая в исследованном диапазоне изменения  $\rho_m$  не превосходит 0,55, в то время как для трубопровода с  $d_p = 50 \text{ мм}$ , т. е. при  $\frac{f_p}{f_{g \max}} = 0,545$ , коэффициент  $k_g$  более 0,7. Следовательно, в быстроходном двухтактном двигателе с петлевой схемой газообмена и импульсной турбиной на выпуске сечение выпускного трубопровода должно быть значительно меньше максимального проходного сечения выпускных окон (если это не вызывает ухудшения газообмена).

Изменение коэффициентов  $k_1$ ,  $k_p$  и  $k_g$  в зависимости от относительного проходного сечения выпускных трубопроводов  $\frac{f_p}{F_n}$  (где  $F_n$  — площадь поршня) показано на рис. 193 и 194. Для обеих гильз максимальная величина  $k_1$  соответствует отношению

$\frac{I_{p2}}{I_{p1}} = 0,140 \div 0,160$ , что соответствует средней скорости движения газов в трубопроводе 150—200 м/сек.

Для выяснения влияния числа оборотов вала двигателя на изменение коэффициента  $k_a$  было проведено исследование при работе двигателя по скоростной характеристике (рис. 195).

С увеличением числа оборотов двигателя (при постоянном положении рейки топливного насоса) при заданном проходном сечении диафрагмы, имитирующей турбину, увеличивается среднее давление в выпускном трубопроводе. Вследствие этого растет давление в цилиндре двигателя и увеличивается энергетический уровень выпускных газов. Все составляющие энергии выпускных газов увеличиваются (см. изменение  $N_e$ ,  $N_n$ ,  $N_{p\partial}$ ,  $N_{p2}$ ), однако их соотношение изменяется сравнительно мало. Поэтому в широком диапазоне изменения числа оборотов от 1100 до 2100 в минуту коэффициент  $k_a$  изменяется незначительно (от 0,72 до 0,69). Это свидетельствует о том, что коэффициентами  $k_a$ , полученными при одном числе оборотов, можно пользоваться с достаточной для практики степенью точности при расчете других скоростных режимов.

Для определения мощностей  $N_{p\partial}$  и  $N_{p2}$  газов и среднего секундного расхода  $G_s$  использовались диаграммы изменения полного давления в различных сечениях выпускных трубопроводов, что давало возможность учесть кинетическую энергию газов, не изменяя методики обработки диаграмм. Чтобы выявить относительное влияние доли кинетической энергии в общем балансе энергии, были также обработаны диаграммы изменения статических давлений в тех же сечениях трубопровода и на одинаковых режимах. На рис. 196 показано изменение мощности газов у диафрагмы  $N_{p\partial 1}$  с учетом кинетической энергии газов и  $N_{p\partial 2}$  без учета ее, а также расхода газов (кривые  $G_{\partial 1}$  и  $G_{\partial 2}$ ) в зависимости от диаметра трубопровода при  $\psi_s = 0,38$  и проходном сечении диафрагмы  $f_{\partial} = 0,00277 \text{ м}^2$ . Расход воздуха, а следовательно, и газов оставался примерно постоянным. Как и следовало ожидать, доля кинетической энергии невелика при трубопроводах больших диаметров и возрастает с уменьшением проходного сечения трубопроводов. Влияние учета динамическо-

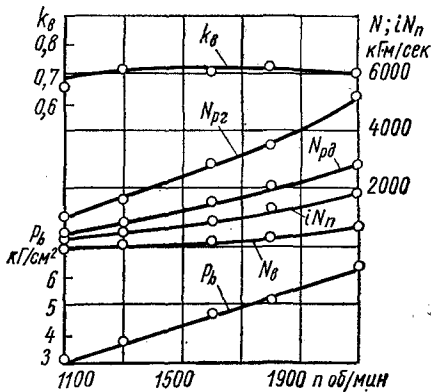


Рис. 195. Изменение величин  $p_b$ ,  $N_e$ ,  $N_n$ ,  $N_{p\partial}$ ,  $N_{p2}$  и  $k_a$  в зависимости от  $n$  при  $f_{\partial} = 0,00277 \text{ м}^2$ ,  $\psi_s = 0,38$  и  $d_p = 50 \text{ мм}$

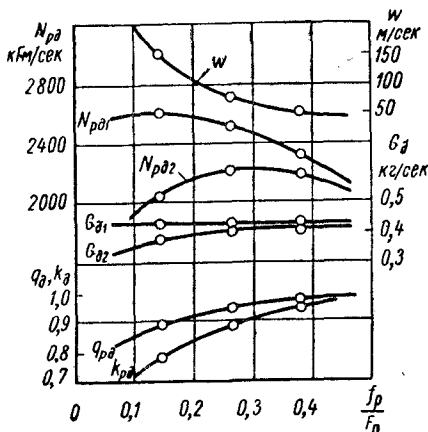


Рис. 196. Изменение  $w$ ,  $N_{p\delta 1}$ ,  $N_{p\delta 2}$ ,  $G_{\delta 1}$ ,  $G_{\delta 2}$ ,  $q_{\delta}$  и  $k_{\delta}$  в зависимости от  $\frac{f_p}{f_n}$  при  $f_{\delta} = 0,00277 \text{ м}^2$ ,  $\psi_{\delta} = 0,38$ ,  $n = 2100 \text{ об/мин}$

го напора при определении мощности и расхода различно. Если пренебречь скоростью газов в трубопроводе и определять расход  $G_{\delta}$  и мощность  $N_{p\delta}$  по диаграммам изменения статических давлений, то ошибка в определении расхода  $G_{\delta}$  составит 2% при  $d_p = 80 \text{ мм}$  и увеличится до 11% при  $d_p = 50 \text{ мм}$ . Для тех же самых условий ошибка в определении мощности  $N_{p\delta}$  будет значительно больше и составит 5% при  $d_p = 80 \text{ мм}$  и 22% при  $d_p = 50 \text{ мм}$ . Коэффициенты  $k_{p\delta}$  и  $q_{p\delta}$  представляют собой отношения мощности или расхода, определенных с учетом скоростного напора в трубопроводе, соответственно к мощности или расходу без учета этого напора.

С уменьшением диаметра трубопровода до определенной величины мощность  $N_{p\delta 1}$  газов у диафрагмы увеличивается, что соответствует результатам теоретического анализа (см. § 37). Средняя скорость  $w$  течения газов в трубопроводе изменилась при этом от 59 м/сек при  $d_p = 80 \text{ мм}$  до 150 м/сек при  $d_p = 50 \text{ мм}$ . Это позволяет сделать вывод, что при анализе энергетического состояния выпускных газов кинетической энергией их можно пренебречь при скорости движения  $w \leq 60 \text{ м/сек}$ .

На рис. 197 показано изменение давления  $p_p$  в выпускном трубопроводе на расстоянии 100 мм от выпускных окон первого цилиндра при  $n = 1800 \text{ об/мин}$  [30]. Перед открытием выпускных окон при работе на всех режимах в трубопроводе имеется разрежение, которое возрастает при увеличении числа оборотов и при уменьшении площади поперечного сечения трубопровода. Так, в трубопроводе диаметром 50 мм разрежение достигает примерно  $0,21 \text{ кг/см}^2$ , в трубопроводе диаметром 67 мм —  $0,145 \text{ кг/см}^2$  и в трубопроводе диаметром 80 мм —  $0,117 \text{ кг/см}^2$ .

Импульс давления и максимальное давление в трубопроводе увеличиваются с уменьшением диаметра трубопровода. В рассматриваемом случае максимальное давление импульса равно 1,2; 1,5 и 1,7  $\text{кг/см}^2$  при работе с трубопроводами диаметром соответственно 80, 67 и 50 мм.

С увеличением среднего давления  $p_{m \text{ ср}}$  повышается максимальное давление в трубопроводе  $p_{m \text{ max}}$  (рис. 198). Так, при 368

$d_p = 80$  мм и  $\rho_{\text{тср}} = 1,05$  кг/см<sup>2</sup> максимальное давление  $\rho_{\text{тmax}} = 1,22$  кг/см<sup>2</sup>, а при  $\rho_{\text{тср}} = 1,40$  кг/см<sup>2</sup>  $\rho_{\text{тmax}} = 1,80$  кг/см<sup>2</sup>. При одинаковом среднем давлении максимальное давление увеличивается с уменьшением диаметра трубопровода.

Доля потеряннго хода практически не влияет на величину  $\rho_{\text{тmax}}$  в исследованном диапазоне изменения  $\psi_e$  (рис. 198). Однако степень повышения давления в трубопроводе, характеризующаяся величиной  $\lambda_p = \frac{\rho_{\text{тmax}}}{\rho_{\text{тср}}}$ , зави-

сит от  $\psi_e$  (рис. 199). Анализ кривых показывает, что величина  $\lambda_p$  имеет максимум, который зависит от доли потеряннго хода и от диаметра трубопровода. Этот максимум смещается в сторону больших значений  $\rho_{\text{тср}}$  при уменьшении диаметра трубопровода и при увеличении  $\psi_e$ , т. е. сочетание большой доли потеряннго хода с малым диаметром трубопровода дает возможность получить импульс давления, обеспечивающий лучшее сохранение энергии газов. Действительно, максимальная величина  $\lambda_{p\text{max}} = 1,8$  получена при  $\psi_e = 0,43$  и  $d_p = 50$  мм, а минимальная  $\lambda_{p\text{min}} \approx 1,3$  при  $\psi_e = 0,38$  и  $d_p = 80$  мм.

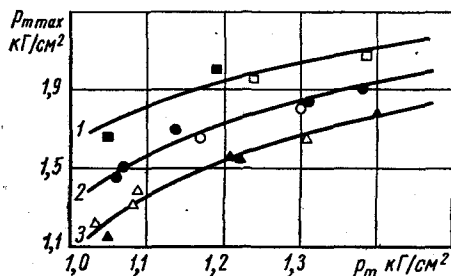


Рис. 198. Изменение  $\rho_{\text{тmax}}$  в зависимости от  $\rho_{\text{тср}}$  при  $n = 2100$  об/мин:

1 —  $d_p = 50$  мм; 2 —  $d_p = 67$  мм; 3 —  $d_p = 80$  мм; черные точки —  $\psi_e = 0,43$ ; светлые точки  $\psi_e = 0,38$

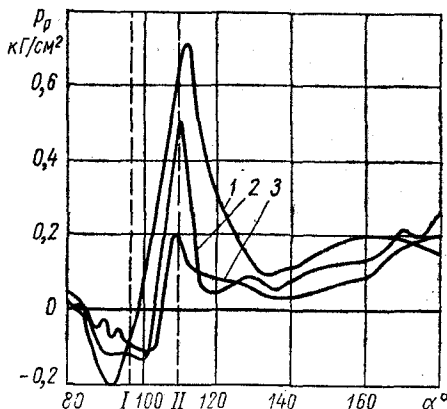


Рис. 197. Изменение давления в выпускном трубопроводе  $\rho_p$  по углу поворота коленчатого вала  $\alpha$  при  $n = 1800$  об/мин;

I — открытие выпускных окон; II — открытие впускных окон; 1 —  $d_p = 50$  мм; 2 —  $d_p = 67$  мм; 3 —  $d_p = 80$  мм

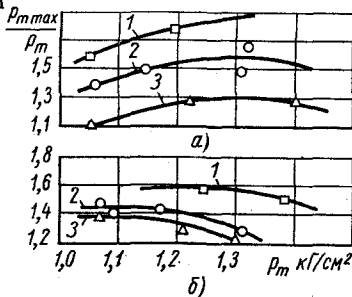


Рис. 199. Изменение  $\frac{\rho_{\text{тmax}}}{\rho_{\text{тср}}}$  в зависимости от  $\rho_{\text{тср}}$  при  $n = 2100$  об/мин:

а — для гильзы с  $\psi_e = 0,43$ ; б — для гильзы с  $\psi_e = 0,38$ ; 1 —  $d_p = 50$  мм; 2 —  $d_p = 67$  мм; 3 —  $d_p = 80$  мм

Отношение мощности выпускных газов, определенной по диаграмме изменения полного давления в выпускном трубопроводе, к мощности, вычисленной по постоянным осредненным по времени параметрам, называется коэффициентом импульсности  $k_u$ . В совокупности с к. п. д. турбины, работающей при переменных параметрах на входе, коэффициент  $k_u$  дает возможность оценить преимущества импульсной системы наддува по сравнению с системой постоянного давления.

Мощность импульсной турбины может быть определена по формуле

$$N_{mi} = k_u \frac{\eta_{mi}}{\eta_{mn}} N_{mn},$$

где  $\eta_{mi}$  — к. п. д. импульсной турбины;

$\eta_{mn}$  — к. п. д. турбины постоянного давления;

$N_{mn}$  — мощность турбины постоянного давления.

Изменение коэффициента  $k_u$  для случая выпуска из двух цилиндров (чередование выпусков через  $180^\circ$ ) в один трубопровод показано на рис. 200. Кривые построены по результатам испытания двигателя при работе с различными выпускными системами, причем верхняя граница (штриховая линия) соответствует  $\psi_s = 0,43$  и  $d_p = 50$  мм, нижняя (тоже штриховая линия)  $\psi_s = 0,29$  и  $d_p = 80$  мм. Сплошная линия представляет собой среднее изменение величины  $k_u$ . Таким образом, средний коэффициент импульсности уменьшается с 2,5 при  $p_{m.cp} = 1,05$  кг/см<sup>2</sup> до 1,06 при  $p_{m.cp} = 1,40$  кг/см<sup>2</sup>. Это означает, что мощность выпускных газов при переменном давлении в трубопроводе в 2,5 раза больше мощности выпускных газов при давлении  $p_{m.cp} = \text{const}$  для  $p_{m.cp} = 1,05$  кг/см<sup>2</sup>; для  $p_{m.cp} = 1,40$  кг/см<sup>2</sup> разница между

этимися мощностями составляет всего 6%. Мощности соответствующих турбин будут отличаться несколько меньше вследствие влияния к. п. д. самих турбин.

Влияние комбинированного наддува. При испытаниях давление в ресивере двигателя регулировалось путем перепуска части воздуха из ресивера на впуск в приводной компрессор.

По результатам испытаний двигателя с комбинированным наддувом нужно было установить возможность замены импульсной турбины диафрагмой

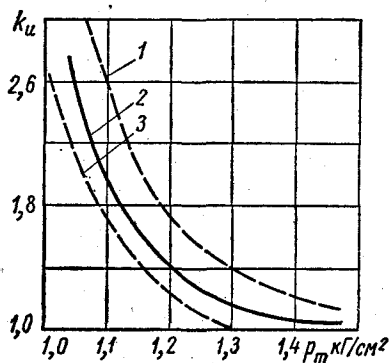


Рис. 200. Изменение коэффициента  $k_u$  в зависимости от давления  $p_m$ :

1 —  $\psi_s = 0,43$ ; 2 —  $\psi_s = 0,38$ ; 3 —  $\psi_s = 0,29$



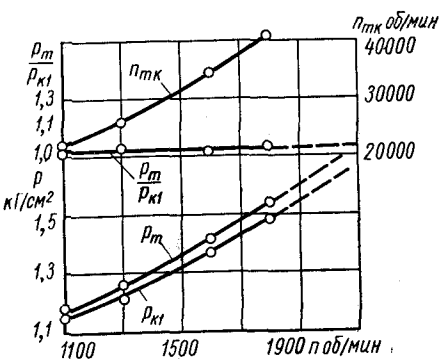


Рис. 201. Изменение величин  $n_{тк}$ ,  $\frac{\rho_m}{\rho_{к1}}$ ,  $\rho_m$  и  $\rho_{к1}$  в зависимости от  $n$  при  $f_m = 0,00257 \text{ м}^2$ ,  $d_p = 50 \text{ мм}$ ,  $\psi_s = 0,43$

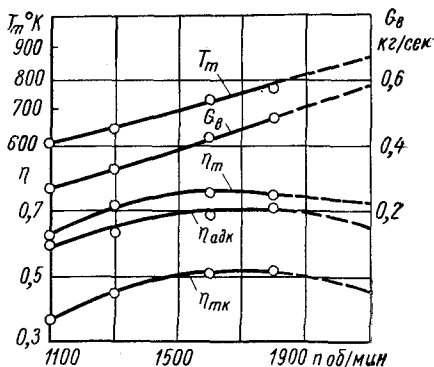


Рис. 202. Изменение величин  $T_m$ ,  $G_s$ ,  $\eta_m$ ,  $\eta_{адк}$  и  $\eta_{тк}$  в зависимости от  $n$  при  $f_m = 0,00257 \text{ м}^2$ ,  $d_p = 50 \text{ мм}$ ,  $\psi_s = 0,43$

с постоянным проходным сечением. Сравнение диаграмм изменения давлений в выпускных трубопроводах около турбины и у диафрагмы при одинаковых средних по времени давлениях  $\rho_m$  и температурах  $T_m$  позволяет утвердительно ответить на этот вопрос: абсолютные величины давления в сходственные моменты времени практически одинаковы.

На рис. 201—203 показано изменение параметров турбокомпрессорной группы при работе двигателя по скоростной характеристике при  $\psi_s = 0,43$ ,  $d_p = 50 \text{ мм}$  и  $f_m = 0,00257 \text{ м}^2$ . Среднее давление перед турбиной  $\rho_m$  во всем диапазоне изменения числа оборотов вала несколько больше давления воздуха  $\rho_{к1}$  после центробежного компрессора, а отношение  $\frac{\rho_m}{\rho_{к1}} = 1,03$  и остается примерно постоянным. Число оборотов ротора турбокомпрессора  $n_{тк}$  уже при  $n = 1800 \text{ об/мин}$  достигает предельного значения 40 000 в минуту. В связи с этим исследования при  $n > 1800 \text{ об/мин}$  не производи-

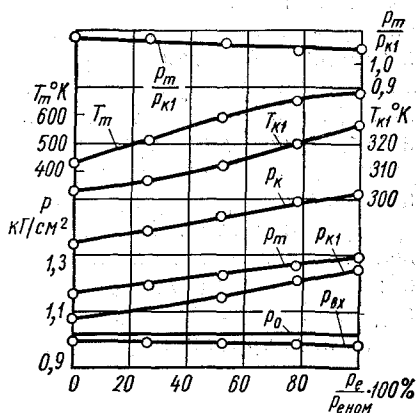


Рис. 203. Изменение величин  $\frac{\rho_m}{\rho_{к1}}$ ,  $T_m$ ,  $T_{к1}$ ,  $\rho_{к1}$ ,  $\rho_m$ ,  $\rho_0$ ,  $\rho_{ex}$  в зависимости от  $\frac{p_e}{p_{e ном}}$  при  $n = 1600 \text{ об/мин}$ ,  $f_m = 0,00308 \text{ м}^2$ ,  $d_p = 50 \text{ мм}$ ,  $\psi_s = 0,43$

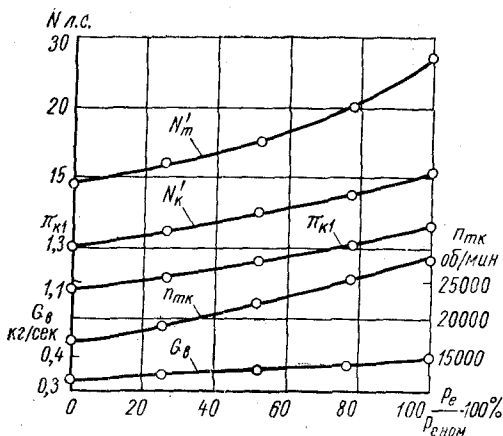


Рис. 204. Изменение  $N'_k$ ,  $N'_m$ ,  $\pi_{k1}$ ,  $\pi_{mk}$  и  $G_g$

в зависимости от  $\frac{p_e}{p_{e \text{ ном}}}$  при  $n =$   
 $= 1600 \text{ об/мин}$ ,  $f_m = 0,00308 \text{ м}^2$ ,  $d_p =$   
 $= 50 \text{ мм}$ ,  $\psi_g = 0,43$

1800 об/мин), когда параметры турбокомпрессора близки к номинальным.

Изменение давлений и температур, характеризующих работу турбокомпрессора, в зависимости от нагрузочного режима двигателя при  $n = 1600 \text{ об/мин}$  показано на рис. 204 и 205. Давление  $p_{вх}$  на входе в колесо компрессора при увеличении нагрузки уменьшается, так как расход воздуха при этом возрастает, а скорость воздуха увеличивается. Изменение давления  $p_{вх}$  невелико (в пределах 1,00—0,98 кг/см<sup>2</sup>). В соответствии с ростом расхода газов через турбину при увеличении нагрузки двигателя среднее давление перед турбиной увеличивается. Однако давление после компрессора  $p_{к1}$  растет быстрее и разница между  $p_{m.cр}$  и  $p_{к1}$  уменьшается. Это происходит вследствие значительного увеличения средней температуры выпускных газов перед турбиной: например, на холостом ходу  $T_{m.cр} = 440^\circ \text{ К}$ , а при полной нагрузке  $T_{m.cр} = 690^\circ \text{ К}$ .

К. п. д. турбокомпрессора можно подсчитать по формуле

$$\eta_{mk} = \frac{N'_k}{N'_m},$$

где  $N'_k$  — располагаемая мощность воздуха после компрессора.

$N'_m$  — располагаемая мощность выпускных газов перед турбиной.

лись (кривые изменения параметров при  $n > 1800 \text{ об/мин}$  нанесены штриховыми линиями условно).

Температура газов  $T_m$  перед турбиной растет с увеличением числа оборотов двигателя. Так, при  $n = 1100 \text{ об/мин}$  средняя температура  $T_m = 610^\circ \text{ К}$ , а при  $n = 1800 \text{ об/мин}$  она достигает  $790^\circ \text{ К}$ . Расход воздуха при этих числах оборотов увеличивается с 0,27 до 0,48 кг/сек.

К. п. д. турбокомпрессора достигает максимума в довольно узком диапазоне изменения числа оборотов (между 1600 и

Отсюда следует, что величины  $N'_k$  и  $N'_m$  подсчитывают по параметрам газовых потоков без учета к. п. д. компрессора или турбины. Изменение к. п. д. этих агрегатов, а также суммарного к. п. д. турбокомпрессора показано на рис. 205. Максимум к. п. д.  $\eta_{mk}$  получается при нагрузке двигателя, равной 80% полной.

Для выяснения влияния наложения импульсов в выпускных трубопроводах друг на друга были проведены испытания, при которых в один трубопровод (правый) происходил выпуск из двух цилиндров, а в другой (левый) — из одного. Для этого один из цилиндров полностью отключался, впускные и выпускные окна гильзы перекрывались. Сравнение диаграмм изменения давлений в обоих трубопроводах показывает, что импульсы приблизительно одинаковы и их влияние друг на друга невелико (рис. 206). Кроме визуального сравнения, была проведена обработка этих диаграмм, после чего было установлено, что расход газов через трубопровод, объединяющий два цилиндра, примерно вдвое превышает расход газов

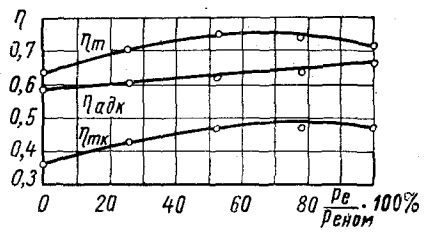


Рис. 205. Изменение коэффициентов  $\eta_m$ ,  $\eta_{адк}$  и  $\eta_{mk}$  в зависимости от  $\frac{P_e}{P_{eном}}$  при  $n = 1600$  об/мин,  $f_m = 0,00308$  м<sup>2</sup>,  $d_p = 50$  мм,  $\psi_e = 0,43$

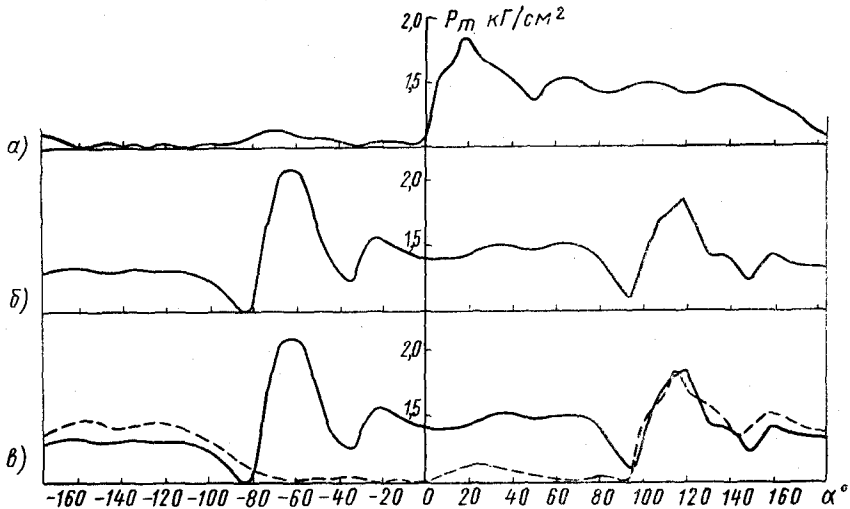


Рис. 206. Изменение давления  $p_m$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$ : а — при выпуске из одного цилиндра в трубопровод; б — при выпуске из двух цилиндров в трубопровод; в — совмещенный график

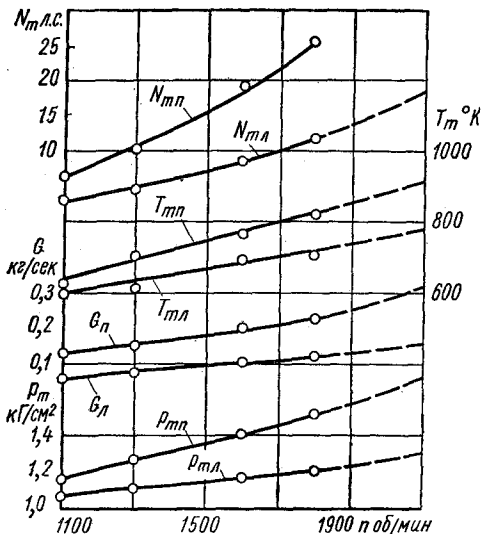


Рис. 207. Изменение  $N_{m.l.}$ ,  $N_{m.p.}$ ,  $T_{m.l.}$ ,  $T_{m.p.}$ ,  $G_l$ ,  $G_p$ ,  $P_{m.l.}$  и  $P_{m.p.}$  в зависимости от  $n$  при  $\dot{V}_m = 0,00257 \text{ м}^3$ ,  $d_p = 50 \text{ мм}$ ,  $\psi_\phi = 0,43$

через трубопровод, в который происходит выпуск из одного цилиндра (в пределах точности замеров и обработки). Соответственно среднее давление за цикл в левом трубопроводе  $P_{m.l.}$  меньше, чем в правом  $P_{m.p.}$  (рис. 207).

Мощности газов, подсчитанные по диаграммам изменения давлений и средним температурам в левом  $N_{m.l.}$  и правом  $N_{m.p.}$  трубопроводах, отличаются не в 2 раза, что объясняется разницей температур:  $T_{m.c.p.l.} > T_{m.c.p.p.}$ . В данном случае средняя температура в левом трубопроводе  $T_{m.c.p.l.}$  не является характерной, так как в течение более половины цикла движение газов

в трубопроводе отсутствует (если не считать колебательного движения под действием волн давления). В результате этого уменьшается коэффициент теплоотдачи от газов к термопаре и равновесная температура регистрирующей термопары устанавливается на уровне, несколько меньшем, чем в правом трубопроводе.

Проведенное исследование двухтактного дизеля с петлевой схемой газообмена и комбинированным наддувом позволяет сделать вывод о возможности сравнительно надежного предварительного теоретического анализа изменения параметров двухтактного дизеля с комбинированным наддувом на основе методики, изложенной выше (см. § 39).

## § 48. Влияние выпускной системы и время-сечения выпуска на работу двигателя типа ЯАЗ

Результаты первых исследований двигателя типа ЯАЗ, проведенные в МВТУ им. Баумана [49], дали возможность установить большое влияние выпускного тракта на показатели двигателя. Поэтому были проведены специальные исследования влияния выпускной системы и время-сечения выпуска на работу двигателя. Это было тем более необходимо, что от правильного

выбора конструктивных параметров выпускного тракта в значительной мере зависит эффективность подвода энергии выпускных газов к турбине.

### Влияние выпускной системы

Правильный подбор и сочетание размеров выпускной системы и органов газораспределения позволяют значительно улучшить качество газообмена в двухтактном двигателе, снизить энергетические затраты на процессы очистки и наполнения и обеспечить получение максимальной энергии выпускных газов перед турбиной. Выпускная система серийного двигателя при исследовании была заменена системой, состоящей из отдельных для каждого цилиндра патрубков и ресивера с выпускным трубопроводом [10].

Длину выпускных патрубков можно было менять в пределах 70—1940 мм.

При исследовании газообмена использовались индикаторные диаграммы, снятые индикатором со слабой пружины, в цилиндре, в продувочном ресивере и в выпускном патрубке, а также данные газового анализа проб, взятых из цилиндра в конце расширения и во время сжатия. Отбор проб из цилиндра в конце расширения производился с помощью газоотборника стробоскопического типа с гидравлическим приводом; отбор проб во время сжатия осуществлялся газоотборником одноразового действия с механическим приводом (см. § 42).

Анализ диаграмм изменения давлений в цилиндре, в выпускном трубопроводе и в ресивере продувочного воздуха дал возможность установить взаимное отрицательное влияние цилиндров при работе. Этот анализ показал, что основное повышение давления в выпускном патрубке первого цилиндра является результатом выпуска выпускных газов из других цилиндров. Вместе с этим в период принудительного выпуска из первого цилиндра давление в его патрубке слишком рано повышается за счет свободного выпуска из третьего цилиндра, что затрудняет истечение из цилиндра и ухудшает его очистку. Это сильнее проявляется при уменьшении числа оборотов двигателя, чем в значительной мере и может быть объяснено ухудшение очистки цилиндра при пониженных числах оборотов.

Отрицательное взаимное влияние цилиндров при работе двигателя в дальнейшем было устранено разделением выпуска из отдельных цилиндров.

При уменьшении длины патрубка от 1940 до 605 мм мощность двигателя возрастает, а удельный расход топлива уменьшается (рис. 208); при дальнейшем уменьшении длины выпускного патрубка понижается мощность и увеличивается удельный расход топлива.

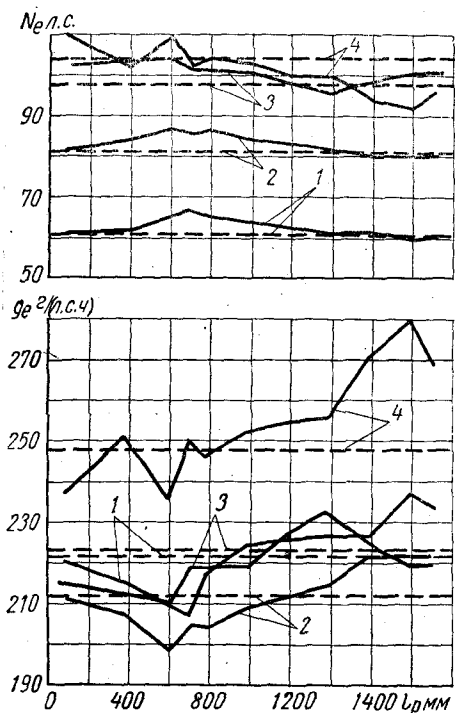


Рис 208. Изменение мощности  $N_e$ , удельного расхода топлива  $g_e$  в зависимости от длины патрубков  $l_p$  при полной нагрузке двигателя в случае установки на выпуск ресивера объемом 120 л (штриховые линии — серийный трубопровод):  
 1 — 900 об/мин; 2 — 1200 об/мин;  
 3 — 1600 об/мин; 4 — 2000 об/мин

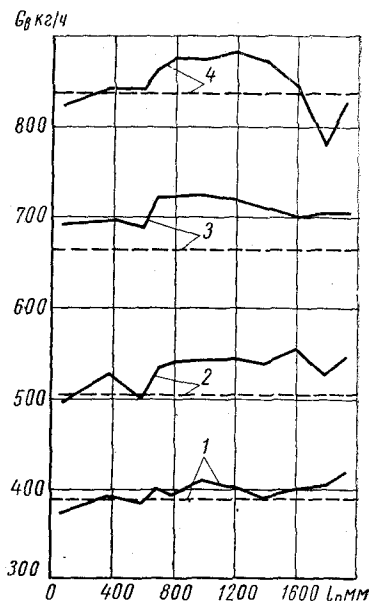


Рис. 209. Изменение расхода воздуха  $G_a$  в зависимости от длины патрубков  $l_p$  с ресивером на выпуске объемом 120 л при полной нагрузке двигателя (штриховые линии — серийный трубопровод):  
 1 — 900 об/мин; 2 — 1200 об/мин;  
 3 — 1600 об/мин; 4 — 2000 об/мин

Рассмотрение диаграмм изменения давления в цилиндре и в смежных с ним системах, а также расхода воздуха позволяет установить причину уменьшения или увеличения показателей работы двигателя.

Выпуск из цилиндра, как и в серийном двигателе, начинается в тот момент, когда в трубке наблюдается разрежение. Однако это не может способствовать улучшению очистки цилиндра, так как процесс истечения происходит в надкритической фазе ( $p_b = 7 \text{ кг/см}^2$ ). Период разрежения в выпускном трубке продолжается почти до начала открытия впускных окон. После этого в течение значительного промежутка времени в трубке наблюдается избыточное давление, превосходящее  $0,5 \text{ кг/см}^2$ . Это обстоятельство затрудняет выпуск в период продувки, что подтверждается уменьшением расхода воздуха (рис. 209) примерно на  $40 \text{ кг/ч}$  по сравнению с серийным двигателем, а также увеличением давления  $p_x$  (рис. 210). Отмеченные явления ухуд-

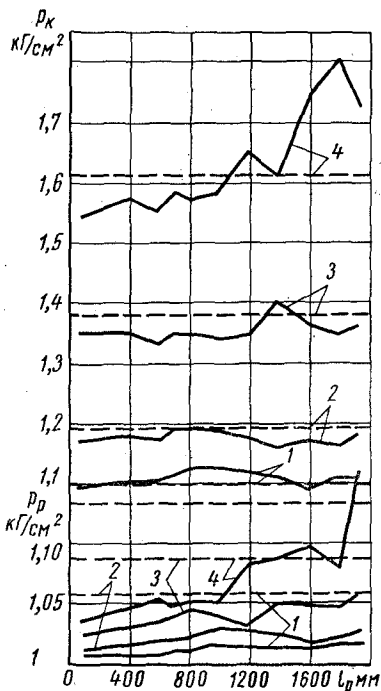


Рис. 210. Изменение давлений  $p_k$  и  $p_p$  в зависимости от длины патрубков  $l_p$  с ресивером на выпуске объемом 120 л при полной нагрузке (штриховые линии — серийный двигатель):

1 — 900 об/мин; 2 — 1200 об/мин;  
3 — 1600 об/мин; 4 — 2000 об/мин

(длина патрубков  $l_p = 1790$  мм и объем ресивера на выпуске равен 120 л).

Этот гармонический характер изменения давления  $p_p$  сохраняется и при меньших числах оборотов вала двигателя с той только разницей, что уменьшается амплитуда колебаний давления  $p_p$  и уменьшается период колебаний, выраженный в градусах угла поворота коленчатого вала. При этом уменьшение периода колебаний в градусах с уменьшением числа оборотов происходит таким образом, что период колебаний в секундах остается примерно постоянным и равным 0,015 сек.

Наилучшие показатели работы двигателя наблюдались при длине отдельных патрубков 605 мм (рис. 211). Экономичность двигателя при работе с этими патрубками повысилась на 5—7%, что является следствием улучшения газообмена. Данные газового анализа показывают, что при работе с патрубками длиной 605 мм коэффициент избытка воздуха увеличился примерно на

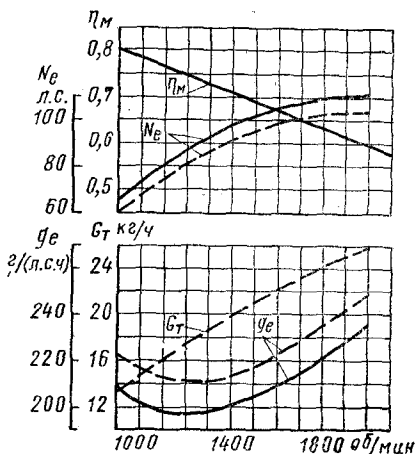


Рис. 211. Изменение величин  $N_e$ ,  $g_e$ ,  $G_T$  и  $\eta_m$  при работе двигателя по скоростной характеристике:

штриховые линии — серийный двигатель; сплошные линии — двигатель с патрубками длиной 605 мм

шают очистку цилиндра, а следовательно, и качество рабочего процесса, что в конечном итоге приводит к снижению мощности и увеличению удельного расхода.

Кривая изменения давления на выпуске  $p_p$  при  $n = 2000$  об/мин имеет гармонический характер с периодом примерно 0,015 сек

0,2 во всем диапазоне исследованных чисел оборотов. Тот факт, что патрубки оптимальной длины улучшают работу двигателя на всех его скоростных режимах, указывает на влияние в основном ускоренных масс столба газов на выпуск. Если бы решающее значение имели резонансные явления, то тогда эффективность применения оптимальной для какого-то числа оборотов длины патрубка должна резко изменяться с изменением скоростного режима работы двигателя.

С понижением нагрузки двигателя уменьшается влияние оптимальной длины патрубка. Это обстоятельство объясняется тем, что с уменьшением нагрузки качество газообмена все меньше влияет на мощность и экономичность двигателя. Даже на двигателе с плохой очисткой цилиндра при работе с полной нагрузкой на режиме малой нагрузки в цилиндре всегда будет достаточно кислорода для окисления всего поданного в цилиндр топлива. В связи с этим увеличение мощности и уменьшение расхода топлива наблюдаются при нагрузках, больших 75% полной.

При исследовании влияния выпускных патрубков на работу двигателя основная часть опытов была проведена при установке ресивера объемом 120 л. Такой объем ресивера нельзя установить на автомобиле. Для выяснения влияния объема ресивера на выпуск на работу двигателя были проведены опыты с ресиверами на выпуске трех объемов (120, 230 и 60 л). Ресивер объемом меньше 60 л невозможно было разместить на двигателе в условиях опыта (отметим, что на автомобиле может быть установлен глушитель объемом 60 л).

Объем ресивера относительно мало влияет на мощность двигателя: мощность при установке ресиверов исследованных объемов практически не изменяется при  $n < 1600$  об/мин. В случае установки ресивера объемом 230 л мощность двигателя при  $n > 1600$  об/мин уменьшается. Наиболее экономичная работа двигателя наблюдается при установке ресивера объемом 60 л; удельный расход топлива при  $n = 800$  об/мин уменьшается примерно на 10 г/(л. с. ч), а при  $n = 2000$  об/мин — на 14—15 г/(л. с. ч).

При работе двигателя с ресиверами различного объема на переменной нагрузке наблюдается смещение точки минимального удельного расхода в сторону большей нагрузки при установке ресивера меньшего объема; одновременно при уменьшении нагрузки наблюдается более резкое увеличение удельного расхода. Сказанное в основном объясняется характером изменения давления в выпускных патрубках и в цилиндре двигателя.

### **Влияние время-сечения выпуска**

Для исследования влияния время-сечения выпуска на работу двигателя ЯАЗ-204 было изготовлено семь пар выпускных кулачков с различными профилями. Профили кулачков были



спроектированы таким образом, что позволяли изменять время-сечение всех фаз выпуска; при этом одни кулачки (№ 1 и 3) имеют профиль, обеспечивающий увеличение время-сечения свободного выпуска, другие (№ 1' и 2) — профиль, обуславливающий изменение время-сечения принудительного выпуска, третьи (№ 4) имеют профиль, характеризующийся одинаковым с серийным кулачком общим время-сечением выпуска и измененным время-сечением как свободного, так и принудительного выпусков. Все перечисленные выше пять кулачков имели такой же угол действия, как и кулачок серийного двигателя. Так как в процессе испытаний выявилась желательность увеличения время-сечения выпуска как во время подъема клапана, так и во время его посадки, то были изготовлены и испытаны кулачки (№ 5 и 6) с углом действия, увеличенным соответственно на 10 и 20° [49].

Экспериментальное исследование проводилось на двигателе ЯАЗ-204 при работе его только на одном цилиндре [49]. Впускные окна и выпускные каналы остальных цилиндров были заглушены. Компрессор приводился во вращение от электродвигателя. Давление  $p_k$  изменялось при помощи перепуска части воздуха в атмосферу. Распределительный вал был разборный<sup>1</sup>. Положение кулачков на валу с помощью шлицованных торцовых муфт могло изменяться с точностью до 30'.

Кроме определения параметров, характеризующих работу двигателя, и индицирования цилиндра, проводилось определение коэффициентов избытка воздуха  $\alpha$ , наполнения  $\eta_v$  и продувки  $\varphi$ . Для этого использовался метод присадки к продувочному воздуху ацетона, о чем говорилось выше. Ацетон подавался в воздушный трубопровод перед компрессором в количестве 0,18—0,20 мг на 1 л воздуха. Содержание ацетона на выпуске и впуске

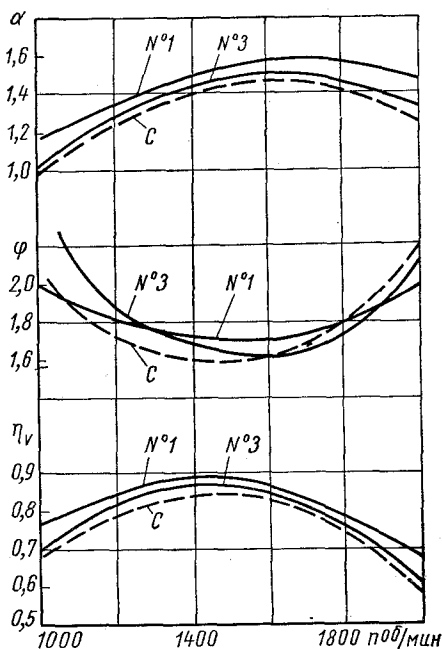


Рис. 212. Изменение величин  $\alpha$ ,  $\eta_v$ ,  $\varphi$  в зависимости от числа оборотов  $n$  при работе с серийным кулачком С и с кулачками № 1 и 3

<sup>1</sup> В исследовании принимала участие инж. Т. Д. Одинцова.

определялось нефелометрическим методом, специфичным для ацетона.

Все испытания проводились при работе двигателя на полной подаче топлива. Сравнительно высокий температурный режим двигателя обеспечивал практически полный распад ацетона в цилиндре за период от начала сжатия до выпуска.

Для определения концентрации ацетона одновременно отбирались по две пробы на выпуске и на впуске. Объем проб составлял 1 л. Скорость отбора поддерживалась равной 20—25 л/ч.

Результаты испытания при работе с серийным кулачком и с кулачками № 1 и 3 показаны на рис. 212.

Профиль кулачка № 1 позволяет увеличить время-сечение выпуска на всем участке подъема клапана примерно на 15—16%, а профиль кулачка № 3 — примерно на 6—7% по сравнению с профилем серийного кулачка. Изменение проходных сечений  $f_{e1}$  и  $f_{e3}$  в период закрытия клапанов одинаковое с изменением проходных сечений при работе с серийным кулачком. Испытания проводились при различных углах опережения открытия выпускного клапана. Лучшие результаты почти при всех углах опережения были получены в случае установки кулачка № 1.

Изменение мощности  $N_{e1}$  и расхода воздуха  $G_{e1}$  при работе с кулачком № 1 и соответственно  $N_{ec}$  и  $G_{ec}$  при работе с серийным кулачком (угол предварения выпуска  $\alpha_e = 80^\circ$  до н. м. т.) в случае различных чисел оборотов двигателя приведено ниже:

$n$ в об/мин . . . . .	1000	1200	1600	2000
$\frac{N_{e1}}{N_{ec}}$ . . . . .	1,05	1,09	1,16	1,15
$\frac{G_{e1}}{G_{ec}}$ . . . . .	1,05	1,10	1,15	1,10

Примечание. Увеличение мощности приведено без учета мощности, затрачиваемой на привод компрессора. Если эту мощность учесть, то прирост мощности уменьшится примерно на 2%.

Давление в начале сжатия  $p_a$  на всех режимах превышает давление  $p_k$ :  $p_a = (1,0 \div 1,1) p_k$ . Увеличение  $p_a$  при уменьшении время-сечения  $A'_0$  указывает на ухудшение качества очистки.

С увеличением  $A'_0$  до 250—260 см<sup>2</sup>·град коэффициент продувки  $\phi$  уменьшается. Расход воздуха в этот период близок к максимальному и меняется мало. Вследствие уменьшения величины  $\phi$  коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  и коэффициент наполнения  $\eta_V$  увеличиваются и достигают следующих значений:

$n$ в об/мин . . . . .	1000	1200	1600	2000
$\alpha_{\max}$ . . . . .	1,28	1,40	1,70	1,50
$\eta_{V\max}$ . . . . .	0,80	0,86	0,88	0,70

Увеличение  $A'_0$  сверх 250—260  $см^2 \cdot град$  влечет за собой уменьшение расхода воздуха и одновременно увеличение коэффициента  $\varphi$ , т. е. доля воздуха, остающегося в цилиндре, уменьшается. Это можно объяснить тем, что при  $A'_0 = 250 \div 260 \text{ см}^2 \times град$  давление  $p_n$  ниже давления  $p_k$  и время-сечение принудительного выпуска существенно уменьшается.

Улучшение качества газообмена при применении кулачка № 1 позволило снизить удельный расход топлива при  $n = 2000 \text{ об/мин}$  примерно на 10—15%.

Проведенные исследования влияния изменения время-сечения предварения выпуска (которое обеспечивалось применением кулачков № 1 и 3) показали, что можно существенно улучшить протекание рабочего процесса двигателя. При этом основное влияние оказывает давление  $p_n$ . По результатам рассмотренных испытаний было замечено, что на двигателе ЯАЗ-204 наибольшая мощность получается при  $p_n \approx p_k + (0,1 \div 0,2) \text{ кг/см}^2$ . В этом случае воздух в цилиндр начинает поступать вскоре после открытия впускных окон. В связи с тем, что практически отсутствует забрасывание продуктов сгорания в ресивер, наблюдается меньшее перемешивание воздуха и выпускных газов в цилиндре. Дальнейшее снижение давления  $p_n$  вследствие увеличения время-сечения предварения выпуска ухудшает показатели работы двигателя. В начале периода принудительного выпуска выпускные органы имеют большую величину проходного сечения, чем впускные, поэтому давление в цилиндре продолжает падать. В этот промежуток времени впускные органы оказывают значительное сопротивление выпуску. В дальнейшем проходное сечение впускных органов становится больше, их сопротивление уменьшается, а сопротивление выпускных органов увеличивается. В результате этого давление в цилиндре к концу газообмена может быть больше  $p_k$ .

К началу принудительного выпуска в цилиндре еще находится приблизительно 35—40% всего количества продуктов сгорания. Поэтому проходное сечение клапанов должно быть достаточно большим, чтобы обеспечить выпуск их с наименьшими затратами мощности. После того как в цилиндре останется небольшое количество продуктов сгорания, клапаны должны быстро закрываться во избежание нерациональных потерь воздуха. Исходя из этих соображений кулачок № 1' имел профиль, аналогичный профилю кулачка № 1 с той только разницей, что увеличение время-сечения обеспечивается не при подъеме клапанов, а при посадке [49]. Полное время-сечение выпуска, соответствующее кулачку № 1', примерно на 10% больше время-сечения выпуска при работе с серийным кулачком.

Результаты испытаний кулачка № 1' показывают (рис. 213), что увеличение время-сечения принудительного выпуска поло-

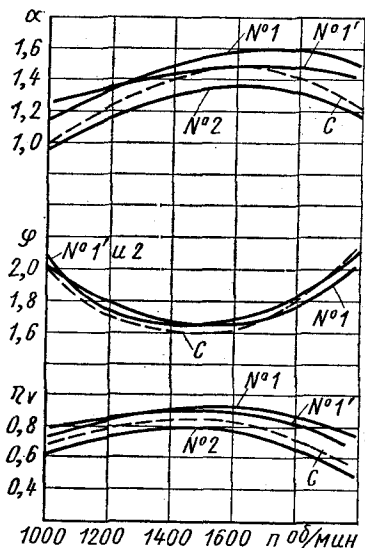


Рис. 213. Изменение величин  $\alpha$ ,  $\eta_v$  и  $\varphi$  в зависимости от числа оборотов  $n$  при работе двигателя с серийным кулачком С и с кулачками № 1, 1' и 2

жительно повлияло на газообмен и рабочий процесс двигателя. Но вместе с этим следует отметить слишком большое увеличение расхода воздуха при низких числах оборотов двигателя. Поэтому вполне целесообразным является исследование работы двигателя с кулачками № 2. По сравнению с серийным профилем данный кулачок обеспечивает уменьшение время-сечения принудительного выпуска на 7—8%. Предполагалось, что уменьшение время-сечения принудительного выпуска должно привести к уменьшению расхода воздуха на продувку цилиндра и к улучшению наполнения цилиндра. Однако показатели качества газообмена при работе с этими кулачками получились ниже, чем при работе серийного двигателя (рис. 213), что объясняется увеличением количества остаточных газов при уменьшении время-сечения принудительного выпуска. Поэтому была исследована работа двигателя с кулачком № 4, время-сечение которого на участке открытия клапана больше, а на участке закрытия меньше, чем у серийного. Полное время-сечение выпуска при установке кулачка № 4 равно время-сечению выпуска при серийном кулачке.

Максимальная мощность при работе с кулачками № 4 является средней между мощностями при работе с кулачками № 1 и 2.

Результаты испытаний кулачка с углом предварения выпуска  $\alpha_0 = 85^\circ$  до н. м. т. очень близки к результатам, полученным при работе серийного двигателя. По-видимому, надо увеличить не только время-сечение свободного выпуска, но и время-сечение принудительного выпуска.

#### § 49. Рабочий процесс двигателя 10 ДН $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$ (10Д100)

Для выявления особенностей индикаторного процесса и газообмена двигателя с противоположно движущимися поршнями типа 10Д100 с комбинированным двухступенчатым наддувом 382

Проблемной лабораторией кафедры «Комбинированные двигатели» в МВТУ им. Баумана были исследованы эти процессы и их влияние на показатели рассматриваемого двигателя [15].

Для выяснения влияния коэффициента избытка воздуха на индикаторный к. п. д. двигателя были проведены сравнительные испытания двух конструкций: а) со стандартной гильзой и б) с опытной гильзой, изготовленной на основе предварительных поисковых исследований.

В двухтактных двигателях с противоположно движущимися поршнями качество газообмена приближается к качеству этого процесса в четырехтактных двигателях.

Особенно важной, требующей углубленного исследования, является организация движения воздуха внутри цилиндра при газообмене и его влияния на параметры двигателя. При этом следует отметить, что высокое качество очистки и зарядки цилиндра двигателя с данной схемой газообмена достигается в результате применения завышенных расходов продувочного воздуха ( $\alpha = 2,3 \div 2,6$ ). Последнее приводит к увеличению мощности, затрачиваемой на привод (механический) второй ступени наддува, и к повышению количества воздуха, теряемого при продувке. Кроме того, увеличивается теплоотдача от стенок цилиндра, что ведет к ухудшению индикаторных показателей и, как следствие, к снижению экономичности двигателя.

Вследствие этого наиболее перспективным представляется повышение экономичности двигателя путем улучшения качества рабочего процесса при пониженных расходах воздуха. Этого можно достигнуть при достаточно высоком индикаторном к. п. д. и небольших значениях коэффициента избытка воздуха ( $\alpha = 1,6 \div 1,8$ ). Выигрываемая при этом мощность в результате разгрузки второй ступени наддува перекрывает ухудшение экономичности вследствие падения

индикаторного к. п. д. при работе при низких значениях  $\alpha$ . Поэтому если удастся сохранить достаточно высокие значения индикаторного к. п. д. в области низких  $\alpha$ , то в этом случае может значительно улучшиться экономичность двигателя. Следует подчеркнуть, что газообмен влияет на индикаторные показатели как непосредственно (изменение очистки и зарядки цилиндра), так и косвенно (изменение процессов смесеобразования и сгорания). На рис. 214 приведены кривые, показывающие изменение  $\eta_i$  в зависимости

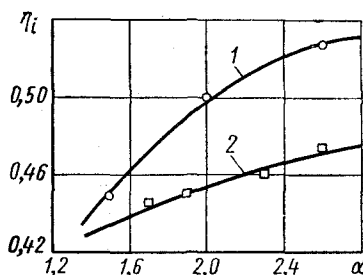


Рис. 214. Изменение индикаторного к. п. д.  $\eta_i$  в зависимости от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  в двухтактных двигателях с противоположно движущимися поршнями:  
1 — двигатель УМО 204; 2 — двигатель 10Д100

от  $\alpha$  для двухтактных двигателей с противоположно движущимися поршнями.

Изменение  $\eta_i$  двигателя 10Д100 в зависимости от  $\alpha$  имеет менее благоприятный характер, чем характер протекания  $\eta_i$  двигателя УМО 204 [44], что отчасти можно объяснить наличием охлаждаемого поршня, менее благоприятной формой впускных окон и другими факторами. Однако основная причина, на наш взгляд, заключается в недостаточно организованном движении воздуха в цилиндре при работе двигателя в области низких  $\alpha$ .

Одновременно при работе двигателя с низкими значениями  $\frac{P_k}{P_p}$  или, что то же, с малыми перепадами давлений по существу отсутствует организованное вихревое движение воздуха и возможны неблагоприятные последствия, так как в этом случае значительно ухудшаются процессы газообмена, смесеобразования и сгорания. При этом выигрыш в экономичности вследствие разгрузки второй ступени наддува перекрывается ухудшением качества рабочего процесса.

С учетом сказанного выше была сделана попытка выяснить влияние организованного движения воздуха в цилиндре двигателя 10Д100 на индикаторный к. п. д. при работе в области низких  $\alpha$ \*

Для проведения исследований была изготовлена экспериментальная гильза, которая имела два ряда круглых окон диаметром 21 мм, причем фазы газораспределения были сохранены одинаковыми со стандартной гильзой. Площадь проходного сечения впускных окон экспериментальной гильзы равнялась 16 100 мм<sup>2</sup>, а у стандартной она составляла 17 200 мм<sup>2</sup>, т. е. площадь проходного сечения впускных окон экспериментальной гильзы меньше сечения впускных окон стандартной на 6,5%. Первый ряд окон (считая от объемной в. м. т.) имел тангенциальный наклон 12° 30', второй ряд — 21°. Осевые углы наклона были сохранены такими же, как у стандартной гильзы, и для первого и второго рядов были соответственно равны 78° 30' и 75° 30'. Такая форма впускных окон и выбранные углы тангенциального наклона были обусловлены стремлением обеспечить интенсивное движение потоков воздуха в цилиндре по определенному направлению и, кроме того, технологичность изготовления. При этом исходили из того предположения, что если при больших коэффициентах избытка воздуха интенсивное вихревое движение увеличивает теплоотдачу от стенок цилиндра и ухудшает экономичность двигателя, то при малых значениях  $\alpha$  организованное движение воздуха в цилиндре благоприятно влияет на смесеобразование.

\* Величина  $\alpha$  определялась по результатам химического анализа проб газов большого объема, отобранных из цилиндра двигателя.

Сравнительные испытания проводились на одноцилиндровом отсеке Д100 по следующей программе:

Режимы . . . . .	1	2	3	4
$G_e$ в кг/ч . . . . .	2300	2100	2000	1900
$p_p$ в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	1,74	1,74	1,74	1,74

$N_e = \text{const} = 300$  л. с.;  $n = \text{const} = 850$  об/мин. Угол опережения впрыска  $\theta = \text{const} = 10^\circ$  до в. м. т.

Давление наддува  $p_k$  подбирали так, чтобы расход воздуха соответствовал заданному режиму. Температура продувочного воздуха поддерживалась постоянной и равной 63—65° С.

Результаты испытаний подтвердили предположение о влиянии организованного движения воздуха в цилиндре двигателя в области низких  $\alpha$  на рабочий процесс. Так, если при номинальном расходе воздуха  $G_e = 2300$  кг/ч удельный расход топлива для обеих гильз  $g_e = 162,5$  г/(л. с. ч), то при расходе воздуха 1900 кг/ч (т. е. при уменьшении его на 17,5%) удельные расходы топлива для стандартной и экспериментальной гильз получились соответственно равными 173 и 167 г/(л. с. ч). Характерно, что при одном и том же часовом расходе воздуха для экспериментальной гильзы значения  $\alpha$  были ниже, чем для стандартной. Из этого следует, что при экспериментальной гильзе несколько большее количество подаваемого воздуха проходит через цилиндр двигателя во время газообмена (табл. 7).

Благоприятное влияние движения воздуха на процесс сгорания подтверждается и тем, что на режиме с расходом воздуха 1900 кг/ч температура выпускных газов упала на 35—40° С по сравнению со стандартной гильзой (рис. 215). Очевидно, продолжительность процесса сгорания в его конечных фазах уменьшилась вследствие более интенсивного подвода свободного кислорода к топливу и к продуктам его промежуточного окисления, что привело к уменьшению периода сгорания в целом. Кроме того, характер изменения максимального давления сгорания  $p_z$  для стандартной и экспериментальной гильз указывает на лучшее качество смесеобразования при экспериментальной гильзе. На всех режимах работы в случае экспериментальной гильзы  $p_z$  имеет более высокие значения, чем при стандартной.

Протекание кривых удельного расхода топлива, полученных при испытаниях на одноцилиндровом отсеке, указывает на возможность повышения экономичности полноразмерно-

Таблица 7

Изменение коэффициента  $\alpha$

Расход воздуха $G$ в кг/ч	Гильза	
	стандартная	экспериментальная
2300	2,6	2,2
2100	2,3	1,8
2000	1,9	1,6
1900	1,7	1,4

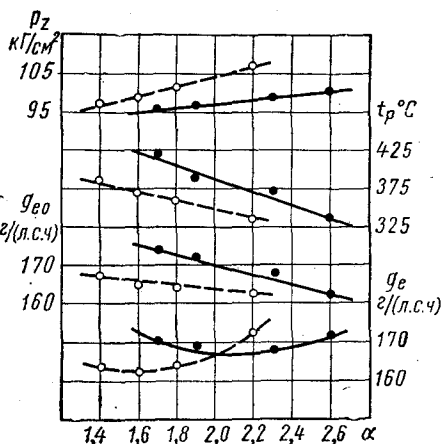


Рис. 215. Изменение параметров  $P_z$ ,  $t_p$ ,  $g_{e0}$ ,  $g_e$  двигателя 10ДН  $\frac{2 \times 25,4}{20,7}$

в зависимости от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  при  $N_{e\alpha} = 300$  л. с. = const,  $n = 850$  об/мин = const:

сплошные линии — стандартная гильза; штриховые линии — экспериментальная гильза

го двигателя с экспериментальной гильзой путем уменьшения мощности, затрачиваемой на привод второй ступени наддува (приводной компрессор). Это подтверждается характером кривых удельных расходов топлива, пересчитанных для условий развернутого многоцилиндрового двигателя.

На рис. 216 приведено изменение индикаторных параметров в зависимости от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ . Характер кривых индикаторного к. п. д. для стандартной и экспериментальной гильз указывает на тот факт, что экспериментальная гильза с более интенсивным движением воздуха в цилиндре обуславливает более плавное падение  $\eta_i$  при уменьшении  $\alpha$  по сравнению с таковым для стандартной гильзы. В соответствии с изменением  $\eta_i$  изменяется и удельный индикаторный расход топлива  $g_i$ , который для стандартной гильзы возрастает более резко, чем для экспериментальной. Одним и тем же значениям  $\alpha$  при стандартной гильзе соответствуют несколько большие значения коэффициента наполнения, чем при экспериментальной. Это еще раз подтверждает тот факт, что качество продувки цилиндра при экспериментальной гильзе выше. На это же указывает и протекание кривых коэффициентов остаточных газов для обеих гильз. Коэффициент остаточных газов для экспериментальной

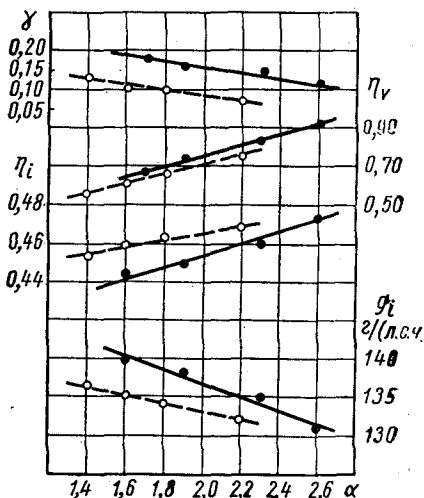


Рис. 216. Изменение параметров  $\gamma$ ,  $\eta_v$ ,  $\eta_i$ ,  $g_i$  двигателя 10ДН  $\frac{2 \times 25,4}{20,7}$  в зависимости от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  при  $N_{e\alpha} = 300$  л. с. = const,  $n = 850$  об/мин = const:

сплошные линии — стандартная гильза; штриховые линии — экспериментальная гильза

гильза



гильзы на всех режимах работы приблизительно на 36—40% меньше, чем для стандартной.

Более высокую экономичность двигателя с экспериментальной гильзой при малых значениях  $\alpha$  можно объяснить отчасти более совершенной очисткой цилиндра. Однако не меньшее влияние, очевидно, оказывает более организованное движение воздуха при процессах смешения и сгорания.

Увеличение скорости сгорания в целом приводит к снижению давлений в конце периода расширения и начала выпуска: давления в момент открытия выпускных окон  $p_b$ , давления в момент открытия впускных окон  $p_n$  и минимального давления  $p_{min}$  по сравнению с таковыми для стандартной гильзы (рис. 217).

Характерно, что для экспериментальной гильзы по сравнению со стандартной при одних и тех же  $\alpha$  перепад давлений  $\Delta p = p_n - p_k$  приблизительно на 40% ниже. Это, в свою очередь, влияя на продолжительность забрасывания продуктов сгорания в продувочный ресивер и их количество, увеличивает относительную долю время-сечения, соответствующего процессам очистки и наполнения цилиндра свежим зарядом.

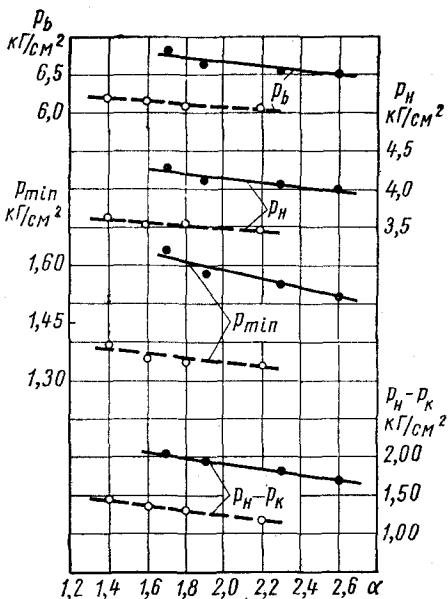


Рис. 217. Изменение параметров  $p_b$ ,  $p_n$ ,  $p_{min}$ ,  $p_n - p_k$  двигателя 10ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  в зависимости от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  при  $N_{ec} = 300$  л. с. = const,  $n = 850$  об/мин = const:

сплошные линии — стандартная гильза; штриховые линии — экспериментальная гильза

## ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗООБМЕНА НА МОДЕЛЯХ

**§ 50. Возможность исследования газообмена с помощью моделей**

Стремление упростить и удешевить проведение доводочных и экспериментальных исследований газообмена двухтактных двигателей обусловило применение моделей при создании двигателей различного назначения. Известно, например, что модели использовались при создании таких двигателей, как Нэпир «Делтик», малооборотных судовых двигателей большой мощности МАН, Зульцер, Фиат и Мицубиси — Нагасаки УЕС, одного из быстроходных двигателей Фербенкс — Морзе и др. В Советском Союзе исследования двухтактных двигателей на моделях в разное время проводились в НАМИ, ЦНИДИ, ХПИ им. Ленина, МВТУ им. Баумана и в других организациях.

Современный комбинированный двухтактный двигатель в термогазодинамическом отношении представляет собой сложную схему; одна такая схема показана на рис. 218. Вследствие этого, говоря о подобии и моделировании комбинированных двухтактных двигателей в общем случае, нельзя ограничиться лишь рассмотрением подобия поршневого двигателя, а необходимо учитывать все составляющие звенья установки, представляющей собой сложную термо- и газодинамическую систему. Комбинированные двухтактные двигатели подобны только в том случае, если подобны все сходственные составляющие звенья этого двигателя.

Подобие турбин, компрессоров, холодильников, утилизационных котлов и движения газов по трубопроводам рассмотрено в соответствующей литературе [24, 65, 26, 64, 9, 61]. Поэтому в дальнейшем остановимся лишь на подобии и моделировании поршневого двигателя.

Из теории подобия следует, что подобны те явления, основные системы уравнений связи для которых тождественны, а условия

однозначности подобны. Поэтому можно сформулировать следующие основные условия подобия и моделирования газообмена:

1) геометрическое подобие элементов, составляющих газоздушный тракт двигателей и моделей;

2) подобие картин входа воздуха в цилиндр и выхода выпускных газов из цилиндра;

3) равенство критериев газодинамического подобия для сходственных пространственно-временных точек газоздушных трактов и моделей.

Порядок и возможность использования этих условий для определения параметров работы подобных двигателей и моделей рассмотрены в литературе [29, 49], а также ниже.

При исследовании газообмена на моделях используются объемные или плоские динамические и статические модели. Наиболее достоверные результаты исследования получаются при использовании объемных динамических моделей. Как правило, при моделировании не выдерживается подобие температурных полей двигателя и модели, так как для упрощения исследования применяют «холодные» изотермические модели. Поэтому моделирование газообмена является приближенным. Тем не менее даже при таком моделировании результаты исследования газообмена по законам подобия можно использовать для анализа газообмена и показателей работы двигателя. Вследствие этого моделирование газообмена получает все более широкое распространение. Часть таких исследований, проведенных в МВТУ им. Баумана, рассмотрена ниже.

Кроме физического моделирования для исследования процессов газообмена можно использовать объемную электролитическую модель, построенную по принципу ЭГДА — электрогидродинамической аналогии [51]. В этом случае возможно исследование потоков в цилиндре при стационарных условиях. Разумеется, такое моделирование дает грубое приближение к действительности и может быть использовано для приближенной относительной оценки условий очистки и наполнения цилиндра.

Лучшие результаты получаются, когда для исследования газодинамических явлений во впускной и выпускной системах используется электрическая модель. При таком моделировании

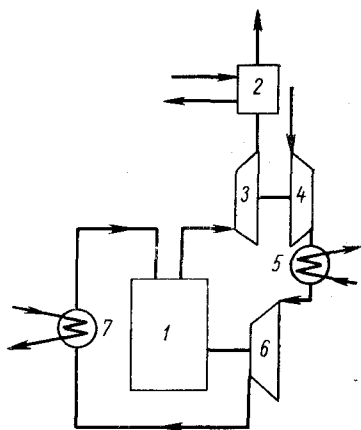


Рис. 218. Схема комбинированного двухтактного двигателя:

1 — двигатель; 2 — утилизирующий котел; 3 — газовая турбина; 4 — компрессор; 5 и 7 — холодильники воздуха; 6 — приводной компрессор

цилиндр, в котором по определенному закону изменяются давление и температура газа, рассматривается как переменная емкость, включенная между впускной и выпускной системами. Таким образом, речь идет о решении уравнений движения, неразрывности и состояния при различных граничных условиях с целью выбора оптимального варианта или для получения более или менее обобщающих зависимостей.

Как использование ЭГДА, так и электрическое моделирование дают лишь приближенную картину газообмена, поэтому с помощью этих методов можно получить лишь предварительные исходные данные для дальнейших исследований.

Для анализа газообмена могут применяться моделирующие и электронно-вычислительные машины. Однако для этого нужно иметь уравнения, характеризующие протекание той или иной фазы газообмена. Эти уравнения не всегда точно отражают действительные условия газообмена в двухтактном двигателе. В этом один из основных недостатков использования моделирующих и электронно-вычислительных машин для исследования газообмена, вследствие чего, несмотря на большие достижения в области электронно-вычислительной техники, широко используются физические модели.

## § 51. Параметры работы подобных двигателей

Выше указывалось, что из всех процессов, составляющих рабочий цикл двухтактного двигателя, в настоящей главе рассматривается подобие лишь процесса газообмена. Однако, умея определять показатели газообмена подобных двигателей, можно более обоснованно подойти и к оценке показателей работы двигателя в целом.

Подобные двигатели являются прежде всего геометрически подобными. Основными их параметрами, определяющими газообмен, являются параметры состояния воздуха в ресивере на впуске, газа в выпускной системе и число оборотов коленчатого вала. Чтобы установить параметры работы двигателей с подобным протеканием газообмена, необходимо прежде всего установить взаимосвязь между параметрами состояния воздуха на впуске, газов на выпуске и числами оборотов этих двигателей.

Для установления взаимосвязи между давлениями  $p_x$  на входе подобных двигателей удобно воспользоваться усредненным критерием  $K_{RE}$  [29].

Для удобства использования запишем этот критерий в следующем виде:

$$K_{RE} = \frac{\Delta p \cdot p \cdot l^2}{9,81 \mu^2 RT}, \quad (237)$$

где  $\Delta p$  — средний перепад давлений между ресивером и цилиндром;

$T$  и  $p$  — средняя температура и давление в цилиндре во время продувки — наполнения и принудительного выпуска;

$l$  — характерный линейный размер;

$\mu$  — средний коэффициент динамической вязкости газа в цилиндре.

Рассмотрим вопрос о том, какие параметры и какого газа (воздуха или смеси его с продуктами сгорания) следует подставлять в выражение (237). Для этого проанализируем явления, происходящие при втекании воздуха в цилиндр.

Воздух поступает в цилиндр из ресивера через окна в виде струй. Каждая из таких струй представляет собой затопленную турбулентную струю воздуха в массе газа, заполняющего цилиндр. Состав газа в цилиндре переменный. В момент поступления первой порции свежего воздуха цилиндр заполнен продуктами сгорания; в дальнейшем в цилиндре образуется смесь продуктов сгорания с воздухом. В общем случае газы в цилиндре движутся, поэтому струя втекающего воздуха представляет собой турбулентную струю в спутном потоке.

Согласно теории турбулентной струи [1] единственным непрерывным параметром газа в струе является давление, которое устанавливается в ней таким же, как и во всем цилиндре. Другие параметры вытекающей струи воздуха отличаются от параметров газа в цилиндре и на ее границах изменяются скачкообразно. Это свойство турбулентной струи газа существенно облегчает решение задачи, так как позволяет в выражение (237) подставлять физические параметры воздуха после втекания его в цилиндр, а не параметры газа в цилиндре, которые трудно определить.

Таким образом, применительно к течению воздуха через впускные органы во время продувки — наполнения имеем

$$K_{RE} = \frac{\left(1 - \frac{p_{ц}}{p_{к}}\right) p_{ц} p_{к}}{9,81 \mu^2 R T} D^2, \quad (238)$$

где  $D$  — диаметр цилиндра, принятый за характерный размер.

При адиабатном характере истечения через впускные органы температура может быть определена по формуле

$$T = T_{к} \left( \frac{p_{ц}}{p_{к}} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

При истечении воздуха через впускные органы он расширяется, а следовательно, температура его понижается. Одновременно воздух подогревается от стенок впускных каналов. Поэтому без большой погрешности (с точностью до 4—5°) можно

считать, что температура воздуха в струе при входе ее в цилиндр будет равна температуре воздуха в ресивере.

Тогда выражение (238) можно переписать в виде

$$K_{RE} = \frac{\left(1 - \frac{p_u}{p_k}\right) p_u p_k}{9,81 \mu^2 R T_k} D^2. \quad (239)$$

При работе на подобных режимах двух подобных двигателей величины  $K_{RE}$  равны. Из этого условия получаем зависимость для определения давления подобного двигателя:

$$p_{k2} = \frac{1}{k_l} \cdot \frac{\mu_2}{\mu_1} \sqrt{\frac{R_2 T_{k2}}{R_1 T_{k1}} \cdot \frac{\frac{p_{u1}}{p_{k1}} \left(1 - \frac{p_{u1}}{p_{k1}}\right)}{\frac{p_{u2}}{p_{k2}} \left(1 - \frac{p_{u2}}{p_{k2}}\right)}}} p_{k1}, \quad (240)$$

где  $k_l$  — коэффициент геометрического подобия.

Для подобных двигателей  $R_1 = R_2$ . Кроме того, из условия  $Eu = idem$  и  $k = idem$  следует, что и  $\frac{p_u}{p_k} = idem$ ,

$$\frac{p_{u1}}{p_{k1}} = \frac{p_{u2}}{p_{k2}}. \quad (241)$$

Этот же вывод следует и из допущения о равенстве относительных перепадов давлений в органах газораспределения однотипных двигателей, принятого выше при построении расчета необходимых время-сечений.

С учетом сказанного выражение (238) принимает вид

$$p_{k2} = \frac{1}{k_l} \cdot \frac{\mu_2}{\mu_1} \sqrt{\frac{T_2}{T_1}} p_{k1}. \quad (242)$$

Известно, что коэффициент динамической вязкости газов при невысоких давлениях зависит только от их температуры. Поэтому при  $T \approx T_k$  можно принять  $\mu = \mu_k$ , а отношение  $\frac{\mu_{k2}}{\mu_{k1}}$  в выражении (242) заменить по формуле Сатерленда:

$$\frac{\mu_{k2}}{\mu_{k1}} = \frac{T_{k1} + C}{T_{k2} + C} \left(\frac{T_{k2}}{T_{k1}}\right)^{\frac{3}{2}}.$$

Тогда

$$p_{k2} = \frac{1}{k_l} \cdot \frac{T_{k1} + C}{T_{k2} + C} \left(\frac{T_{k2}}{T_{k1}}\right)^2 p_{k1}. \quad (243)$$

В выражении (243) два неизвестных:  $p_{k2}$  и  $T_{k2}$ , следовательно для его решения необходимо еще одно уравнение. Таким урав-

$$\frac{1+C_1}{\beta_{T_k} + C_1} \beta_{T_k}^2$$

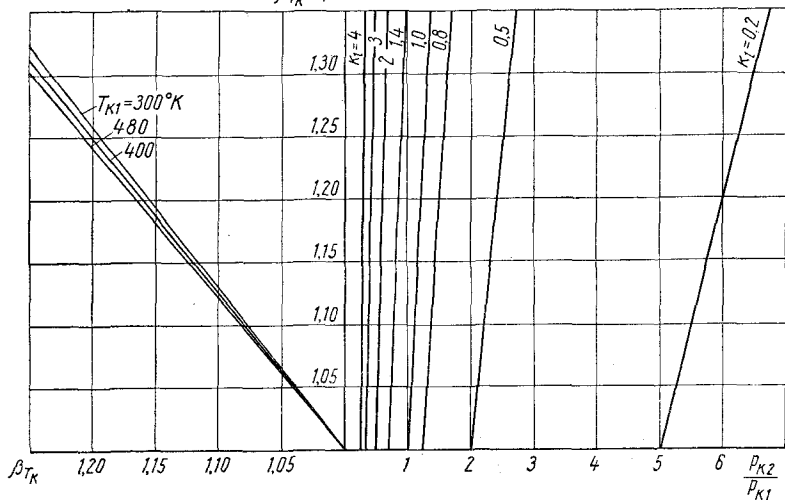


Рис. 219. Номограмма для определения давления  $p_{k2}$

нением является уравнение зависимости температуры от повышения давления в компрессоре [64]:

$$T_{k2} = T_0 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{адк}} \left[ \left( \frac{p_{k2}}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\}. \quad (244)$$

Определение  $p_{k2}$  из уравнений (243) и (244) можно производить методом последовательных приближений или графически. На рис. 219 приведена номограмма для определения давления  $p_{k2}$  из уравнения (243), которое предварительно преобразуется к виду:

$$p_{k2} = \frac{1}{k_l} \cdot \frac{1 + C_1}{\beta_{T_k} + C_1} \beta_{T_k}^2 p_{k1}, \quad (245)$$

где

$$\beta_{T_k} = \frac{T_{k2}}{T_{k1}}; \quad C_1 = \frac{C}{T_{k1}};$$

для воздуха  $C = 117$ .

При определении чисел оборотов коленчатых валов подобных двигателей на подобных режимах можно использовать следующее.

Из условий, что  $Sh = idem$ ,  $Re = idem$  и  $M = idem$  вытекает [29]:

$$\left. \begin{aligned} Sh_a &= \frac{a \Delta \alpha_{an}}{6nD} = idem; \\ Re_a &= \frac{aD}{\nu} = idem, \end{aligned} \right\} \quad (246)$$

где  $a$  — скорость звука;

$\Delta\alpha_{оп}$  — продолжительность впуска в градусах угла поворота коленчатого вала.

Для подобных двигателей на подобных режимах из условия  $Sh_a = idem$ ,  $k_1 = k_2$  и  $R_1 = R_2$  следует:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2. \quad (247)$$

Из равенства критериев  $Re_{a1} = Re_{a2}$  имеем

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{k_2}{k_1} \cdot \frac{R_1}{R_2} \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right)^2 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2. \quad (248)$$

Таким образом, для подобных двигателей получаем

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right)^2 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2. \quad (249)$$

Тогда для определения числа оборотов коленчатого вала двигателя на подобных режимах имеем

$$n_2 = \frac{k_2}{k_1} \cdot \frac{\mu_1}{\mu_2} \cdot \frac{p_2}{p_1} n_1. \quad (250)$$

В этом выражении все параметры относятся к потоку на выходе из органов газораспределения. Для подобных двигателей в связи с тем, что  $k = idem$ , зависимость (250) приобретает вид

$$n_2 = \frac{\mu_1}{\mu_2} \cdot \frac{p_2}{p_1} n_1. \quad (251)$$

Применим это выражение для течения воздуха через впускные органы во время продувки — наполнения. В этом случае  $\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{к2}}{p_{к1}}$ ,  $\mu_1 = \mu_{к1}$  и  $\mu_2 = \mu_{к2}$ . Тогда выражение (251) можно переписать в виде

$$n_2 = \frac{\mu_{к1}}{\mu_{к2}} \cdot \frac{p_{к2}}{p_{к1}} n_1. \quad (252)$$

В последнем выражении отношение  $\frac{\mu_{к1}}{\mu_{к2}}$  заменим с помощью формулы Сатерленда. Тогда получим

$$n_2 = \frac{1}{\beta_{T_k}^{\frac{3}{2}}} \cdot \frac{\beta_{T_k} + C_1}{1 + C_1} \cdot \frac{p_{к2}}{p_{к1}} n_1. \quad (253)$$

Заменяя отношение  $\frac{p_{к2}}{p_{к1}}$  из выражения (245), имеем

$$n_2 = \frac{1}{k_l} \beta_{T_k}^{\frac{1}{2}} n_1. \quad (254)$$



Величина  $\beta_{T_K}$  в этом выражении известна, так как она была найдена при определении давления  $p_{K2}$ .

На рис. 220 изображена номограмма для определения числа оборотов коленчатого вала подобного двигателя на подобном режиме.

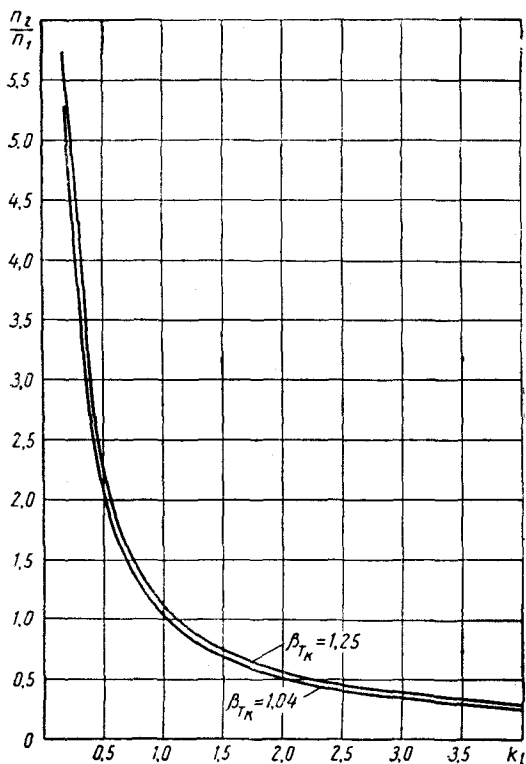


Рис. 220. Номограмма для определения числа оборотов  $n_2$  подобного двигателя

Давление в цилиндре подобных двигателей в начале выпуска на подобных режимах может быть определено из выражения, аналогичного выражению (240):

$$p_{b2} = \frac{1}{k_1} \cdot \frac{\mu_2}{\mu_1} \sqrt{\frac{R_2 T_{p2}}{R_1 T_{p1}} \cdot \frac{\frac{p_{p1}}{p_{b1}} \left(1 - \frac{p_{p1}}{p_{b1}}\right)}{\frac{p_{p2}}{p_{b2}} \left(1 - \frac{p_{p2}}{p_{b2}}\right)}} p_{b1}} \quad (255)$$

По формуле Сатерленда отношение вязкостей

$$\frac{\mu_2}{\mu_1} = \frac{T_{p1} + C}{T_{p2} + C} \left( \frac{T_{p2}}{T_{p1}} \right)^{\frac{3}{2}}$$

Кроме того, на подобных режимах  $R_1 = R_2$  и  $\frac{p_{b2}}{p_{b1}} = \frac{p_{\kappa 2}}{p_{\kappa 1}}$ . Тогда выражение (255) может быть переписано в виде

$$p_{b2} = \frac{1}{k_l} \cdot \frac{1 + C_{1p}}{\beta_{T_p} + C_{1p}} \beta_{T_p}^2 \frac{p_{\kappa 2}}{p_{\kappa 1}} \sqrt{\frac{p_{p1}(p_{b1} - p_{p1})}{p_{p2}(p_{b2} - p_{p2})}} p_{b1}, \quad (256)$$

где

$$\beta_{T_p} = \frac{T_{p2}}{T_{p1}} \text{ и } C_{1p} = \frac{C}{T_{p1}}.$$

Если при истечении через выпускные органы  $M = idem$ , то выражение

$$\frac{p_{\kappa 2}}{p_{\kappa 1}} \sqrt{\frac{p_{p1}(p_{b1} - p_{p1})}{p_{p2}(p_{b2} - p_{p2})}} = P = 1.$$

В двигателях со свободным выпуском в атмосферу, когда  $p_{p1} \approx p_{p2} = 1,05 \div 1,08 \text{ кг/см}^2$ , выражение  $P \neq 1$ . В подобных двигателях с газовой турбиной на выпуске при работе на подобных режимах  $P = 1$ . Поэтому для этих двигателей

$$p_{b2} = \frac{1}{k_l} \cdot \frac{1 + C_{1p}}{\beta_{T_p} + C_{1p}} \beta_{T_p}^2 p_{b1}. \quad (257)$$

В двигателях со свободным выпуском подобие выпуска получается приближенным.

В общем случае давление в цилиндре в начале выпуска подобного двигателя

$$p_{b2} = p_{p2} + \frac{1}{k_l^2} \left( \frac{1 + C_{1p}}{\beta_{T_p} + C_{1p}} \right)^2 \beta_{T_p}^4 \frac{p_{p1}}{p_{p2}} (p_{b1} - p_{p1}). \quad (258)$$

Этим выражением следует пользоваться при определении  $p_{b2}$  и в двигателях с газотурбинным наддувом, когда не выполняется условие

$$\frac{p_{p2}}{p_{p1}} = \frac{p_{b2}}{p_{b1}}.$$

Строго говоря, во всех предыдущих выражениях для определения  $p_{b2}$  под величинами  $p_{p1}$  и  $p_{p2}$  следует понимать противодавление на выпуске в момент начала выпуска. Без большой погрешности оно может быть принято равным среднему давлению на выпуске, что и имеется в виду во всех дальнейших рассужде-

ниях. При выпуске в атмосферу приближенно можно считать  $p_{p1} = p_{p2} = 1,06 \text{ кг/см}^2$ . Тогда формула (258) примет вид

$$p_{b2} = 1,06 + \frac{1}{k_l^2} \left( \frac{1 + C_{1p}}{\beta_{T_p} + C_{1p}} \right)^2 \beta_{T_p}^4 (p_{b1} - 1,06). \quad (259)$$

Температура  $T_p$  на выходе в начале выпуска определяется по формулам адиабатического истечения и ее величина зависит от  $p_b$  и  $p_p$ . Поэтому определение давления  $p_{b2}$  может быть сделано методом последовательных приближений.

Число оборотов коленчатого вала по условию подобия выпуска может быть определено по формуле

$$n_{2s} = \frac{1}{k_l} \beta_{T_p}^{\frac{1}{2}} n_1, \quad (260)$$

которая является точной, если выполняется условие  $\frac{p_{p1}}{p_{p2}} = \frac{p_{b1}}{p_{b2}}$ . Если это условие не выполняется, то выражение (260) является приближенным, как и подобие выпуска вообще.

Выше было определено число оборотов  $n_2$  коленчатого вала подобного двигателя по условию подобия впуска. Поэтому необходимо ответить на вопрос: в каком соотношении находятся числа оборотов, определенные по условию подобия впуска и выпуска. На подобных режимах  $\beta_{T_p} = \beta_{T_k}$ , поэтому из выражений (254) и (260) вытекает, что и  $n_2 = n_{2s}$ .

Таким образом, параметры работы подобных двигателей на подобных режимах, определенные по подобию процесса впуска, обеспечивают подобное протекание и процесса выпуска. Это относится не только к периоду свободного выпуска, но также и к периоду принудительного выпуска.

## § 52. Параметры работы модели

Особенность моделирования газообмена состоит в том, что на «холодной» модели воспроизводится картина протекания газообмена «горячего» двигателя.

«Холодные» модели широко применяются при отработке и исследовании газообмена в двухтактных двигателях. Однако до недавнего времени почти все исследования касались лишь периода продувки — наполнения и принудительного выпуска и только некоторые из них охватывали все стадии процесса газообмена. Несколько известно, первое такое исследование газообмена на модели было проведено А. С. Орлиным [45]. Затем подобные опыты были проведены О. Лутцем, а несколько позднее А. С. Орлиным и К. А. Чукаевым. В этих работах впервые была сделана попытка подойти к вопросу моделирования, используя теорию

подобия. Дальнейшее развитие теория и практика моделирования газообмена получили в работах, проведенных в МВТУ им. Баумана [29, 44, 49].

Условия моделирования газообмена рассмотрены в литературе [29, 81, 10]. Для определения параметров работы модели на режимах, подобных режимам двигателя, можно использовать зависимости, полученные в предыдущем параграфе при рассмотрении параметров работы подобных двигателей.

Для определения давления  $p_{\kappa 2}$  продувочного агента в модели можно пользоваться уравнением (240). Если на подобных режимах на модели и на двигателе  $\frac{p_{\kappa 1}}{p_{\kappa 2}} = \frac{\mu_{\kappa 2}}{\mu_{\kappa 1}}$ , то

$$p_{\kappa 2} = \frac{1}{k_l} \cdot \frac{\mu_2}{\mu_1} \sqrt{\frac{R_{\kappa 2}}{R_{\kappa 1}} \cdot \frac{T_{\kappa 2}}{T_{\kappa 1}}} p_{\kappa 1}. \quad (261)$$

Принимая, как и при рассмотрении подобия двигателей,  $\mu \approx \mu_{\kappa}$ , получаем

$$p_{\kappa 2} = \frac{1}{k_l} \cdot \frac{\mu_{\kappa 2}}{\mu_{\kappa 1}} \sqrt{\frac{R_{\kappa 2} T_{\kappa 2}}{R_{\kappa 1} T_{\kappa 1}}} p_{\kappa 1}. \quad (262)$$

В качестве продувочного агента на модели лучше использовать не воздух, а более подходящий по плотности газ (о выборе продувочного агента см. ниже). Поэтому отношение коэффициентов динамической вязкости  $\frac{\mu_{\kappa 2}}{\mu_{\kappa 1}}$  нельзя выразить через отношение температур; кроме того,  $R_{\kappa 2} \neq R_{\kappa 1}$ .

Выражением (262) можно также пользоваться при определении давлений в цилиндре модели в конце сжатия или во время продувки.

Число оборотов вала модели  $n_{\kappa 2}$  при моделировании продувки — наполнения можно определить из условия, что для модели и для двигателя  $K_{RS} = \frac{Re}{Sh} = \text{idem}$  [29]. Тогда получаем

$$n_{\kappa 2} = \frac{1}{k_l^2} \frac{\mu_{\kappa 2}}{\mu_{\kappa 1}} \cdot \frac{p_{\kappa 1}}{p_{\kappa 2}} \cdot \frac{R_{\kappa 2}}{R_{\kappa 1}} \cdot \frac{T_{\kappa 2}}{T_{\kappa 1}} n_{\kappa 1} \quad (263)$$

Упростим полученное выражение, заменив отношение  $\frac{\mu_{\kappa 2}}{\mu_{\kappa 1}}$  из формулы (262):

$$n_{\kappa 2} = \frac{1}{k_l} \sqrt{\frac{R_{\kappa 2}}{R_{\kappa 1}} \cdot \frac{T_{\kappa 2}}{T_{\kappa 1}}} n_1. \quad (264)$$

Последняя формула также может быть получена из выражения (252).

Для моделирования газообмена необходимо обеспечить подобное протекание всех фаз этого процесса, в том числе свободного и принудительного выпусков.

Характер протекания свободного выпуска в большой мере зависит от параметров в начале выпуска. Поэтому прежде всего надо определить давление  $p_{b2}$  и температуру  $T_{b2}$  в цилиндре модели.

Для определения давления  $p_{b2}$  воспользуемся условием, что для модели и двигателя на подобных режимах  $M = \text{idem}$ . Так как  $M_1 = M_2$  и принимая  $k_{e1} \approx k_{e2}$ , получаем, что приведенные расходы при истечении в начале выпуска на модели и двигателе равны [29]. Поэтому можно записать:

$$\frac{dG_{e1}}{\mu_1 \rho_{e1} f_{e1} \sqrt{R_{e2} T_{b1}} dt_{b1}} = \frac{dG_{e2}}{\mu_2 \rho_{e2} f_{e2} \sqrt{R_{e2} T_{b2}} dt_{b2}} \quad (265)$$

Если модель и двигатель подобны, то коэффициенты расхода через выпускные органы одинаковы, т. е.  $\mu_1 = \mu_2$ . Тогда после преобразования формулы (265) получаем зависимость для определения числа оборотов вала модели, определенного по условию моделирования выпуска:

$$n_{e2} = \frac{1}{k_1} \sqrt{\frac{R_{e2} T_{b2}}{R_{e1} T_{b1}}} n_1 \quad (266)$$

По своему виду эта формула аналогична формуле (264) для определения числа оборотов коленчатого вала  $n_{\kappa 2}$ , исходя из условия обеспечения подобия протекания продувки — наполнения.

Сопоставление выражений (264) и (266) позволяет сделать вывод, что число оборотов вала модели  $n_{e2}$  при моделировании выпуска не равно числу оборотов вала модели  $n_{\kappa 2}$  при моделировании процесса продувки — наполнения. Число оборотов  $n_{e2}$  меньше числа оборотов  $n_{\kappa 2}$ , так как температурное поле в цилиндре модели не подобно температурному полю в цилиндре двигателя, а отношение температур в ресивере модели и в ресивере двигателя больше отношения температур в начале выпуска в цилиндрах модели и двигателя, т. е.  $\frac{T_{\kappa 2}}{T_{\kappa 1}} > \frac{T_{b2}}{T_{b1}}$ . При  $n_{e2} \neq n_{\kappa 2}$  моделирование газообмена невозможно. Для моделирования газообмена необходимо  $n_{e2} = n_{\kappa 2}$ . Этого можно достигнуть, если будут обеспечены одинаковые множители преобразования температуры продувочного агента в цилиндре модели и двигателя или каким-либо образом будет компенсировано расхождение чисел оборотов  $n_{e2}$  и  $n_{\kappa 2}$ .

Определим давление  $p_{b2}$  в цилиндре модели в начале выпуска по формуле, аналогичной выражению (262):

$$p_{b2} = \frac{1}{k_1} \cdot \frac{\mu_2}{\mu_1} \sqrt{\frac{R_2 T_{p2}}{R_1 T_{p1}}} p_{b1}.$$

Для того чтобы  $n_{e2} = n_{\kappa 2}$ , число оборотов  $n_{e2}$  нужно увеличить. Однако при увеличении числа оборотов вала модели для моделирования процесса выпуска по  $n_{\kappa 2}$  уменьшится время выпуска, а следовательно, из цилиндра не будет удалено необходимое количество газов, которое должно быть равно количеству газов, вытекающих из цилиндра при  $n_{e2}$ . Этого можно достигнуть, если при увеличении числа оборотов  $n_{e2}$  до  $n_{\kappa 2}$  будет увеличено или давление в цилиндре, или проходное сечение выпускных органов. Увеличение проходного сечения выпускных органов приведет к нарушению геометрического подобия двигателя и модели, поэтому компенсация расхождения чисел оборотов возможна лишь с помощью увеличения давления в цилиндре.

Элементарное количество газов, вытекающих из цилиндра за элементарный промежуток времени:

$$dG = \mu \psi_{\sigma} p_b \frac{1}{\sqrt{R_{\sigma} T_b}} f_{\sigma} \frac{d\alpha_{\sigma}}{6\pi}.$$

При  $n_{e2}$  и  $n_{\kappa 2}$  элементарные расходы должны быть одинаковыми. Учитывая, что истечение в начале выпуска происходит в надкритической зоне, когда  $\psi_{\sigma} = \psi_{\max}$ , можно написать:

$$\mu_2 \psi_{\max} p_{b2} \frac{1}{\sqrt{R_{e2} T_{b2}}} f_{e2} \frac{d\alpha_{e2}}{6n_{e2}} = \mu_2 \psi_{\max} p_{b2}' \frac{1}{\sqrt{R_{e2} T_{b2}}} f_{e2} \frac{d\alpha_{e2}}{6n_{\kappa 2}}.$$

Отсюда новое давление

$$p_{b2}' = \frac{n_{\kappa 2}}{n_{e2}} p_{b2}.$$

Заменяя в этой формуле  $n_{\kappa 2}$  и  $n_{e2}$  их значениями соответственно по формулам (264) и (266), получим

$$p_{b2}' = \sqrt{\frac{R_{\kappa 2} R_{e1} T_{\kappa 2} T_{b1}}{R_{\kappa 1} R_{e2} T_{\kappa 1} T_{b2}}} p_{b2}. \quad (267)$$

Возможен и другой более простой метод приближенного определения параметров работы модели [34].

Избыточное давление в модели из выражения критерия  $K_{RE}$  [29]

$$\Delta p_2 = -\frac{p_0}{2} + \sqrt{\frac{p_0^2}{4} + \frac{1}{k_l^2} \Delta p_1 \cdot p_1 \frac{\mu_2}{\mu_1} \cdot \frac{R_2 T_2}{R_1 T_1}}. \quad (268)$$

При  $p_0 = 1 \text{ кг/см}^2$  получаем выражение для определения избыточного давления при моделировании продувки — наполнения

$$\Delta p_{\kappa 2} = -0,5 + \sqrt{0,25 + \frac{1}{k_l^2} \Delta p_{\kappa 1} p_{\kappa 1} \left(\frac{\mu_{\kappa 2}}{\mu_{\kappa 1}}\right)^2 \frac{R_{\kappa 2} T_{\kappa 2}}{R_{\kappa 1} T_{\kappa 1}}} \quad (269)$$

и выпуска

$$\Delta p_{b2} = -0,5 + \sqrt{0,25 + \frac{1}{k_I^2} \Delta p_{b1} p_{b2} \left( \frac{\mu_{e2}}{\mu_{e1}} \right)^2 \frac{R_{e2} T_{b2}}{R_{e1} T_{b1}}} \quad (270)$$

Число оборотов вала модели можно определить из условия  $K_{HS} = \text{idem}$  с учетом выражения (268):

$$n_2 = \frac{\mu_1}{\mu_2} \cdot \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} n_1 \quad (271)$$

Тогда имеем

$$n_{\kappa 2} = \frac{\mu_{\kappa 1}}{\mu_{\kappa 2}} \cdot \frac{\Delta p_{\kappa 2}}{\Delta p_{\kappa 1}} n_1 \quad (272)$$

и

$$n_{e2} = \frac{\mu_{e1}}{\mu_{e2}} \cdot \frac{\Delta p_{b2}}{\Delta p_{b1}} n_1 \quad (273)$$

Так как  $n_{\kappa 2} \neq n_{e2}$ , то приведение к одному и тому же числу оборотов  $n_{\kappa 2}$  производим по методике, рассмотренной выше. В этом случае давление в цилиндре в начале выпуска определяется по формуле

$$p_{b2} = \frac{\mu_{\kappa 1}}{\mu_{\kappa 2}} \cdot \frac{\mu_{e2}}{\mu_{e1}} \cdot \frac{\Delta p_{\kappa 2}}{\Delta p_{\kappa 1}} \cdot \frac{\Delta p_{b1}}{\Delta p_{b2}} p_{b2} \quad (274)$$

Большое значение при моделировании имеет выбор рабочих тел или агентов, имитирующих продувочный воздух и выпускные газы. Следует иметь в виду, что на двигателе продувочный воздух вследствие более низкой температуры имеет плотность, примерно в 1,7 раза большую плотности выпускных газов. Как показывают исследования, проведенные в МВТУ им. Баумана, хорошие результаты получаются тогда, когда на модели в качестве продувочного агента используется углекислый газ, а выпускные газы имитируются воздухом, плотность которого в 1,53 меньше плотности углекислого газа.

Кроме того, агенты должны быть химически стойкими, не опасными в пожарном отношении, и содержание одного из них (желательно имитирующего продувочный воздух, так как при этом упрощается проведение экспериментальных исследований) должно легко определяться с необходимой точностью наиболее простыми способами. Важное значение имеет и стоимость агентов.

При выборе агентов можно также исходить из условий моделирования. Допустим, что по условиям моделирования удобно иметь  $\rho_{\kappa 2} = \rho_{\kappa 1}$  и  $T_{\kappa 2} = T_{\kappa 1}$ . Тогда для имитирования продувочного воздуха должен быть выбран агент, вязкость  $\mu_{\kappa 2}$  которого удовлетворяла бы уравнению (262), т. е.

$$\mu_{\kappa 2} = \frac{k_I}{\frac{1}{k_R^2}} \mu_{\kappa 1} \quad (275)$$

где

$$k_R = \frac{R_{\kappa 2}}{R_{\kappa 1}}.$$

Однако не всегда можно найти газ, вязкость которого точно соответствует вязкости, определенной по выражению (275). В этом случае условие  $p_{\kappa 2} = p_{\kappa 1}$  или  $T_{\kappa 2} = T_{\kappa 1}$  не выполняется. Несоответствие вязкости проще всего компенсировать соответствующим изменением давления, которое определяется по формуле (262). Например, при коэффициенте геометрического подобия  $k_l = 0,2$  в качестве продувочного агента по вязкости хорошо подходит изобутан. В этом случае давление в ресивере модели  $p_{\kappa 2} = 1,43 p_{\kappa 1}$ , а число оборотов вала модели  $n_{\kappa 2} = 3,52 n_1$ . Однако по своим свойствам (низкие параметры критической точки и большая пожарная опасность) изобутан не может быть использован в качестве продувочного агента.

### § 53. Обобщенное выражение для определения коэффициента избытка продувочного воздуха

Коэффициент избытка продувочного воздуха, отнесенный к параметрам окружающей среды,

$$\varphi_0 = \frac{V_s}{V_h}. \quad (276)$$

Расход воздуха  $V_s$  за цикл при  $p_0$  и  $T_0$

$$V_s = \frac{\mu_1 A_{\text{внз}}}{6n} \omega_{\text{внз}},$$

где  $\omega_{\text{внз}}$  — средняя скорость воздуха во впускных органах.

Подставляя последнее выражение в формулу (276), получаем

$$\varphi_0 = \frac{\mu_1 A_{\text{внз}}}{6nV_h} \omega_{\text{внз}}. \quad (277)$$

После подстановки

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S \text{ и } S = \psi_s D$$

(где  $\psi_s$  — отношение хода поршня к диаметру цилиндра) имеем

$$\varphi_0 = \frac{\mu_1 A_{\text{внз}}}{\psi_s \frac{\pi D^2}{4}} \frac{\omega_{\text{внз}}}{6nD}. \quad (278)$$

В выражении (278) обозначим:

$$\frac{\omega_{\text{внз}} \Delta \alpha_{\text{внз}}}{6nD} = \text{Sh} \text{ — критерий Струхалия;}$$



$\frac{\mu_1 A_{\text{впа}}}{\frac{\pi D^2}{4} \Delta \alpha_{\text{вп}}} = A_{\text{ен0}}$  — относительное эффективное угол-сечение.

Тогда выражение (278) приобретает следующий вид:

$$\varphi_0 = \frac{1}{\psi_s} A_{\text{ен0}} \text{Sh}. \quad (279)$$

Коэффициент избытка продувочного воздуха, отнесенный к условиям  $p_k$  и  $T_k$  в ресивере двигателя, определяется по аналогичной формуле. Разница состоит только в том, что в исходном выражении для определения  $\varphi_k$  объемный расход  $V_{\text{вк}}$  воздуха определяется не при параметрах  $p_0$  и  $T_0$ , а при параметрах в ресивере  $p_k$  и  $T_k$ . Поэтому окончательно

$$\varphi_k = \frac{1}{\psi_s} A_{\text{ен0}} \text{Sh}_k, \quad (280)$$

где  $\text{Sh}_k$  — критерий Струхалья, определенный по средней скорости воздуха во впускных органах при параметрах  $p_k$  и  $T_k$ .

Из рассмотрения выражений (279) и (280) следует, что коэффициент избытка продувочного воздуха является функцией числа Струхалья. Этот вывод в равной мере относится и к четырехтактным двигателям. Если четырехтактный двигатель работает без продувки камеры сгорания, то с помощью формул (279) и (280) можно определить коэффициенты наполнения:

$$\eta_{V0} = \frac{1}{\psi_s} A_{\text{ен0}} \text{Sh}; \quad (281)$$

$$\eta_V = \frac{1}{\psi_s} A_{\text{ен0}} \text{Sh}_k. \quad (282)$$

Формула (281) является также обобщенным выражением и для определения коэффициента наполнения поршневых компрессоров. Если в формулу ввести коэффициент  $\nu$ , учитывающий степень использования объема, занятого рабочими органами, то формула (280) может быть распространена на все компрессоры объемного типа. В этом случае

$$\eta_{V0} = \frac{1}{\nu \psi_s} A_{\text{ен0}} \text{Sh}. \quad (283)$$

Для поршневых компрессоров  $\nu = 1$ . Для роторно-шестеренчатых компрессоров типа Рут коэффициент  $\nu = 2\chi$  (где  $\chi$  — коэффициент использования площади круга ротора). Тогда выражение (283) приобретает вид

$$\eta_{V0} = \frac{1}{2\chi \psi_s} A_{\text{ен0}} \text{Sh}, \quad (284)$$

где  $\psi_s$  — отношение длины ротора к его диаметру.

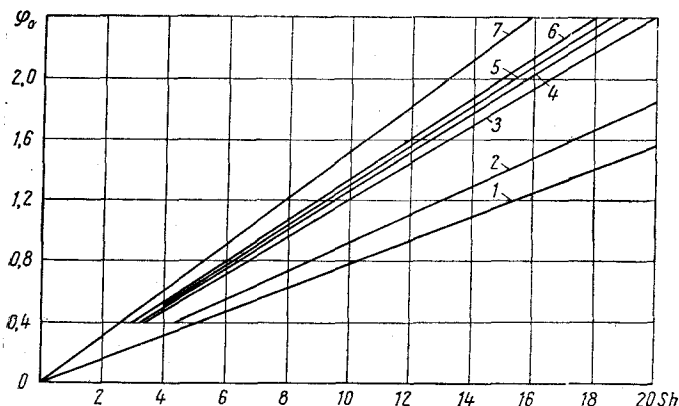


Рис. 221. Изменение  $\varphi_0$  в зависимости от критерия Струхала  $Sh$  для различных двигателей:

1 — ДР  $\frac{43}{61}$ ; 2 — ДКРН  $\frac{74}{160}$ ; 3 — Д721; 4 — 6ZT180; 5 — ЯАЗ-204;  
6 — УМО 207; 7 — 37Д

Коэффициент  $\nu$  для объемных компрессоров других типов (например, Байсера, Страатвейта, роторно-пластинчатых и др.) определяют по конструктивным соотношениям.

При подстановке в формулу (281) вместо объема засасываемого воздуха  $V_a$  объема воздуха  $V_n$  нагнетаемого (объем  $V_n$  меньше объема  $V_a$  на величину утечек) при параметрах наружной среды получаем обобщенную формулу для коэффициента подачи компрессоров объемного типа:

$$\eta_n = \frac{1}{\nu\psi_s} A_{e0} Sh, \quad (285)$$

где  $A_{e0}$  — относительное эффективное угол-сечение выпускных органов;

$Sh$  — критерий Струхала, определяемый по средней скорости на выпуске, которую подсчитывают по объему нагнетаемого воздуха  $V_n$  при параметрах  $p_0$  и  $T_0$ .

На рис. 221 показано изменение  $\varphi_0$  в зависимости от критерия Струхала  $Sh$  для некоторых двухтактных двигателей. По этим графикам можно установить величину  $\varphi_0$  на любом режиме работы геометрически подобного двигателя или определить режим работы двигателя, при котором будет обеспечена заданная величина  $\varphi_0$ .

На рис. 222 приведено изменение  $\varphi_0$  в зависимости от критерия Струхала  $Sh$  для одноцилиндрового двухтактного дизеля 1Д  $\frac{12,5}{14}$  при работе с четырьмя различными органами газораспределения.

Критерий Струхаля определен по формуле

$$Sh = \frac{\omega_{en} t_{en}}{D},$$

где  $t_{en}$  — время открытия впускных окон;  $t_{en} = \frac{\Delta\alpha_{en}}{6n}$ .

Как видно из рис. 222, для каждой конструкции органов газораспределения независимо от параметров работы двигателя коэффициент  $\varphi_0$  изменяется по закону прямой линии. Характер изменения  $\varphi_0$  в зависимости от  $Sh$  одинаков для всех четырех конструкций органов газораспределения. Это подтверждается графиком изменения относительной величины коэффициента избытка продувочного воздуха  $K_{\varphi_0}$  (рис. 223). Величина  $K_{\varphi_0}$  определяется как отношение текущего значения коэффициента продувочного воздуха к величине его при  $Sh = 10$ . Для всех конструкций органов газораспределения график  $K_{\varphi_0} = f(Sh)$  получился в виде прямой линии  $K_{\varphi_0} = 0,1Sh$ .

Пользуясь обобщенными графиками изменения  $\varphi_0$ , можно определить режимы работы подобных двигателей и моделей, а в совокупности с графиками изменения расхода воздуха, построенными в обобщенных координатах, найти также и параметры воздуха в ресивере. Этот вопрос будет рассмотрен ниже.

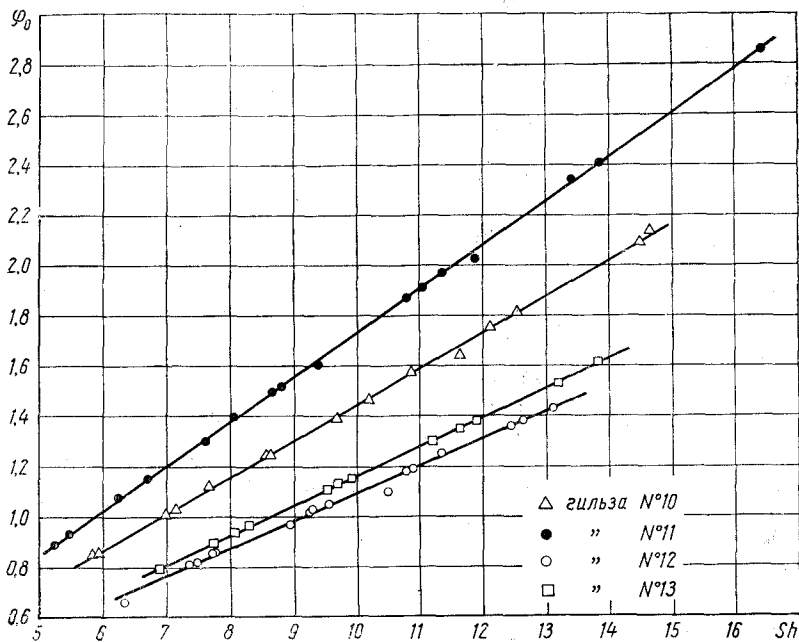


Рис. 222. Изменение  $\varphi_0$  в зависимости от критерия Струхаля  $Sh$  при различных  $n$  и  $p_k$

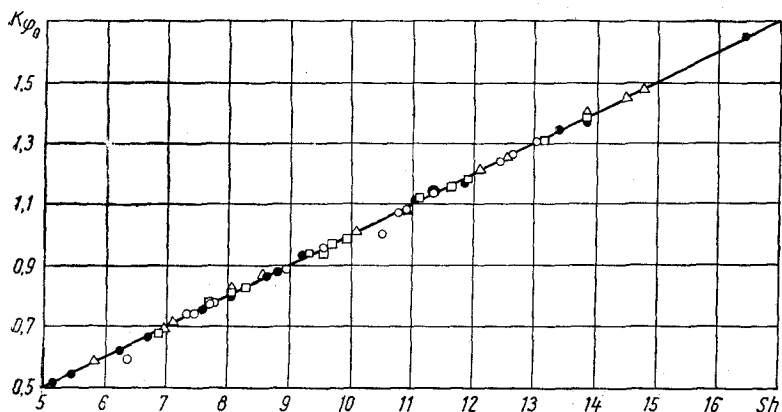


Рис. 223. Изменение  $K_{\varphi_0}$  в зависимости от критерия Струхала  $Sh$  (обозначения точек см. на рис. 222)

#### § 54. Параметры для оценки сходимости результатов опытов на моделях и двигателях

Следствием подобия протекания газообмена на модели и двигателе является подобие движения газоздушных масс в этот период рабочего процесса двигателя, а следовательно, подобие распределения скоростей и давлений в сходственных сечениях модели и двигателя. При определенных условиях поля скоростей и давлений будут подобны независимо от величины критериев подобия. Такие режимы работы будут автомодельными, т. е. на этих режимах характер течения газоздушных масс не изменяется.

Не останавливаясь подробно на всех признаках наступления автомодельности, которые рассмотрены в соответствующей литературе [24, 29], укажем, что в автомодельной области имеет место квадратичный закон изменения сопротивлений, т. е.  $Eu = \text{const}$ . Поэтому для установления границы автомодельности достаточно установить границу независимости сопротивления от критерия Рейнольдса.

При автомодельном протекании процесса выбор множителей преобразования скорости является свободным, т. е. независимо от линейных размеров модели, физических свойств жидкости и расхода ее течение в модели будет подобно течению в образце.

Однако при моделировании газообмена важно не подобие полей скоростей и давлений, так как при моделировании можно иметь подобные поля скоростей и давлений на образце и модели, но совершенно различные показатели качества газообмена, а выяснение условий, при которых качество протекания газообмена

не зависит от величины критерия подобия. Если бы автомодельность в таком понимании имела место при газообмене в двухтактных двигателях, то это значительно облегчило бы моделирование газообмена.

При автомодельном протекании газообмена важно установить величины критериев, при которых наступает автомодельность. Например, если бы протекание газообмена следовало гипотезе послынного вытеснения, то, начиная с расхода воздуха, соответствующего  $\varphi_0 = \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_2 - 1}$ , качество газообмена не зависит от расхода воздуха, а следовательно, и от критерия  $Re$ .

Если установлена автомодельность протекания газообмена, то подобие может быть установлено на модели с любыми размерами, с использованием в качестве продувочного агента рабочего тела любых газов и при любом их расходе. Автомодельность позволяет использовать моделирование и в тех случаях, когда невозможно достигнуть полного подобия. Однако если известно, что моделирование осуществляется в автомодельной области, то это является гарантией получения надежных экспериментальных результатов, которые по законам подобия можно распространить на ряд явлений.

Получив результаты исследования газообмена на модели, исследователь должен быть уверен в том, что эти результаты отражают действительное качество протекания процесса в образце и что их, следовательно, можно распространить на все подобные двигатели, т. е. оценить сходимость результатов опытов на модели и подобных двигателях. Для этого прежде всего нужно установить те параметры, по которым можно судить о схожести результатов моделирования. Желательно, чтобы эти параметры были безразмерными; в этом случае их можно назвать критериями сходимости.

Выбор критериев сходимости определяется основными задачами моделирования явления. Моделирование газообмена в двухтактных двигателях имеет своей задачей определение показателей, характеризующих качество протекания очистки и наполнения. Поэтому критериями сходимости результатов моделирования газообмена в двухтактных двигателях могут служить коэффициенты избытка продувочного воздуха  $\varphi_0$  или  $\varphi_k$ , коэффициенты наполнения  $\eta_{v0}$  или  $\eta_v$  и к. п. д. продувки  $\eta_s$ .

Коэффициент  $\varphi_0$  (или  $\varphi_k$ ) представляет собой относительный расход воздуха через двигатель. Следовательно, при определенном давлении продувочного воздуха этот параметр характеризует также и относительные затраты мощности на осуществление газообмена.

Коэффициенты наполнения  $\eta_{v0}$  или  $\eta_v$  характеризуют долю воздуха, остающегося в цилиндре, т. е. с энергетической стороны коэффициент наполнения характеризует долю мощности (из всей

мощности, затраченной на привод компрессора), полезно использованной на наполнение.

Между мощностью  $N_{\kappa}$ , затраченной на сжатие воздуха, поступившего в двигатель через впускные органы, и мощностью  $N_{\kappa 3}$ , соответствующей затратам на сжатие части воздуха, оставшейся в цилиндре, существует зависимость:

$$\frac{N_{\kappa 3}}{N_{\kappa}} = \frac{\eta_V}{\varphi_{\kappa}} = \frac{\eta_{V_0}}{\varphi_0} = \frac{1}{\varphi} = \eta_u.$$

К. п. д. продувки  $\eta_s$  характеризует чистоту рабочего заряда в цилиндре. По величине  $\eta_s$  можно также определить коэффициент остаточных газов  $\gamma$ .

Таким образом, совокупность параметров  $\varphi_0$  (или  $\varphi_{\kappa}$ ),  $\eta_{V_0}$  (или  $\eta_V$ ) и  $\eta_s$  в полной мере характеризует качество протекания газообмена, а следовательно, эти параметры могут служить критериями для оценки сходимости результатов исследования на подобных модели и двигателе.

Для того чтобы выбранные параметры давали возможность наиболее полно оценить сходимость результатов при моделировании, необходимо установить обобщенные зависимости их от относительных параметров, характеризующих условия протекания газообмена, или теоретически на основе теории подобия найти связь между этими параметрами на модели и образце.

## § 55. Зависимость между показателями газообмена подобных двигателей и моделей

Основная задача моделирования газообмена заключается в том, чтобы по результатам исследования газообмена на модели или подобном двигателе уметь определить показатели газообмена создаваемого или исследуемого двигателя. Для решения этой задачи необходимо установить зависимость между показателями газообмена подобных двигателей и моделей на подобных режимах. Полученные таким образом зависимости можно использовать и для оценки сходимости результатов исследований подобных двигателей и моделей.

Связь между коэффициентами избытка продувочного воздуха на двигателе  $\varphi_{01}$  и на модели  $\varphi_{02}$  может быть установлена на основании обобщенной зависимости:

$$\frac{\varphi_{02}}{\varphi_{01}} = \frac{\psi_{s1}}{\psi_{s2}} \cdot \frac{A_{s n 02}}{A_{s n 01}} \cdot \frac{Sh_2}{Sh_1}.$$

В подобных двигателях и модели  $\psi_s = idem$  и  $A_{s n 0} = idem$ , а на подобных режимах и  $Sh = idem$ . Поэтому получаем

$$\varphi_0 = idem, \quad (286)$$

т. е. подобные двигатели и модели имеют равные коэффициенты избытка продувочного воздуха  $\varphi_0$ .

Выражение для определения расхода воздуха через двигатель напишем в следующей форме:

$$G_s = \varphi_0 V_n \rho_0 = \mu_1 A_{сн\alpha} \frac{D}{\Delta\alpha_{сн}} Sh \rho_0.$$

Тогда на подобных режимах для подобных двигателей и моделей имеем

$$\frac{G_{с2}}{G_{с1}} = \frac{D_2 \mu_{12} A_{сн\alpha 2} Sh_2 \rho_{02} \Delta\alpha_{сн1}}{D_1 \mu_{11} A_{сн\alpha 1} Sh_1 \rho_{01} \Delta\alpha_{сн2}}.$$

Для подобных двигателей и моделей [29]

$$\frac{D_2}{D_1} = k_l; \frac{A_{сн\alpha 2}}{A_{сн\alpha 1}} = k_l^2; \mu_1 = \text{idem};$$

$$Sh = \text{idem} \text{ и } \Delta\alpha_{сн} = \text{idem}.$$

Следовательно,

$$\frac{G_{с2}}{G_{с1}} = \frac{\rho_{02}}{\rho_{01}} k_l^3. \quad (287)$$

Условимся, что параметры окружающей среды  $\rho_0$  и  $T_0$  будут одинаковые. Тогда для подобных двигателей  $\rho_{01} = \rho_{02}$  и

$$\frac{G_{с2}}{G_{с1}} = k_l^3, \quad (288)$$

т. е. отношение цикловых расходов воздуха в подобных двигателях равно кубу коэффициента геометрического подобия  $k_l$  или отношению рабочих объемов. В модели очень часто в качестве продувочного агента используется газ, отличный от воздуха (например, углекислый газ), поэтому  $\rho_{01} \neq \rho_{02}$ , а отношение плотностей при  $\rho_0$  и  $T_0$

$$\frac{\rho_{02}}{\rho_{01}} = \frac{R_1}{R_2},$$

где  $R_1$  и  $R_2$  — газовые постоянные воздуха на двигателе и продувочного агента на модели; если рассматриваются режимы работы моделей, то  $R_1$  и  $R_2$  — газовые постоянные соответствующих продувочных агентов.

Тогда связь между цикловыми расходами продувочных агентов двигателя и модели примет следующий вид:

$$\frac{G_{с2}}{G_{с1}} = \frac{k_l^3}{k_R}, \quad (289)$$

где  $k_R$  — множитель преобразования газовых постоянных соответствующих продувочных агентов;  $k_R = \frac{R_2}{R_1}$ .

Из выражения (289) следует, что отношение цикловых расходов продувочных агентов в подобных двигателях и модели на подобных режимах прямо пропорционально кубу коэффициента геометрического подобия  $k_l$  и обратно пропорционально множителю  $k_R$ .

Коэффициент наполнения двухтактных двигателей, отнесенный к  $p_0$  и  $T_0$ , может быть определен по формуле

$$\eta_{V0} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_2 - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a} \eta_s.$$

После обозначения  $\frac{\varepsilon}{\varepsilon_2 - 1} = k_\varepsilon$ ;  $\frac{T_0}{p_0} = k_0$ ;  $\frac{T_a}{p_a} = k_a$  имеем

$$\eta_{V0} = k_\varepsilon \frac{k_0}{k_a} \eta_s.$$

Для подобных двигателей и модели

$$\frac{\eta_{V02}}{\eta_{V01}} = \frac{k_{\varepsilon 2}}{k_{\varepsilon 1}} \cdot \frac{k_{02}}{k_{01}} \cdot \frac{k_{a1}}{k_{a2}} \cdot \frac{\eta_{s2}}{\eta_{s1}}. \quad (290)$$

В выражении (290) при моделировании  $k_\varepsilon = \text{idem}$  и  $k_0 = \text{idem}$ ; поэтому, чтобы установить зависимость между коэффициентами наполнения подобных двигателей и модели, нужно найти связь между  $\eta_{s1}$  и  $\eta_{s2}$ ,  $k_{a1}$  и  $k_{a2}$ .

Зависимость между к. п. д.  $\eta_{s1}$  и  $\eta_{s2}$  продувки может быть установлена на основании следующих рассуждений.

Обычно в двухтактных двигателях газообмен протекает таким образом, что к. п. д. продувки по величине меньше к. п. д. продувки при послыном протекании процесса и больше к. п. д. продувки при допущении мгновенного и полного перемешивания выпускных газов и продувочного агента.

В первом случае к. п. д. продувки

$$\eta_s = \frac{\varepsilon_2 - 1}{\varepsilon_2} \varphi_0,$$

а во втором

$$\eta_s = 1 - e^{-\frac{\varepsilon_2 - 1}{\varepsilon_2} \varphi_0}$$

Так как для подобных двигателей и моделей  $\varepsilon_2 = \text{idem}$  и  $\varphi_0 = \text{idem}$ , то для этих двух случаев протекания газообмена  $\eta_s = \text{idem}$ .

В действительности при продувке — наполнении и принудительном выпуске в первой стадии происходит истечение только выпускных газов, а на второй стадии — смеси выпускных газов и продувочного агента. Таким образом, изменение к. п. д. продувки во время первого этапа продувки — наполнения и прину-



дительного выпуска происходит по закону, близкому к закону протекания газообмена при послойном вытеснении, а на втором этапе — по закону, близкому к мгновенному полному перемешиванию. Поэтому можно считать, что подобные двигатели и модели на подобных режимах имеют

$$\eta_s = \text{idem}. \quad (291)$$

Этот вывод хорошо подтверждается экспериментами, о чем будет сказано ниже.

Связь между  $k_{a1}$  и  $k_{a2}$  для подобных двигателей и моделей зависит от принятой методики моделирования. Обычно исследования проводят на холодных моделях без выполнения условия подобия температурных полей, и тогда  $k_{a1} \neq k_{a2}$ . В этом случае для подобных двигателей и моделей на подобных режимах из выражения (290) с учетом условия (291) имеем

$$\frac{\eta_{V02}}{\eta_{V01}} = \frac{p_{a2}}{p_{a1}} \cdot \frac{T_{a1}}{T_{a2}}. \quad (292)$$

В подобных двигателях на подобных режимах обеспечивается подобие температурных полей и полей давления, поэтому

$$\eta_{V0} = \text{idem}, \quad (293)$$

т. е. в подобных двигателях на подобных режимах коэффициенты наполнения одинаковые.

Аналогичный вывод может быть получен и для коэффициента наполнения, отнесенного к условиям на впуске ( $p_k$  и  $T_k$ ). Это легко показать, если использовать обобщенную зависимость для определения  $\eta_V$ .

Из условия (291) вытекает, что для подобных двигателей и моделей на подобных режимах

$$\gamma = \text{idem}. \quad (294)$$

Для подобных двигателей на подобных режимах с учетом условий (286) и (293) получим

$$\varphi = \text{idem}, \quad (295)$$

а следовательно, и

$$\eta_u = \text{idem} \quad (296)$$

Для подобных двигателей и моделей между этими параметрами имеются зависимости:

$$\frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \frac{p_{a1}}{p_{a2}} \cdot \frac{T_{a2}}{T_{a1}}; \quad (297)$$

$$\frac{\eta_{u2}}{\eta_{u1}} = \frac{p_{a2}}{p_{a1}} \cdot \frac{T_{a1}}{T_{a2}}. \quad (298)$$

В заключение установим зависимости между средним индикаторным давлением и удельным индикаторным расходом топлива в подобных двигателях. С этой целью используем выражения:

$$p_i = 0,503 \frac{H_u}{L_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_{v0} \frac{p_0}{T_0};$$

$$g_i = 318,4 \frac{\eta_{v0} p_0}{M_1 p_i T_0}.$$

Для подобных двигателей на подобных режимах имеем:  $\alpha = \text{idem}$ ;  $\eta_{v0} = \text{idem}$ ;  $H_u = \text{idem}$ ;  $L_0 = \text{idem}$  и  $M_1 = \text{idem}$ . Кроме того, исследования индикаторного процесса показывают, что при  $\alpha = \text{idem}$  имеет место также и  $\eta_i = \text{idem}$ .

Поэтому для подобных двигателей на подобных режимах

$$p_i = \text{idem} \quad (299)$$

и

$$g_i = \text{idem}. \quad (300)$$

Таким образом, между показателями газообмена,  $p_i$  и  $g_i$  в подобных двигателях существуют вполне определенные зависимости. Это позволяет судить о степени совершенства протекания рабочего процесса целого класса подобных двигателей по результатам испытаний одного из них.

## § 56. Исследование газообмена на моделях

На первой стадии моделирования двухтактных двигателей с петлевой схемой газообмена ставилась задача создать надежную конструкцию динамической объемной одноцикловой модели и отработать на ней конструкцию органов газораспределения и параметры газообмена проектируемого двигателя. Не менее важной задачей было установление связи между показателями газообмена двигателя и геометрически подобной модели при работе на не подобных режимах. На второй стадии исследования

Таблица 8

Основные параметры двигателя и моделей

Параметры	Двигатель	Модели			
		1	2	3	4
Диаметр цилиндра $D$ в мм . . . . .	125	125	105	115	135
Ход поршня $S$ в мм . . . . .	140	140	117,5	128,5	151,5
Коэффициент геометрического подобия $k_l$	—	1	0,84	0,92	1,08
Рабочий объем $V_h$ в л . . . . .	1,72	1,72	1,016	1,33	2,17
Действительная степень сжатия $\epsilon$ . . . .	16,5	16,5	16,5	16,5	16,5
Доля потеряннного хода $\psi_v$ . . . . .	0,38	Var	0,38	0,38	0,38

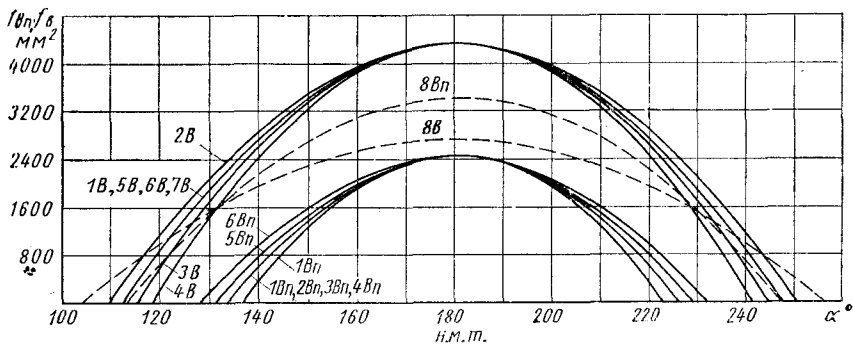


Рис. 224. Изменение проходного сечения впускных  $f_{вп}$  и выпускных  $f_{в}$  окон гильз № 1—7 в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$

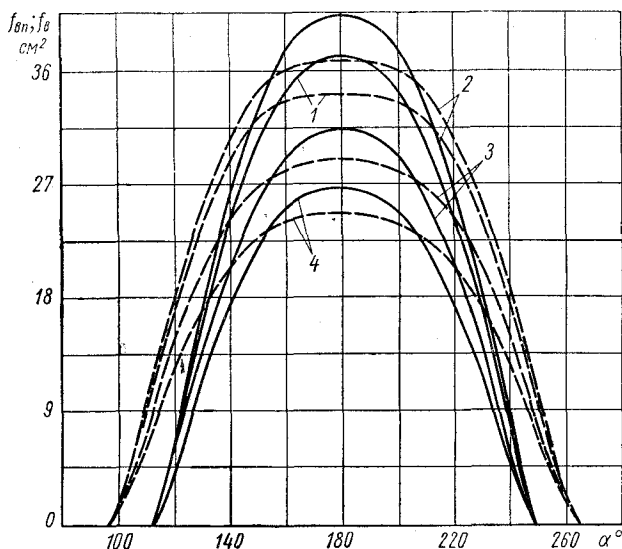


Рис. 225. Изменение проходного сечения впускных  $f_{вп}$  (штриховые линии) и выпускных  $f_{в}$  (сплошные линии) окон в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$ :

1 — двигатель,  $k_I = 1,08$ ; 2 — модель,  $k_I = 0,92$ ; 3 — модель,  $k_I = 0,84$

основной задачей являлась проверка разработанной теории подобия и моделирования газообмена в двухтактных двигателях. В связи с этим исследования проводились на моделях с различными коэффициентами геометрического подобия. Это потребовало некоторых переделок модели. Кроме того, была улучшена методика и усовершенствовано оборудование для замера параметров работы моделей. В конструкции модели предусмотрена

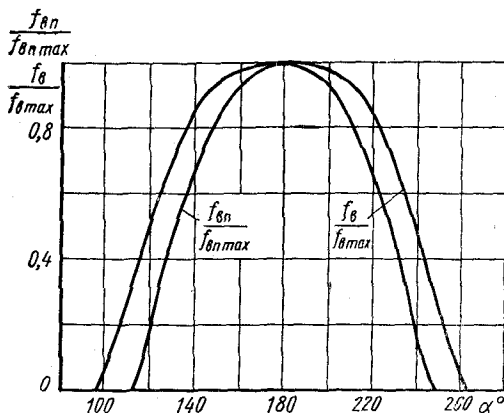


Рис. 226. Изменение относительного проходного сечения впускных  $\frac{f_{вп}}{f_{впmax}}$  и выпускных  $\frac{f_{в}}{f_{вmax}}$  окон в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$

возможность быстрой смены продувочных поясов (части гильзы, в которой расположены органы газораспределения), что облегчает проведение испытаний органов газораспределения различной конструкции.

Конструкция модели позволяет в достаточно широких пределах изменять диаметр цилиндра и ход поршня. Испытания проводились на четырех геометрически подобных моделях. Основные параметры двигателя и моделей приведены в табл. 8. Экспериментальная установка и методика проведения исследований

были подробно рассмотрены в литературе [34, 49].

На первой стадии исследований на модели были испытаны восемь конструкций органов газораспределения: семь (№ 1—7) выполнены по схеме, изображенной на рис. 21, и одна № 8 — по схеме НАТИ (рис. 20). Конструкции органов газораспределения № 1—7, имеющие одинаковое максимальное проходное сечение впускных и выпускных окон, могут быть разделены на две группы: первая группа, в которую входят конструкции № 1—4, имеет одинаковую высоту впускных и разную высоту выпускных окон; вторая группа, объединяющая конструкции № 1, 5, 6 и 7, имеет одинаковую высоту выпускных и разную высоту впускных окон. На рис. 224 показано изменение проходных сечений впускных и выпускных окон опытных гильз в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

На второй стадии исследования проводились с одной конструкцией органов газораспределения, выполненных по схеме, которая была применена на опытных двухтактных двигателях ЯМЗ-224 с петлевой схемой газообмена (рис. 19). Геометрические размеры органов газораспределения опытных гильз изменялись в соответствии с коэффициентом геометрического подобия модели. На рис. 225 показано изменение проходных сечений впускных  $f_{вп}$  и выпускных  $f_{в}$  органов газораспределения двигателя и моделей в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Все органы газораспределения имеют одинаковый закон изменения проходных сечений, что хорошо видно на рис. 226.

## Влияние конструкции органов газораспределения

Для выявления наиболее рациональной конструкции все восемь вариантов органов газораспределения сначала были испытаны при одном числе оборотов коленчатого вала ( $n = 1000 \text{ об/мин}$ ) и различных давлениях продувочного агента  $p_k = 1,06; 1,1; 1,15$  и  $1,2 \text{ кг/см}^2$ . В ходе этих испытаний было установлено, что лучшие результаты показали гильзы № 5 и 8. Поэтому они были дополнительно испытаны при различных числах оборотов ( $n = 400 \div 550$  и  $750 \text{ об/мин}$ ) и указанных выше давлениях  $p_k$ .

На качество газообмена оказывает большое влияние как полное время-сечение впускных и выпускных органов, так и время-сечения, соответствующие отдельным фазам газообмена. Правильный выбор, например, время-сечения предварения выпуска важен не только для получения высокого качества очистки и наполнения цилиндра, но также и для обеспечения баланса мощности турбины и компрессора в двигателях с газотурбинным наддувом.

Качество газообмена улучшается при увеличении угол-сечения предварения выпуска до значения  $A'_0 = 0,018 \div 0,02 \text{ м}^2 \cdot \text{град}$  (рис. 227). Дальнейшее увеличение предварения выпуска приводит к ухудшению качества газообмена, так как с увеличением  $A'_0$  растет также время-сечение дополнительного выпуска, увеличивается утечка заряда в выпускной трубопровод, а следовательно, уменьшается коэффициент наполнения  $\eta_v$ . При одном и том же значении  $A'_0$  качество газообмена улучшается с увеличением давления  $p_k$ .

Хорошая очистка цилиндра не всегда сопровождается хорошим наполнением его свежим зарядом. Так, увеличение время-сечения в случае гильзы № 1 при хорошей очистке ( $\gamma = 0,1$ ) приводит к ухудшению наполнения цилиндра, что объясняется большими утечками заряда в выпускной трубопровод после закрытия впускных окон и особенно неблагоприятным характером волновых явлений в выпускной трубе.

У гильз второй группы при больших значениях  $A'_0$

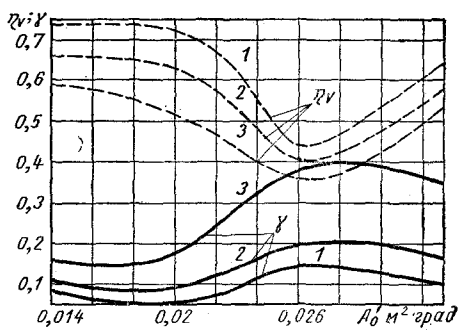


Рис. 227. Влияние угол-сечения  $A'_0$  предварения выпуска на коэффициент остаточных газов  $\gamma$  и коэффициент наполнения  $\eta_v$  при  $n = 1000 \text{ об/мин}$ :  
 1 —  $p_k = 1,2 \text{ кг/см}^2$ ; 2 —  $p_k = 1,15 \text{ кг/см}^2$ ; 3 —  $p_k = 1,1 \text{ кг/см}^2$

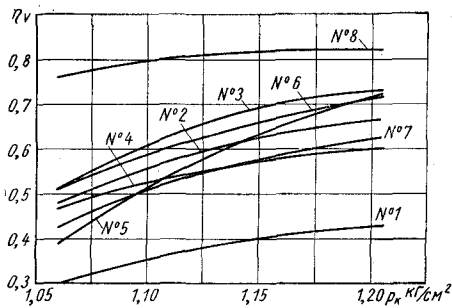


Рис. 229. Изменение коэффициента  $\eta_v$  в зависимости от давления  $p_{ж}$  для различных конструкций гильз при  $n = 1000$  об/мин

шие результаты при  $n = 1000$  об/мин, были дополнительно исследованы при  $n = 400; 550$  и  $750$  об/мин.

Увеличение числа оборотов коленчатого вала сопровождается уменьшением расхода газа. С ростом числа оборотов расход газа для гильзы № 8 изменяется более плавно, чем для гильзы № 5. Причиной этого является большое время-сечение впускных и выпускных окон у гильзы № 8.

На рис. 230 показано изменение коэффициента  $\varphi_0$  в зависимости от критерия Струхала, величина которого определялась по диаметру цилиндра. Графики показывают, что изменение  $\varphi_0$  для гильз № 1—7, конструкция органов газораспределения которых однотипна, происходит по одному закону.

Для конструкции органов газораспределения гильзы № 8 закон изменения  $\varphi_0$  другой. Если изменение  $\varphi_0$  представить в зависимости от критерия  $Sh$ , величина которого определялась по гидравлическому радиусу впускных окон, то диаграмма изменения  $\varphi_0 = (Sh)$  для всех восьми конструкций органов газораспределения получается практически общей (рис. 231). Последнее имеет

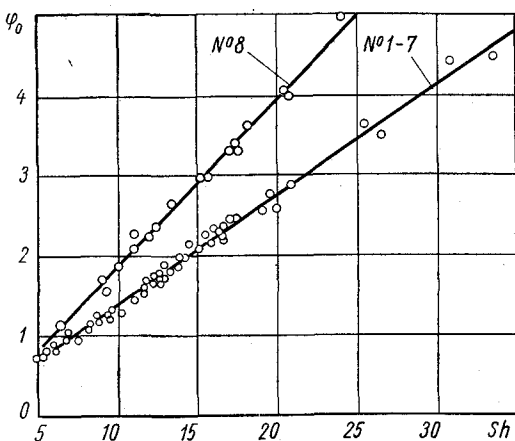


Рис. 230. Изменение коэффициента  $\varphi_0$  в зависимости от критерия Струхала  $Sh$ , подсчитанного по диаметру цилиндра, при разных давлениях  $p_{ж}$  и  $n$  для гильз № 1—8

объяснено большей утечкой воздуха из цилиндра в выпускной трубопровод после закрытия впускных окон и в связи с этим более низким давлением  $p_a$ . Большая утечка в выпускной трубопровод у гильзы № 5 обуславливается тем, что время-сечение дополнительного выпуска у этой гильзы в 8 раз больше, чем у гильзы № 8.

Конструкции органов газораспределения гильз № 5 и 8, показавшие луч-

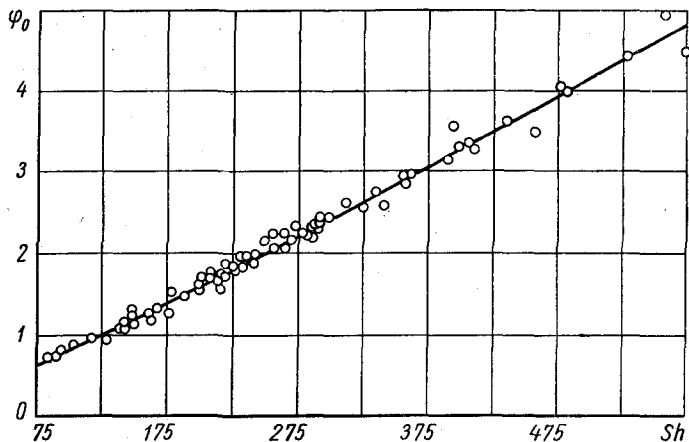


Рис. 231. Изменение коэффициента  $\varphi_0$  в зависимости от критерия Струхала  $Sh$ , подсчитанного по гидравлическому радиусу впускных окон

большое практическое значение, так как позволяет определять режим работы для обеспечения необходимой величины  $\varphi_0$  целого семейства двигателей по одному графику.

Характер изменения коэффициента  $\gamma$  в зависимости от числа оборотов  $n$  (рис. 232) зависит не только от конструкции органов газораспределения, но также и от давления продувочного воздуха. С увеличением числа оборотов  $\gamma$  сначала уменьшается, а затем увеличивается. Особенно это ярко выражено у гильзы № 5 при  $p_k = 1,06 \text{ кг/см}^2$ . С увеличением давления продувочного воздуха диапазон изменения  $\gamma$  уменьшается. Такой характер изменения  $\gamma$  в зависимости от числа оборотов может быть объяснен совместным влиянием динамических явлений в выпускном трубопроводе и в цилиндре, а также характером течения потока воздуха в цилиндре.

Коэффициент наполнения (рис. 233) изменяется так, что кривые в области исследованных чисел оборотов имеют максимум; гильза № 8 имеет лучшее наполнение при  $n = 650 \text{ об/мин}$ , а гильза № 5 — при  $n = 750 \text{ об/мин}$ . При работе с гильзой № 8 максимальный коэффициент наполнения  $\eta_v \approx 0,82$ , а у гильзы № 5  $\eta_v \approx 0,72$ . Характерно, что у гильзы № 8 максимальный коэффициент наполнения практически одинаков для всех исследованных значений давления  $p_k$ . Кривые изменения коэффициента  $\eta_v$  при разных давлениях  $p_k$  для гильзы № 8 расположены близко друг к другу, а для гильзы № 5 — несколько дальше друг от друга. Причиной такого явления следует считать большую чувствительность органов газораспределения гильзы № 5 к изменению

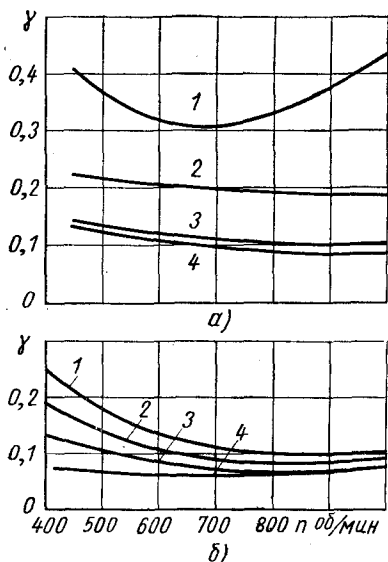


Рис. 232. Изменение коэффициента остаточных газов  $\gamma$  в зависимости от числа оборотов  $n$  при различных  $r_k$ :

*a* — для гильзы № 5; *б* — для гильзы № 8; 1 —  $r_k = 1,06$  кг/см<sup>2</sup>; 2 —  $r_k = 1,102$  кг/см<sup>2</sup>; 3 —  $r_k = 1,152$  кг/см<sup>2</sup>; 4 —  $r_k = 1,204$  кг/см<sup>2</sup>

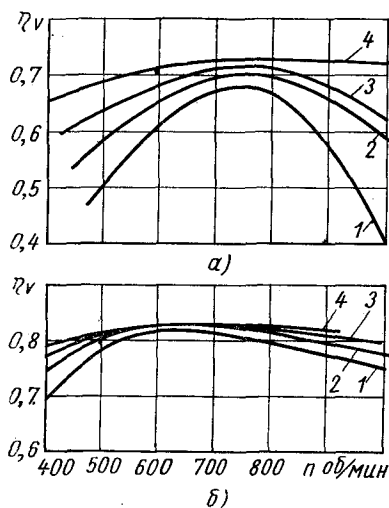


Рис. 233. Изменение коэффициента наполнения  $\eta_v$  в зависимости от числа оборотов  $n$  при различных  $r_k$ :

*a* — гильза № 5; *б* — гильза № 8; 1 —  $r_k = 1,06$  кг/см<sup>2</sup>; 2 —  $r_k = 1,102$  кг/см<sup>2</sup>; 3 —  $r_k = 1,152$  кг/см<sup>2</sup>; 4 —  $r_k = 1,204$  кг/см<sup>2</sup>

скоростного режима вследствие меньшего проходного сечения выпускных и впускных окон.

Сопоставление результатов испытаний конструкций органов распределения гильз № 8 и 5 позволяет сделать вывод, казалось бы, о большей пригодности конструкции окон гильзы № 8 для быстроходного двухтактного двигателя с петлевой схемой газообмена. Однако при испытании на опытном одноцилиндровом двигателе с гильзой № 5 среднее индикаторное давление больше, чем при работе с гильзой № 8, хотя в последнем случае качество газообмена лучше. Очевидно, при работе с гильзой № 5 смесеобразование значительно лучше, чем при работе с гильзой № 8. Кроме того, у гильзы № 5 меньше потерянный ход поршня.

### Протекание газообмена в подобных моделях

На второй стадии исследования проводились на трех геометрически подобных моделях — второй, третьей и четвертой. Испытания проводились с органами газораспределения гильзы № 9, (см. рис. 19), которая при установке на двигателе показала луч-



шие результаты. На первой стадии испытания на модели эта конструкция органов газораспределения исследована не была.

Режимы работы моделей определялись по методике, рассмотренной выше в настоящей главе.

Модели и двигатель на подобных режимах имели параметры работы, указанные в табл. 9 и 10.

Таблица 9

Число оборотов вала двигателя  
и моделей в минуту  
на подобных режимах

Режим работы	Модель		
	вторая	третья	четвертая
$n_{11} = 1000$	750	640	465
$n_{12} = 1200$	900	765	560
$n_{13} = 1400$	1050	890	655
$n_{14} = 1600$	1200	1015	750

Таблица 10

Давление в ресивере  
на впуске в кг/см<sup>2</sup>

Режим работы	Модель		
	вторая	третья	четвертая
$p_{к11} = 1,06$	1,036	1,031	1,022
$p_{к12} = 1,10$	1,060	1,051	1,036
$p_{к13} = 1,15$	1,090	1,077	1,056
$p_{к14} = 1,20$	1,120	1,102	1,076
$p_{к15} = 1,30$	1,180	1,154	1,115

С увеличением числа оборотов вала модели коэффициент избытка продувочного агента  $\varphi_0$  уменьшается (рис. 234). Анализ протекания кривых изменения  $\varphi_0$  показывает, что его абсолютные значения для всех моделей на режимах, подобных режимам работы двигателя при  $p_{к1} = \text{const}$ , практически одинаковы. Для всех значений давления продувочного агента  $p_{к2}$  на модели с ростом числа оборотов вала на 62% коэффициент  $\varphi_0$  уменьшается на 52—58%.

Характер изменения циклового расхода продувочного агента  $G_{вц}$  такой же, как и  $\varphi_0$  (рис. 235).

Цикловой расход

$$G_{вц} = \varphi_0 V_h \rho_0$$

и, следовательно, для каждой модели при  $\varphi_0 = \text{const}$  он изменяется пропорционально рабочему объему цилиндра  $V_h$ . Это же вытекает и из рассмотрения кривых на рис. 235, где в качестве примера приведены результаты испытаний моделей в зависимости от числа оборотов на режимах  $p_{к11}$  и  $p_{к14}$ , соответствующих давлению в ресивере двигателя 1,06 и 1,20 кг/см<sup>2</sup>.

К. п. д. продувки возрастает с увеличением коэффициента избытка продувочного агента, приближаясь к максимальному значению  $\eta_s \approx 0,93$  (рис. 236). Такое же максимальное значение было получено и в опытах на модели на первой стадии исследования, о чем говорилось выше. При давлении в ресивере  $p_{к14}$  и выше, что соответствует коэффициенту избытка продувочного

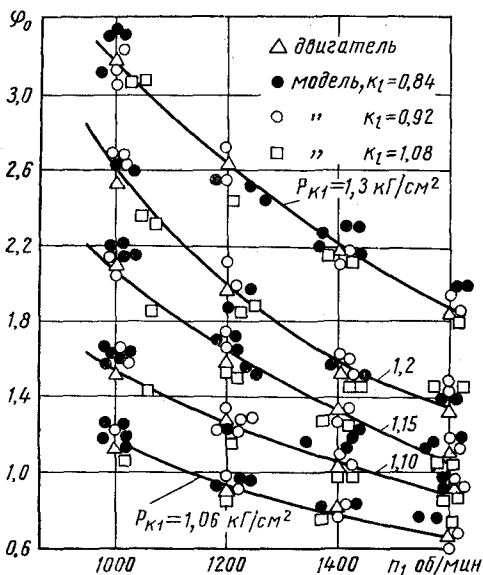


Рис. 234. Изменение коэффициента  $\varphi_0$  в зависимости от числа оборотов  $n_1$  двигателя при различных  $p_{k1}$

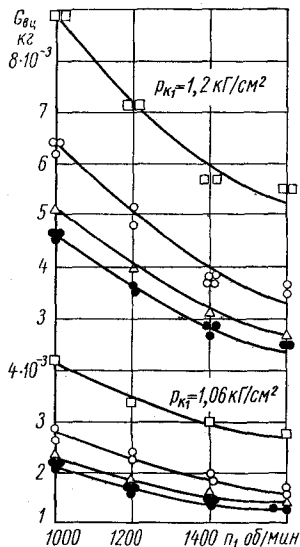


Рис. 235. Изменение циклового расхода продувочного агента  $G_{вч}$  в зависимости от числа оборотов вала  $n_1$  при различных  $p_{k1}$  (обозначения см. на рис. 234)

воздуха  $\varphi_0 \geq 1,35$ , обеспечивается хорошая очистка цилиндра во всем диапазоне исследованных чисел оборотов: к. п. д. продувки изменяется в пределах 0,82—0,92, а коэффициент остаточных газов — соответственно в пределах 0,22—0,087. Такие высокие значения к. п. д. продувки указывают на хорошую организацию движения газа в цилиндре.

Коэффициенты наполнения  $\eta_{v022}$ ,  $\eta_{v023}$  и  $\eta_{v024}$  моделей, как и следовало ожидать, уменьшаются с увеличением числа оборотов вала; при этом характер изменения коэффициента наполнения моделей почти одинаковый. Коэффициенты наполнения на моделях получаются значительно больше, чем на двигателе, что объясняется в основном различными температурными условиями на впуске ( $T_{к1} > T_{к2}$ ) и в начале сжатия ( $T_{a1} > T_{a2}$ ). Коэффициент наполнения изменяется в пределах 0,38—0,58, а отношение его к полезному объему — в пределах 0,615—0,94, что следует признать нормальным для данной схемы газообмена.

На коэффициент наполнения при изменении числа оборотов вала влияет характер изменения давления в начале сжатия. Если проанализировать диаграммы изменения давления в цилиндре во время газообмена, то можно заметить, что с увеличением числа оборотов вала все раньше начинается рост давления. Ско-

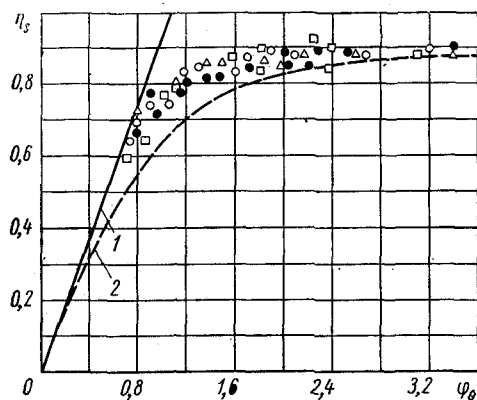


Рис. 236. Изменение к. п. д.  $\eta_s$  продувки в зависимости от  $\phi_0$  (обозначения см. на рис. 234):

1 — послыное вытеснение; 2 — полное мгновенное перемешивание

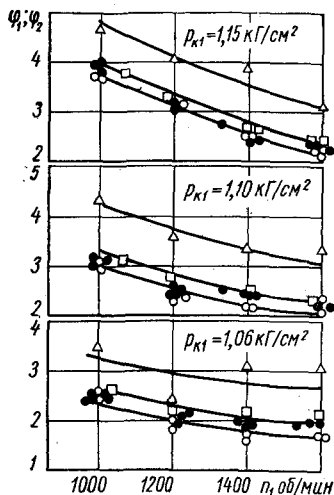


Рис. 237. Изменение коэффициента продувки двигателей  $\phi_1$  и моделей  $\phi_2$  в зависимости от числа оборотов  $n_1$  при различных давлениях продувочного агента  $p_{к1}$  в ресивере (обозначения см. на рис. 234)

рость поршня к моменту закрытия выпускных окон близка к максимальной. Поэтому с увеличением числа оборотов вала все больше возрастает скорость истечения при вытеснении газа из цилиндра, а следовательно, и потери на преодоление сопротивления выпуску. Это приводит к увеличению сжимающего действия поршня и к некоторому повышению давления  $p_a$ .

Коэффициент продувки  $\phi$  уменьшается с увеличением числа оборотов при постоянном давлении в ресивере продувочного агента (рис. 237).

Интенсивность уменьшения коэффициента  $\phi$  зависит от давления в ресивере продувочного агента  $p_{к2}$ : чем меньше  $p_{к2}$ , тем интенсивнее уменьшается  $\phi$  с ростом  $n$ .

С увеличением числа оборотов давление в цилиндре  $p_{к1}$  в момент открытия впускных окон изменяется незначительно, и поэтому момент окончания свободного выпуска наступает позднее. Это вызывает уменьшение время-сечения продувки — наполнения, которое происходит, как показывают исследования, более интенсивно по сравнению с ростом числа оборотов.

Повышение давления в ресивере продувочного агента  $p_{к2}$  при постоянном числе оборотов действует на качество газообмена аналогично тому, как это происходило при испытании моделей на первой стадии исследования. Поэтому нет необходимости останавливаться подробно на этом вопросе.

## § 57. Сопоставление результатов исследований двигателя и моделей при работе на подобных режимах

Результаты экспериментального исследования подобных двигателей и моделей при работе на подобных режимах позволили оценить точность приближенного моделирования и тем самым ответить на вопрос о возможности использования его для определения показателей качества газообмена.

На рис. 238 приведено отношение показателей газообмена двигателя и моделей в зависимости от критерия  $K_{RS}$  при работе на подобных режимах. Сопоставление результатов теоретического анализа с экспериментальными данными показывает хорошее их совпадение.

Теоретически отношение  $\frac{\varphi_{01}}{\varphi_{02}} = 1$ . В действительности отношение экспериментальных величин  $\varphi_{01}$  и  $\varphi_{02}$  изменяется в пределах 0,955—1,045. Отклонение находится в пределах точности определения коэффициентов избытка продувочного воздуха, которая составляет  $\pm (3,5—4,4\%)$ . Теоретически отношение цикловых расходов воздуха двигателя  $G_{сч1}$  и продувочного агента моделей  $G_{сч2}$  для второй модели должно быть  $\frac{G_{сч1}}{G_{сч22}} = 1,1$ , для третьей  $\frac{G_{сч1}}{G_{сч23}} = 0,845$  и для четвертой  $\frac{G_{сч1}}{G_{сч24}} = 0,52$ . Действительные значения, как видно на рис. 238, изменяются в пределах, близких к теоретическим, и находятся в пределах точности определения отношения, которая равна  $\pm (3—4,5\%)$ .

Аналогичные выводы можно сделать и при рассмотрении других показателей качества газообмена. Так, отношение  $\frac{\eta_{s1}}{\eta_{s2}}$  должно быть равно единице. Отношение экспериментальных величин к. п. д. продувки двигателя и модели изменяется в пределах 0,93—1,07. Отклонение от теоретического значения отношения объясняется влиянием ошибок, которые присущи существующей методике анализа проб газов, отбираемых из цилиндров двигателя и модели для определения к. п. д. продувки.

Зависимость коэффициентов наполнения двигателя и модели определяется из соотношения (292). Для удобства на рис. 238 нанесена величина  $\frac{\eta_{V01}}{\eta_{V02}} \cdot \frac{p_{a2}}{p_{a1}}$ , которая теоретически должна быть равна 0,75. Эта же величина, определенная по экспериментальным данным, изменяется в пределах 0,69—0,81, что соответствует точности определения параметров, входящих в выражение (292).

Зависимость между показателями качества газообмена моделей при работе на подобных режимах показана на рис. 239. В этом случае связь между показателями газообмена аналогична

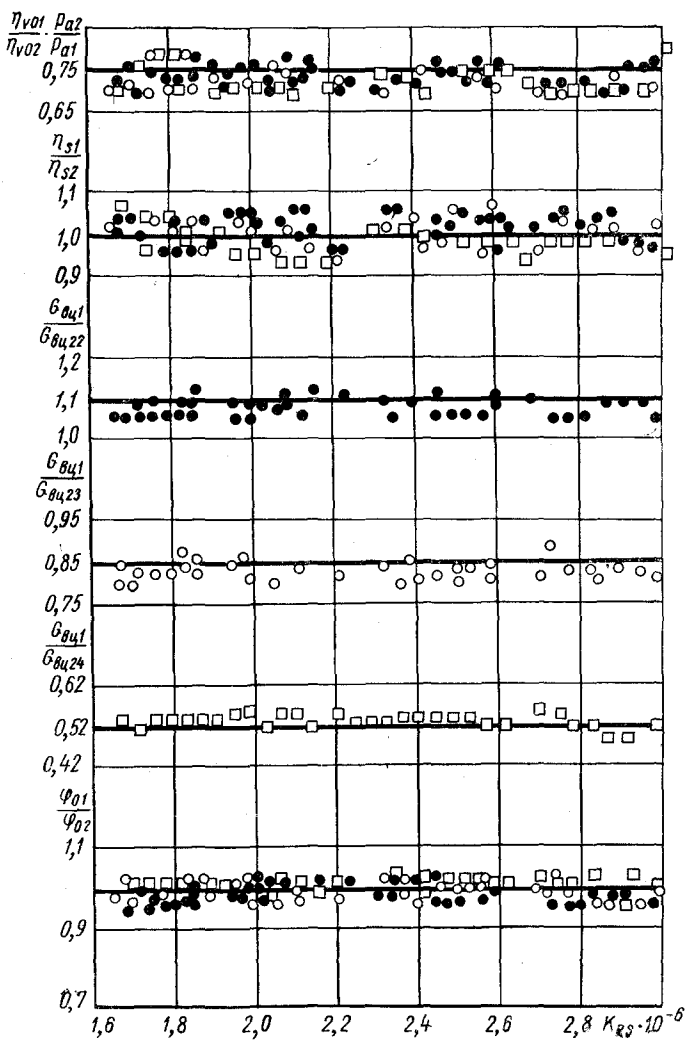


Рис. 238. Отношения показателей газообмена двигателя и моделей для различных критериев  $K_{RS}$  на подобных режимах (обозначения см. на рис. 234)

связи их в подобных двигателях. Теоретические зависимости также хорошо подтверждаются результатами экспериментальных исследований, что свидетельствует о правильности принятой методики исследования газообмена на подобных двигателях и моделях.

Изменение давления в цилиндрах двигателя и модели ( $k_i = 0,92$ ) показано на рис. 240.

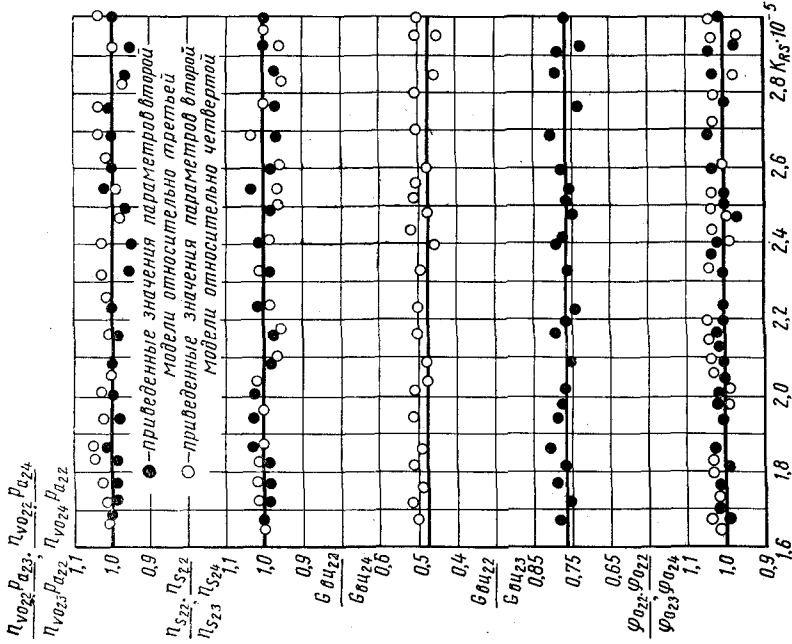


Рис. 239. Показатели газообмена моделей для различных критериев  $K_{\text{г.в}}$  при работе на подобных режимах.

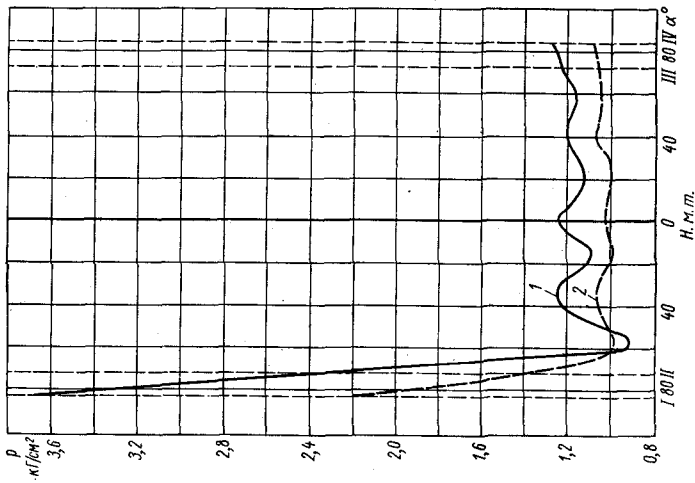


Рис. 240. Изменение давления во время газообмена в цилиндре двигателя и модели:

I — открытие выпускных окон; II — открытие выпускных окон;  
 III — закрытие выпускных окон; IV — закрытие выпускных окон;  
 I — двигатель ( $n = 1200$  об/мин,  $P_{\text{к2}} = 1,30$  кг/см<sup>2</sup>;  $P_{\text{д1}} = 3,75$  кг/см<sup>2</sup>); 2 — модель ( $n_2 = 770$  об/мин;  $P_{\text{к2}} = 1,15$  кг/см<sup>2</sup>,  $P_{\text{д2}} = 2,10$  кг/см<sup>2</sup>)

После открытия выпускных окон давление в цилиндре двигателя по абсолютной величине уменьшается быстрее, чем в цилиндре модели. Разрежение в цилиндрах наступает почти одновременно, однако разрежение в цилиндре двигателя больше, чем в цилиндре модели, что объясняется влиянием количества движения, которым обладают газы в двигателе и модели. Далее графики, построенные по углу поворота вала, практически одинаковые по виду, но давление в цилиндре модели меньше давления в цилиндре двигателя. Таким образом, на подобных режимах кривые изменения давлений в цилиндрах двигателя и модели во время газообмена не совпадают.



Известно, что с увеличением температуры и давления газа, заключенного в сосуде, увеличивается коэффициент теплопередачи со стороны газа в стенки сосуда. Кроме того, с ростом давления наддува увеличивается количество теплоты, выделяющейся в объеме цилиндра двигателя за цикл, а следовательно, возрастает и количество теплоты, передаваемой от газа в стенки поршня, цилиндра, крышки и т. п. Чтобы при наддуве в случае высоких средних давлений рабочего процесса в цилиндре тепловая нагрузка на него, поршень, крышку и т. п. оставалась такой же, нужно понизить среднюю температуру газа в цилиндре. Следовательно, если при наддуве растет давление в цилиндре, необходимо увеличивать коэффициент избытка воздуха, вследствие чего уменьшается температура в цилиндре при сгорании и средняя температура за цикл.

Уменьшение средней температуры газа в цилиндре может быть также достигнуто путем понижения температуры воздуха перед поступлением его в цилиндр. С этой целью на двигателях применяется промежуточное охлаждение воздуха. Степень промежуточного охлаждения должна быть такой, чтобы температура воздуха на впуске была, как у двигателя без наддува. Однако это не всегда можно осуществить и, кроме того, не всегда рационально. В современных двигателях температура воздуха перед поступлением в цилиндры снижается на 25—65° С при одноступенчатом охлаждении и на 100—120° С — при двухступенчатом. С увеличением давления наддува эффективность промежуточного охлаждения возрастает.

Тепловая напряженность двигателя уменьшается также при увеличении коэффициента избытка продувочного воздуха. Однако при этом необходимо учитывать, что с ростом этого коэффициента увеличивается мощность, затрачиваемая на привод компрессора. Кроме того, с повышением числа оборотов двигателя уменьшается охлаждающий эффект продувочного воздуха. Как показывают опыты, увеличение коэффициента избытка продувочного воздуха выше значения, при котором обеспечиваются наилучший газообмен и максимальные показатели работы двигателя, нерационально. Это наглядно подтверждается результатами испытаний двухтактного двигателя с противоположно движущимися поршнями (рис. 241). Во время испытаний давления  $p_k$  и  $p_p$  поддерживались постоянными [2]. Увеличение  $\phi_0$  до 1,5—1,6 сопровождается заметным повышением качества газообмена, что улучшает протекание рабочего процесса в целом. Индикаторный расход топлива  $g_i$  уменьшается со 160 до 148 г/(л. с. ч). Уменьшается и теплоотдача  $q_0$  в воду. Температура поршней также понижается. Дальнейшее увеличение  $\phi_0$  не приводит к сколько-нибудь заметному снижению температуры поршней.

То же самое можно сказать и об изменении температуры стенки цилиндра.



Введение промежуточного охлаждения, кроме снижения тепловой напряженности, способствует увеличению массового заряда цилиндра, а с ним и мощности двигателя. В этом же направлении действует и увеличение коэффициента избытка продувочного воздуха.

Одним из путей снижения механической напряженности двигателя является уменьшение степени сжатия у двигателя с наддувом, что широко используется на практике. Минимально допустимая степень сжатия у двигателя с наддувом ограничивается условиями надежного пуска.

Механическая напряженность двигателя может быть снижена также путем уменьшения угла опережения впрыска топлива. Однако при этом увеличивается догорание в процессе расширения, что ухудшает экономичность двигателя, а также в некоторой степени увеличивает тепловую напряженность в основном поршня.

Большое значение для уменьшения тепловой и механической напряженности имеет организация процесса топливоподачи, правильный выбор конструктивных форм деталей, режима охлаждения, смазки, подбор материалов и т. п.

Таким образом, допустимые механическая и тепловая напряженности двигателя являются важнейшими условиями, ограничивающими увеличение удельной мощности комбинированного двигателя.

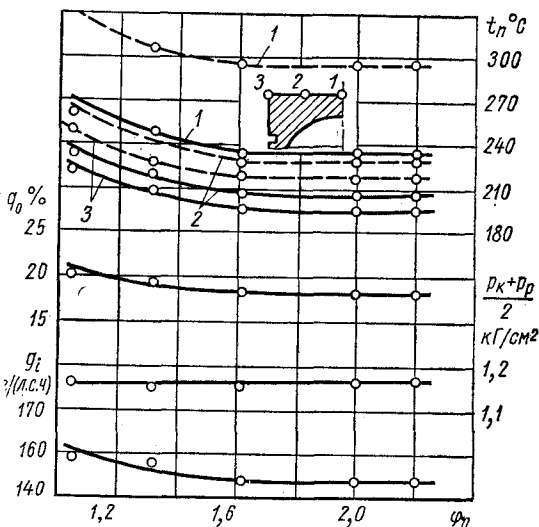


Рис. 241. Влияние коэффициента  $\varphi_0$  на тепловое состояние впускного (сплошные линии), выпускного (штриховые линии) поршней: 1, 2 и 3 — кривые изменения температуры соответствующих точек поршня

## § 59. Теплопередача в цилиндре

Основной задачей исследования теплопередачи в цилиндре является определение температуры стенок крышки, цилиндра, поршня и поверхности клапанов (если они есть) и температурных градиентов в них в любой момент рабочего цикла. Это позволит правильно организовать охлаждение и смазку, определить

потери теплоты в систему охлаждения и подсчитать тепловые напряжения.

Теплота, воспринимаемая от газа стенками, передается через стенку и далее отдается охлаждающей жидкости или окружающей среде. Из этого процесса теплопередачи наиболее сложным процессом является передача теплоты от газа стенкам. Интенсивность ее зависит главным образом от параметров газа, теплового и физического состояния стенок и скорости движения газа относительно омываемых им поверхностей. В цилиндре двигателя имеются все три основные формы теплопередачи: конвекция, теплопроводность и тепловое излучение.

Вопросу изучения теплопередачи в цилиндре двигателя посвящено достаточно много исследований. До недавнего времени для определения количества теплоты, передаваемой в стенки, в этих исследованиях использовались математические зависимости, полученные Нуссельтом, Н. Р. Брилингом или Ц. Эйхельбергом.

Нуссельт по результатам экспериментальных исследований с газовой смесью в бомбах, опытов по охлаждению плоской стенки воздушным потоком и испытаний тихоходного газового двигателя предложил известную формулу для определения количества теплоты, передаваемой стенкам цилиндра двигателя внутреннего сгорания в единицу времени [6]. Из этой формулы получается зависимость для определения коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha_T = 0,362 \frac{\left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_c}{100}\right)^4}{T - T_c} + 0,99 \sqrt[3]{p^2 T} (1 + 1,24c_m),$$

где  $T$  и  $T_c$  — температура соответственно газа и стенки;

$p$  — давление газа;

$c_m$  — средняя скорость поршня.

Н. Р. Брилинг, исследуя теплопередачу в тихоходном компрессорном четырехтактном дизеле ( $N_e = 40$  л. с.,  $D = 310$  мм и  $S = 460$  мм), выявил расхождение полученных им экспериментальных данных с расчетными по формуле Нуссельта. Взяв за основу формулу Нуссельта, он ввел в выражение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_T$  дополнительный член  $a$ , учитывающий вихреобразование от распыливания топлива, и уменьшил влияние вихреобразования вследствие движения поршня. Полученная формула известна как формула Нуссельта — Брилинга:

$$\alpha_T = 0,362 \frac{\left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_c}{100}\right)^4}{T - T_c} + 0,99 \sqrt[3]{p^2 T} (1 + a + bc_m),$$

где  $a$  и  $b$  — опытные коэффициенты, характерные для каждого двигателя (по опытным данным Н. Р. Брилинга  $a = 1,45$  и  $b = 0,185$ ).

Формула Нуссельта — Брилинга широко используется для анализа теплопередачи в двигателях различного назначения. Одновременно эта формула подвергалась и критике (М. А. Хайлов [75], А. А. Чирков [78], Г. Б. Розенбит [37] и др.) Недостатки формулы очевидны, особенно при применении ее к двухтактным двигателям. Так, учет интенсификации теплоотдачи вследствие вихреобразования от распыливания топлива необходим в компрессорных дизелях, так как воздух, вводимый в цилиндр вместе с топливом, значительно усиливает вихревое движение в цилиндре; в бескомпрессорных дизелях этого явления нет. Характер вихреобразования в цилиндре определится не только средней скоростью поршня, но в большей степени величиной тангенциальной составляющей скорости входа воздуха в цилиндр. В формуле недостаточно учитывается теплопередача излучением, хотя удельный вес ее в общей теплопередаче невелик [37].

В зарубежной практике для расчета теплопередачи в цилиндре широко используется формула Ц. Эйхельберга, в которой влияние излучения на коэффициент теплоотдачи учитывается изменением оценки влияния температуры газа:

$$\alpha_T = 2,1 \sqrt{pT} \sqrt[3]{c_m}.$$

Основное достоинство формулы Эйхельберга — простота, вследствие чего она и получила широкое распространение.

Вместе с тем опыты В. Пфлаума [107] показали, что в дизелях с наддувом коэффициенты теплоотдачи, вычисленные по формуле Эйхельберга, значительно отличаются от полученных из опыта; это различие тем больше, чем выше давление наддува.

Кроме зависимости, приведенной выше, Ц. Эйхельбергом были даны частные формулы для определения среднего коэффициента теплоотдачи:

для четырехтактных двигателей

$$\alpha_T = (4,4 + 0,35p_e) \sqrt{T_a} \sqrt[3]{c_m}$$

и для двухтактных двигателей

$$\alpha_T = (6,1 + 0,65p_e) \sqrt{T_a} \sqrt[3]{c_m}.$$

К. Эльзер на основе эмпирической связи между критериями подобия нестационарной теплоотдачи вывел эмпирическую формулу для определения коэффициента теплоотдачи [91], причем автор установил, что вычисленные по формуле коэффициенты теплоотдачи удовлетворительно совпадают во время процессов сжатия и расширения и значительно расходятся в период сгорания. Очевидно, причиной расхождения, как указывает М. А. Хайлов [74], следует считать не учтенные при теоретическом рассмотрении вопроса интенсивные вихреобразования и излучения факела в период сгорания.

Численные величины коэффициента теплоотдачи от газов стенкам, определенные по формуле Нуссельта — Брилинга, меньше значений, вычисленных по формуле Нуссельта. Величины коэффициента теплоотдачи, определенные по формуле Эйхельберга, являются промежуточными.

В двигателях внутреннего сгорания процесс теплопередачи неустановившийся. В двухтактных двигателях в цилиндре создается интенсивное вихревое движение заряда, которое оказывает большое влияние на процесс теплопередачи.

Г. Б. Розенблит предложил исследование теплоотдачи проводить на основе анализа температурных колебаний на поверхностях деталей камеры сгорания, омываемых газами [37]. В результате исследования нестационарной теплопередачи в цилиндре двухтактного дизеля типа Д100 им получена следующая эмпирическая зависимость для определения коэффициента теплоотдачи в критериальной форме:

$$Nu = 5 \sqrt{Pe} (1 - 0,29K_q), \quad (307)$$

где  $Nu$  — критерий Нуссельта;

$Pe$  — критерий Пекле;

$$K_q = \frac{xQ_u}{\mu_x G_a c_{pm} T_m};$$

$x$  — доля сгоревшего топлива;

$Q_u$  — теплота, вносимая в цилиндр в виде теплоты сгорания топлива за цикл;

$\mu_x$  — текущий коэффициент молекулярного изменения;

$G_a$  — масса газа в цилиндре до подачи топлива, которая, если пренебречь утечками в процессе сжатия, равна массе газа в цилиндре в начале сжатия;

$$G_a = \frac{p_a V_a}{RT_a};$$

$c_{pm}$  — теплоемкость газа, зависящая от текущей определяющей температуры  $T_m$  газа.

Определяющая температура

$$T_m = \frac{T + T_c}{2};$$

где  $T$  и  $T_c$  — соответственно температура газов и стенки.

После преобразования формулы (307) имеем

$$\alpha_T = 300 \sqrt{\frac{\omega_\tau}{D}} \sqrt{\lambda_m c_{pm} \rho_m} \left( 1 - 0,29 \frac{xQ_u}{\mu_x G_a c_{pm} T_m} \right), \quad (308)$$

где  $\omega_\tau$  — тангенциальная составляющая скорости движения воздуха в цилиндре у стенок;

$\lambda_m$  — текущая теплопроводность газа при температуре  $T_m$ ;

$\rho_m$  — плотность газа.

На основании опытных данных по измерению скорости движения воздуха в цилиндре двигателя  $10Д \frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (типа Д100) скорость газа у стенки может быть приближенно определена по формуле [37].

$$\omega_{\tau} = 1,2\omega_{en} \left( \sin \beta - \frac{\sin \beta - 1}{360} \alpha \right) + 0,3(R - r), \quad (309)$$

где  $\omega_{en}$  — скорость истечения воздуха через впускные окна;  
 $\beta$  — тангенциальный угол наклона оси окна;  
 $\alpha$  — угол поворота коленчатого вала;  
 $R$  — радиус цилиндра;  
 $r$  — текущий радиус.

Формула справедлива для изменения радиуса в пределах  $R \sin \beta \leq r \leq R$ . За начало отсчета угла  $\alpha$  условно принимается момент открытия впускных окон, сдвинутый в сторону начала сжатия на величину  $\Delta\alpha$ , которая является следствием осевого наклона впускных каналов и приближенно определяется по формуле

$$\Delta\alpha = \frac{l \cdot 6n}{0,25\omega_{en} \sin \gamma + c_m} + 0,9(R - r),$$

где  $l$  — расстояние от впускных окон до исследуемого участка, измеряемое вдоль оси цилиндра;  
 $\gamma$  — угол осевого наклона впускных окон.

Угол  $\Delta\alpha$  представляет собой фазовый сдвиг между скоростью  $\omega_{\tau_{\max}}$  в рассматриваемом сечении цилиндра и скоростью  $\omega_{en}$  во впускных окнах. Наличие этого сдвига объясняется тем, что для прохождения вихрем расстояния  $l$  требуется время (величина которого зависит от осевой составляющей движения газа в цилиндре).

На рис. 242 показано изменение тангенциальной составляющей скорости  $\omega_{\tau}$  в средней части цилиндра на расстоянии 13 мм от стенки в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  по данным исследований Ю. Н. Глаголева на одноцилиндровой установке 0Д100 [7]. Угол  $\alpha = 0^\circ$  соответствует максимальному сближению поршней двигателя. Скорость  $\omega_{\tau}$  постепенно уменьшается по мере сближения поршней после газообмена во время сжатия и в процессе расширения. Эти данные примерно совпадают с результатами измерений скорости  $\omega_{\tau}$  на двигателе Д100 в МВТУ им. Баумана, о которых упоминалось выше.

Сопоставление коэффициентов теплоотдачи, определенных различными методами, показывает, что коэффициент  $\alpha_T$  в средней части цилиндра, полученный экспериментальным путем по результатам анализа температурных колебаний, удовлетворительно совпадает с величиной, определенной по формуле (308).

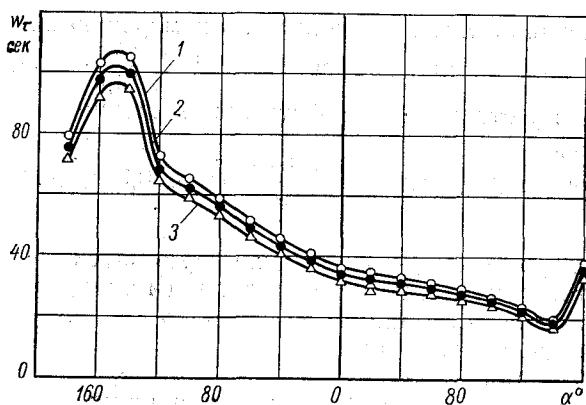


Рис. 242. Изменение скорости  $\omega_{\tau}$  в зависимости от угла поворота коленчатого

вала  $\alpha$ :

1 —  $n = 850$  об/мин,  $N_{e\tau} = 200$  л. с.,  $\rho_{\kappa} = 1,36$  кг/см<sup>2</sup>;  $t_{\kappa} = 65^{\circ}$  С; 2 —  $n = 750$  об/мин,  
 $N_{e\tau} = 177$  л. с.,  $\rho_{\kappa} = 1,28$  кг/см<sup>2</sup>;  $t_{\kappa} = 55^{\circ}$  С; 3 —  $n = 690$  об/мин,  $N_{e\tau} = 163$  л. с.,  
 $\rho_{\kappa} = 1,24$  кг/см<sup>2</sup>;  $t_{\kappa} = 49^{\circ}$  С

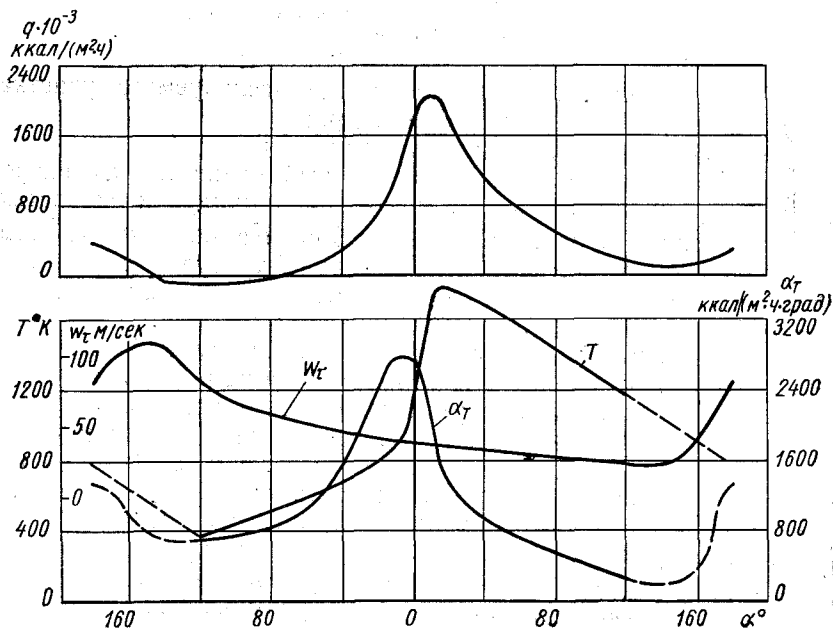


Рис. 243. Изменение удельного теплового потока  $q$ , коэффициента  $\alpha_{\tau}$ , температуры  $T$  и скорости  $\omega_{\tau}$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$

для двигателя 10Д  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (2Д100) при  $N_{e\tau} = 200$  л. с. и  $n = 850$  об/мин

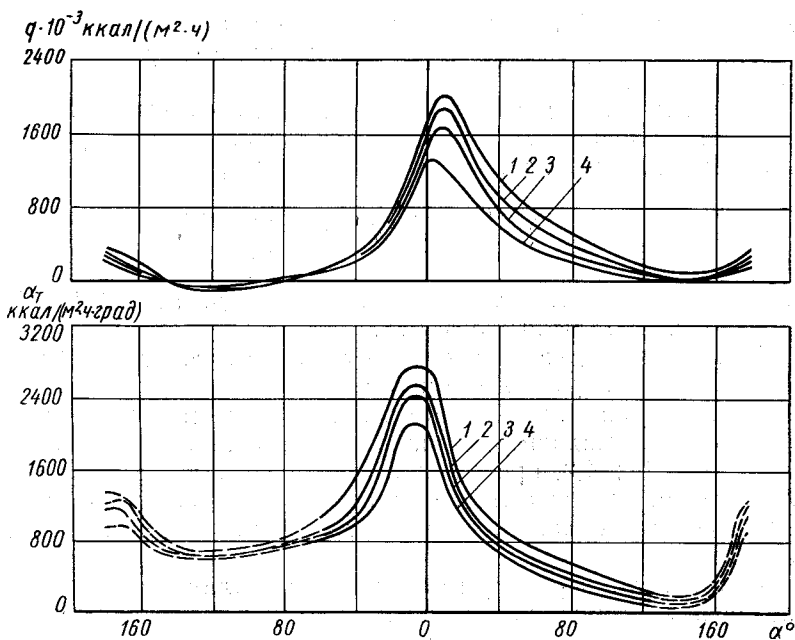


Рис. 244. Изменение теплового потока  $q$  и коэффициента  $\alpha_T$  для средней части гильзы цилиндра в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  при работе двигателя 10Д  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (2Д100) по нагрузочной характеристике:

1 —  $N_{e4} = 200$  л. с.; 2 —  $N_{e4} = 180$  л. с.; 3 —  $N_{e4} = 140$  л. с.; 4 —  $N_{e4} = 70$  л. с.

Все другие методы определения коэффициента теплоотдачи дают значительное расхождение с опытными данными.

Коэффициент  $\alpha_T$  зависит от ряда факторов. На разных стадиях рабочего процесса тот или иной фактор приобретает решающее значение. Так, увеличение коэффициента  $\alpha_T$  после начала поступления в цилиндр свежего воздуха (рис. 243) объясняется интенсивным вихревым движением его: скорость воздуха  $\omega_T$  в цилиндре в начале продувки — наполнения максимальная, затем убывает. На участке в районе в. м. т. на коэффициент  $\alpha_T$  в первую очередь влияет рост температуры, давления и плотности.

При работе дизеля 10Д  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (2Д100) по нагрузочной характеристике наибольшая разница в величинах коэффициента  $\alpha_T$  (рис. 244) наблюдается во время процесса сгорания, когда больше сказывается влияние плотности и температуры газа. Во время продувки — наполнения, когда существует интенсивное вихревое движение, коэффициенты  $\alpha_T$  при работе двигателя с различной нагрузкой отличаются незначительно. Это объясняется

тем, что при работе по нагрузочным характеристикам (при  $n = \text{const}$ ) расход воздуха, а следовательно, и скорость практически одинаковые.

Одной из теплонапряженных деталей двухтактного двигателя является поршень. А. К. Костин для оценки теплонапряженности поршня предложил использовать параметр

$$K_m = b \left( \frac{D}{p_k} \right)^{0,38} c_m^{0,5} \left( p_e g_e \frac{T_k}{T_0} \right)^{0,88},$$

где  $b$  — коэффициент; для четырехтактных двигателей  $b = 1$ , а для двухтактных  $b = 1,78$ .

В выражение для определения  $K_m$  подставляют  $D$  в  $\text{дц}$ ,  $p_k$  в  $\text{кг/см}^2$ ,  $c_m$  в  $\text{м/сек}$ ,  $p_e$  в  $\text{кг/см}^2$  и  $g_e$  в  $\text{г/(л. с. ч)}$ .

Исследования, проведенные А. К. Костиным, показали, что чугунные неохлаждаемые поршни используются в том случае, если  $K_m \leq 4,0 \div 4,2$ ; предел применения неохлаждаемых поршней из алюминиевых сплавов соответствует  $K_m \approx 6,0$ . Практика показывает, что охлаждение поршней начинают применять при  $K_m \geq 3,5 \div 4,0$ .

Высокую температуру имеет зеркало цилиндра, особенно в зоне перемычек между выпускными окнами в двигателях с противоположно движущимися поршнями и с петлевой схемой газообмена. Так, на двигателе  $10\text{Д} \frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (ЗД100) при  $N_e = 1920 \text{ л. с.}$

$n = 810 \text{ об/мин}$  температура в этой зоне достигала  $200^\circ \text{С}$  (рис. 245). Температурные перепады по длине гильзы достигают  $35\text{—}40^\circ \text{С}$  в средней ее части и около  $100^\circ \text{С}$  — в нижней. Температурный градиент по толщине стенки гильзы имеет наибольшее

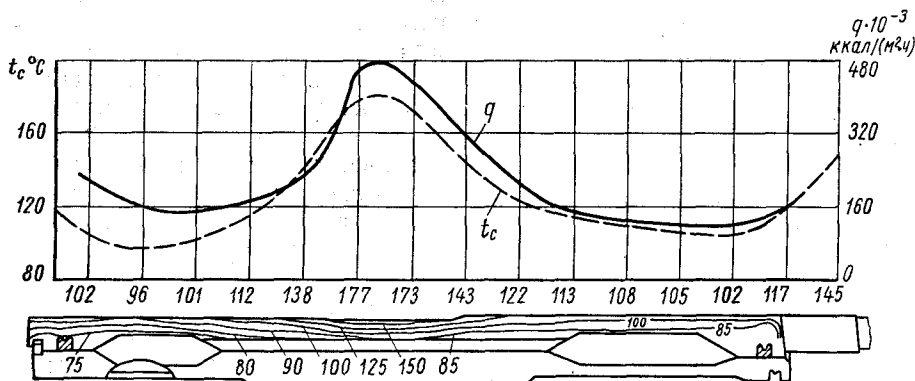


Рис. 245. Изменение температуры стенки гильзы  $t_c$  и удельного теплового потока  $q$  по длине гильзы цилиндра двигателя  $10\text{Д} \frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (ЗД100) при  $N_e = 1920 \text{ л. с.}$  и  $n = 810 \text{ об/мин}$



значение около 9—10 град/мм в середине камеры сгорания, 4—6 град/мм — в зоне выпускных окон и подвода воды и 2—3 град/мм — в зоне впускных окон.

Во время газообмена происходит отдача теплоты горячими стенками поршня и цилиндра продувочному воздуху. Коэффициент теплоотдачи в этот период от стенок цилиндра и поршня к воздуху может быть определен по формулам:

для цилиндра [2]

$$\alpha_T = K \left[ \lambda_0 \frac{273 + C}{T_K + C} \left( \frac{T_K}{273} \right)^{0,21} \right] (\omega \rho c_p)^{0,79},$$

где  $K = 0,0344 D^{0,05} \cdot S^{-0,027}$ ;

$D$  — диаметр цилиндра;

$S$  — ход поршня;

$\lambda_0 = 0,0192$  ккал/(м·ч·град);

$C = 125$  — постоянная;

$\omega$  — скорость воздуха в м/сек;

$c_p$  и  $\rho$  — теплоемкость и плотность воздуха;

для поршня [35]

$$\alpha_T = 37,2 + 96,5 T_K^{\frac{1}{2}} \Delta p_{кр}^{\frac{2}{3}},$$

где

$$\Delta p_{кр} = p_k - p_p.$$

Последняя зависимость получена для поршней двухтактных двигателей с клапанно-щелевой схемой газообмена. Однако в первом приближении зависимость может быть использована и для других двухтактных двигателей.

Вследствие кратковременности теплоотдачи от поршня и цилиндра воздуху температура их при продувке, как показывают исследования, понижается незначительно.

Интересные результаты измерения температуры поршня, втулки и огневой стенки крышки были получены фирмой Мицубиси на двигателе УЕС 75/150 (ДКРН75/150) (рис. 246—248). Они показывают,

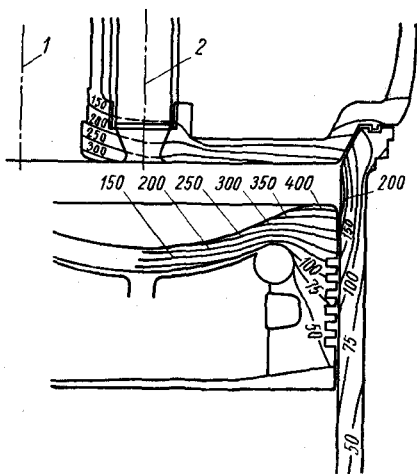


Рис. 246. Поля температур в °С в головке поршня, втулке цилиндра и в огневой стенке крышки двигателя УЕС 75/150 (ДКРН  $\frac{75}{150}$ ) при работе на полной нагрузке:  
1 — ось клапана; 2 — ось форсунки

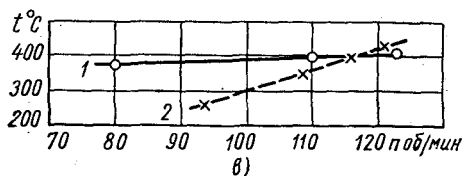
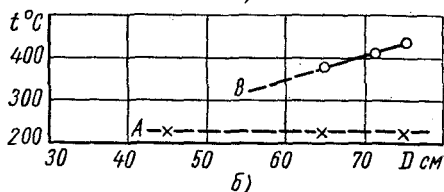
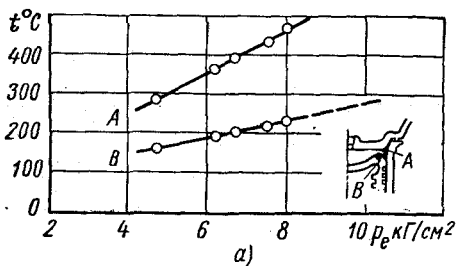


Рис. 247. Изменение температуры поршня в точке В и втулки цилиндра в точке А двигателя УЕС 75/150 (ДКРН  $\frac{75}{150}$ ) в зависимости от различных параметров: 1 — при  $p_e = 7 \text{ кг/см}^2 = \text{const}$ ; 2 — при работе по винтовой характеристике

Как показали расчеты, при температурном градиенте, равном  $25^\circ \text{C}$ , возникают дополнительные напряжения около  $10 \text{ кг/мм}^2$ .

Температура поршня и гильзы в наиболее горячих зонах (соответственно В и А) увеличивается с ростом нагрузки (рис. 247, а). При увеличении диаметра цилиндра температура гильзы в зоне А остается практически постоянной, а температура поршня с водяным охлаждением в зоне В растет (рис. 247, б). Последнее обусловлено ухудшением теплоотвода от поршня с увеличением диаметра цилиндра. При работе двигателя с переменным числом оборотов, но при давлении  $p_e = 7 \text{ кг/см}^2 = \text{const}$  (рис. 247, в), температура поршня изменяется незначительно; при работе по винтовой характеристике температура поршня уменьшается примерно на  $140^\circ \text{C}$  при снижении числа оборотов до 93 в минуту.

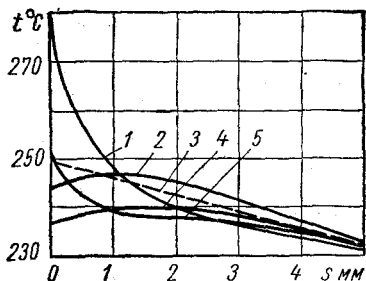


Рис. 248. Изменение температуры  $t$  стенки крышки поршня двигателя УЕС 75/150 (ДКРН  $\frac{75}{150}$ ) в зависимости от глубины измерения  $s$  при работе с полной нагрузкой при различных положениях коленчатого вала;

1 —  $\alpha = 30^\circ$  после в. м. т.; 2 — в н. м. т.; 3 — средняя температура; 4 — при  $\alpha = 310^\circ$  после в. м. т.; 5 — в в. м. т.

что по толщине стенок этих деталей наблюдается значительный температурный перепад. Вследствие этого возникают дополнительные тепловые напряжения, которые увеличиваются в связи с колебаниями температуры в течение цикла (рис. 248).

## § 60. Уменьшение жесткости работы двигателя и максимального давления в цилиндре

Изменение механической напряженности комбинированного двигателя связано с изменением его жесткости работы и максимального давления в цилиндре. Увеличение давления воздуха  $p_k$  на входе в цилиндр обуславливает рост максимального давления  $p_z$  и уменьшение жесткости  $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$  работы двигателя (рис. 249), что связано с повышением давления  $p_c$  и температуры в цилиндре в конце сжатия. В связи с установкой турбины на выпуске двигателя увеличивается противодействие  $p_p$ . Поэтому, если не применять охлаждения наддувочного воздуха, повышается температура газа в цилиндре и сокращается период задержки воспламенения  $\tau_i$ , а с ним жесткость работы и максимальное давление. Однако, как показывают исследования двигателя с клапанно-щелевой схемой газообмена, влияние противодействия становится заметным лишь при отношении  $\frac{p_p}{p_k} \geq 0,80 \div 0,85$ ; при этом чем ниже давление  $p_k$ , тем большее влияние противодействие  $p_p$  оказывает на изменение жесткости и максимального давления.

Для того чтобы механическая напряженность комбинированного двигателя не изменялась при увеличении давления воздуха на впуске в цилиндр, необходимо ограничить рост максимального давления в цилиндре и уменьшить жесткость работы, но при этом экономичность двигателя не должна ухудшаться.

Известно несколько способов уменьшения механической напряженности двигателя: 1) изменение степени сжатия; 2) уменьшение угла опережения впрыска топлива; 3) уменьшение фактора динамичности цикла [69]; 4) выбор соответствующего способа смесиобразования.

Уменьшение степени сжатия двигателя до 10—11 и даже менее с увеличением давления наддува при условии ограничения давления  $p_z$  позволяет сохранить степень повышения давления примерно постоянной и тем самым избежать резкого ухудшения экономичности двигателя. Дальнейшее снижение степени сжатия невозможно вследствие ухудшения пуска двигателя. Поэтому целесообразно создание дизелей с переменной степенью сжатия, которая имеет высокое значение при пуске и уменьшается при увеличении давления наддува. Уменьшение степени сжатия обуславливает некоторое увеличение жесткости работы дизеля.

Таким образом, изменение степени сжатия предоставляет ограниченные возможности снижения максимального давления в цилиндре. Поэтому дополнительно уменьшают угол опережения впрыска. Например, при экспериментальном исследовании одноцилиндрового отсека двигателя 10ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (10Д100) при изме-

нении давления  $p_k$  от 1,85 до 2,63 кг/см<sup>2</sup> постоянство максимального давления  $p_z$  в цилиндре поддерживалось путем уменьшения угла опережения впрыска [15]. Однако уменьшение степени сжатия и угла опережения впрыска топлива обуславливает растягивание процесса сгорания, что может привести к ухудшению экономичности двигателя.

Известно, что параметры рабочего процесса дизеля в значительной степени определяются законом топливоподачи и прежде всего так называемым фактором динамичности цикла, представляющим собой отношение количества топлива, поданного за первый период сгорания, к цикловой подаче топлива.

По данным А. И. Толстова [69] с увеличением фактора динамичности цикла максимальное давление  $p_z$  и жесткость  $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$  работы дизеля резко возрастают, что способствует росту механической напряженности и износа основных деталей и узлов дизеля. Поэтому для обеспечения минимальных величин  $p_z$  и  $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$  желательно подачу топлива осуществлять в две фазы: в период задержки воспламенения в цилиндр с помощью единичного впрыска подается относительно небольшое количество топлива, в последующей же фазе производится подача всего остального количества топлива, т. е. применяется двухфазный впрыск.

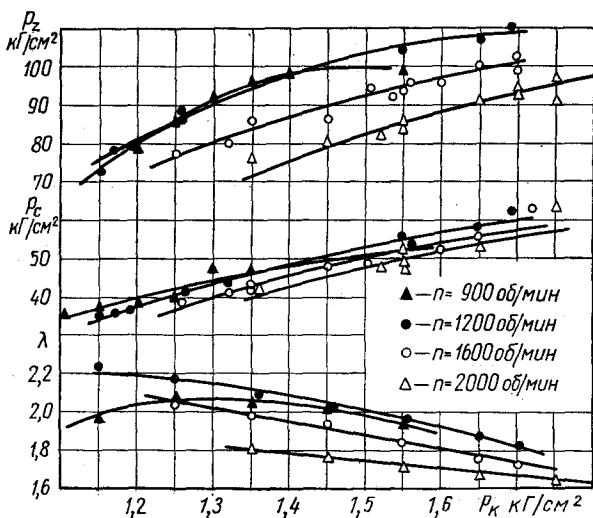


Рис. 249. Изменение величин  $p_z$ ,  $p_c$  и  $\lambda$  в зависимости от давления  $p_k$  при различных числах оборотов (производительность насос-форсунки 80 мм<sup>3</sup>, полная подача)

По данным И. В. Астахова, при наддуве быстроходных дизелей с  $p_{ж} = 2 \text{ кг/см}^2$  применение двухфазного впрыска позволяет уменьшить максимальное давление в цилиндре на 6,5%, а жесткость работы — на 23%. В отдельных случаях применение двухфазного впрыска дает возможность увеличить среднее эффективное давление до 30% без увеличения максимального давления и жесткости работы [17].

Двухфазный впрыск может осуществляться в виде двойной или ступенчатой подачи, отличающихся друг от друга относительным распределением по времени запальной и основной порций топлива в единичном впрыске. В первом случае порции подаются через определенный промежуток времени, во втором — порции следуют одна за другой непосредственно.

Ступенчатая подача топлива применяется на двухтактных комбинированных дизелях «Поляр» с петлевой схемой газообмена. Конструктивно это осуществляется путем корректирования профиля кулачка топливных насосов и применения соответствующей конструкции форсунки, обеспечивающей возможность относительного снижения скорости плунжера топливного насоса и давления впрыска в период задержки воспламенения.

На рис. 250 показано изменение подачи топлива по углу поворота коленчатого вала при работе двигателя «Поляр» на номинальном режиме [17]. Доля топлива  $g_i$ , поданного за период задержки воспламенения  $\tau_i$ , составляет лишь 9,6% всей подачи топлива за цикл. Остальное количество топлива  $g_t$  подается в период основного впрыска. При таком законе подачи топлива создаются благоприятные условия для использования в комбинированных двигателях топлив, имеющих увеличенный период задержки воспламенения.

В Пражском научно-исследовательском дизельном институте разработана конструкция плунжерной пары топливного насоса для двухфазного впрыска [17]. При установке на двухтактный двигатель «Шкода» Д 110/130 топливного насоса с такими параметрами, обуславливающими в первой фазе подачу 14—15% всего подаваемого топлива, на номинальном режиме резко уменьшилась жесткость работы и на 15—16  $\text{кг/см}^2$  понизилось максимальное давление. Доля теплоты, отводимой в воду, уменьшилась на 7% и увеличился механический к. п. д. двигателя, вследствие чего удельный расход уменьшился на 6 г/(л. с. ч).

Уменьшение жесткости работы и максимального давления в цилиндре может быть достигнуто также путем правильного

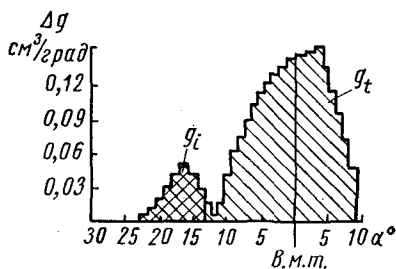


Рис. 250. Закон топливоподачи двигателя «Поляр»

выбора условий смесеобразования и конструкции камеры сгорания. Известно, что наиболее мягкое протекание сгорания, низкое давление  $p_z$  имеют дизели с разделенными и полуразделенными камерами. Однако возможности применения этих камер на двухтактных двигателях ограничены в связи с ухудшением качества газообмена. Известны случаи применения предкамерного смесеобразования на быстроходных двигателях Торнер, Форд AD-6 и др. с петлевой схемой газообмена.

Наиболее широко в двухтактных двигателях применяются неразделенные камеры сгорания. Жесткость работы и максимальное давление в цилиндре в этом случае могут быть уменьшены путем применения соответствующего закона подачи и создания рациональных условий смесеобразования. Известно, что в двигателях с неразделенными камерами сгорания для улучшения смесеобразования воздушному заряду в цилиндре придается вращательное движение. Рациональная интенсивность этого движения зависит не только от числа оборотов двигателя, но также и от состава смеси. При работе двигателя с большим коэффициентом избытка воздуха интенсивность вихревого движения должна быть несколько меньше, чем при работе с малым коэффициентом избытка воздуха.



## КОНСТРУКЦИЯ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ КОМБИНИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ



### § 61. Расположение и размеры цилиндров

При выборе конструктивной схемы комбинированного двухтактного двигателя (в основном схемы расположения цилиндров) следует руководствоваться в первую очередь назначением двигателя, определяющим технические требования к основным показателям: габаритным размерам, массе, мощности, крутящему моменту, технико-экономическим показателям и моторесурсу.

Значительное внимание необходимо уделять компоновке поршневого двигателя внутреннего сгорания и лопаточных машин, зависящей в большой степени от конструктивной схемы соединения указанных основных звеньев. Равным образом это касается и конструкции выпускной системы (трубопроводы, импульсные преобразователи, поворотные лопатки в патрубках и т. п.), определяемой системой наддува. Известное внимание должно быть уделено схеме и конструкции группы газораспределения, также связанной с компоновкой проектируемого двигателя.

Рядное вертикальное расположение цилиндров применяется и будет широко применяться в судовых малооборотных двигателях большой мощности, в тепловозных и судовых двигателях средней и повышенной мощности, в тепловозных и судовых двигателях средней и повышенной мощности при невысоких числах оборотов (не выше 800—1000 в минуту), а также в быстроходных транспортных двигателях.

Определенные преимущества, а также большой опыт производства и эксплуатации двигателей с вертикальным расположением цилиндров определяют широкое применение подобных двигателей и в дальнейшем при отсутствии особо жестких требований в отношении габаритных размеров и массы.

При необходимости уменьшения габаритных размеров и массы двигателей с вертикальным расположением цилиндров применяют V-образное их расположение, являющееся весьма перспек-

тивными. В этом случае двигатели отличаются, как известно, уменьшенной длиной, что обуславливает повышенную жесткость таких ответственных деталей, как картер, блок, головка цилиндров и коленчатый вал.

В последнее время в силовых установках различного назначения более широко, чем раньше, применяют двигатели с горизонтальным расположением цилиндров, в том числе с противолежащими цилиндрами. Для машин наземного транспорта малая высота двигателя данного типа и удобство расположения его на машине являются в некоторых случаях несомненным преимуществом по сравнению с двигателями, имеющими вертикальное или V-образное расположение цилиндров. Более сложные конструктивные схемы пока еще распространены сравнительно мало. Это относится как к одновальным, так и к многовальным двигателям, за исключением двигателей с противоположно движущимися поршнями.

При создании легкого двигателя с противоположно движущимися поршнями следует учитывать опыт заводов Юнкерс, Фербенкс — Морзе, Нэпир и др. в отношении выбора величины  $\frac{S}{D}$ , а также формы и расположения впускных и выпускных окон.

Вопросу создания малогабаритного транспортногo двухтактного двигателя с петлевой схемой газообмена, имеющего повышенную литровую мощность, до настоящего времени еще не уделялось должного внимания. Сравнительно мало проводится конструкторско-изыскательских и экспериментальных работ в направлении создания надежной и простой конструкции, позволяющей осуществить повышенный наддув. Пока еще трудно сказать, какой именно будет рациональная конструкция комбинированного двухтактного двигателя с петлевой схемой газообмена. Заслуживают внимания двигатели, имеющие эксцентричную петлевую схему газообмена. В таких двигателях нередко хорошее качество процесса получалось при наличии весьма малого периода предварения выпуска и, следовательно, малого периода дополнительного выпуска (после закрытия впускных окон). Однако из этого еще не следует, что удастся избежать известного усложнения конструкции, связанного с введением клапанов (или золотников) на выпуске или впуске для улучшения наполнения цилиндра и осуществления наддува.

Размеры цилиндра поршневого двигателя внутреннего сгорания (связанные с числом цилиндров) устанавливаются с учетом возможного дальнейшего форсирования двигателя по наддуву и числу оборотов, не допуская в то же время большой тепловой напряженности поршня и нагрузки на кривошипно-шатунный механизм и картер двигателя. При этом стремятся использовать данные находящихся в эксплуатации двигателей, а также опытных одноцилиндровых и других установок. Для двигателей, отличаю-



щихся высокой литровой мощностью, диаметр цилиндра и число оборотов вала определяют в значительной степени тепловую напряженность поршневой группы и качество очистки и наполнения цилиндра. Зависимости между конструктивными параметрами, определяющие надежную работу поршневой группы, с одной стороны, и хорошее качество очистки и наполнения цилиндра — с другой, могут быть установлены только на основании опыта, а также статистических данных по построенным двигателям. Однако недостаточное количество таких данных не позволяет создать обоснованные формулы.

Скоростной режим для двигателей новых размеров следует выбирать с учетом параметров уже существующих конструкций. Средняя скорость поршня  $c_m$  в значительной степени характеризует динамическую нагрузку деталей кривошипно-шатунного механизма, работу трения поршня и подшипников. С величиной скорости поршня непосредственно связан такой важный фактор, как отношение  $\frac{S}{D}$ , которое следует выбирать с учетом тех же со-

ображений, что и при проектировании обычных двухтактных двигателей. Принимая во внимание качество протекания процессов газообмена, величину время-сечения органов газораспределения, затраты энергии продувочного воздуха, выгоднее делать двигатель с  $\frac{S}{D} \geq 1$ . Однако это положение не является решающим.

В двигателях с прямоточной схемой газообмена хорошее качество процесса можно получить при значениях  $\frac{S}{D}$ , лежащих в достаточно широком диапазоне. Пределом, ограничивающим низкие значения  $\frac{S}{D}$ , кроме качества процесса газообмена, являются: неблагоприятная форма камеры сгорания, повышение напряженности поршневой группы, большая длина двигателя, а также увеличение сил инерции кривошипно-шатунного механизма, особенно если при уменьшении значения  $\frac{S}{D}$  не снижают средней скорости поршня в быстроходных конструкциях.

В последнее время имеется тенденция некоторого уменьшения отношения  $\frac{S}{D}$  для двигателей не только с петлевыми, но и с прямоточными схемами газообмена. Напомним, что уменьшение хода поршня дает возможность понизить среднюю скорость поршня, что влечет за собой снижение потерь на трение в двигателе, а следовательно, уменьшение износа цилиндро-поршневой группы и улучшение экономичности двигателя. Как известно, с уменьшением отношения  $\frac{S}{D}$  увеличивается перекрытие шатунных и коренных шеек, что обуславливает увеличение жесткости колен-

чатого вала, работу без недопустимых вибраций, повышение усталостной прочности.

Сокращение необходимой длины поршня, связанное с уменьшением  $\frac{S}{D}$ , вызывает уменьшение габаритных размеров двигателя в направлении оси цилиндра (особенно значительное именно в двухтактных двигателях).

При клапанно-щелевой схеме газообмена уменьшение  $\frac{S}{D}$  обуславливает упрощение решения задачи расположения клапанов в головке цилиндра и обеспечения потребного время-сечения выпуска.

Одним из основных препятствий развития двигателей с малым отношением  $\frac{S}{D}$  являлось увеличение длины двигателя, определяемой в однорядных конструкциях длиной блока цилиндров. В V-образных двигателях длина двигателя определяется, как правило, длиной коленчатого вала, получаемой из расчета износостойкости шеек и отчасти из расчета прочности щек и шеек. При повышенных значениях  $\frac{S}{D}$  в V-образных двигателях расстояние между осями цилиндров получается излишне большим, и значительная часть общего объема двигателя не используется. В V-образных двигателях с малым отношением  $\frac{S}{D}$  минимальная длина, определяемая из расчета коленчатого вала, примерно такая же, как и у блока, длина которого в направлении оси вала в двухтактных двигателях увеличивается вследствие наличия перегородок, впускных и выпускных каналов.

Применение малого отношения  $\frac{S}{D}$  приводит к уменьшению ширины V-образного двигателя, особенно при большом угле развала цилиндров. По той же причине двигатели с противоположащими горизонтальными цилиндрами рационально выполнять короткоходными.

Величина угла между осями цилиндров при V-образном их расположении связана, как известно, с равномерностью изменения крутящего момента по времени и нагрузкой на подшипники, а также уравновешенностью сил и моментов сил инерции. Кроме того, приходится учитывать общую жесткость конструкции блока, возможность демонтажа поршневой группы и шатунов, а также удобство расположения элементов выпускной системы. Большое значение имеет расположение турбин и компрессоров.

Повышение цилиндровой мощности двигателя обычно связано с повышением среднего эффективного давления или с увеличением диаметра цилиндра. Ряд фирм идет по пути увеличения диаметра цилиндра, что, однако, не может не затруднить в даль-

нейшем повышение давления наддува, являющегося едва ли не основным фактором форсирования двигателя.

Поршневые двигатели внутреннего сгорания — основное звено комбинированной установки, как правило, являются форсированными. Как известно, показателем форсирования достаточно обоснованно можно считать произведение  $c_m p_e$ . Повышение  $p_e$  обычно непосредственно связано с повышением  $p_k$ . Однако вместе с этими параметрами растет теплонапряженность основных деталей поршневого двигателя и повышаются механические нагрузки, что влечет за собой увеличение их размеров и массы. Теплонапряженность можно уменьшить, повышая коэффициент избытка воздуха, что и делают в ряде случаев.

Заметим, что расчеты массы воздушного заряда в цилиндре двухтактного двигателя сложны и неполноценны. Заслуживают известного внимания способы расчета, при которых используются результаты экспериментальных исследований, в частности исследований заводов MAN. Результаты этих исследований позволяют определять приближенно коэффициенты, характеризующие увеличение количества воздуха в цилиндре при повышении наддува, а также степень влияния охлаждения поступающего в цилиндр воздуха, снижающего температуры в цилиндре и в выпускной системе.

Расчет деталей двигателей на прочность и износостойкость, несмотря на интенсивное развитие комбинированных установок (с повышенным наддувом), не подвергся сколько-нибудь существенному изменению.

Формулы, применяемые при расчете обычных поршневых двигателей внутреннего сгорания, фактически используют при расчете деталей двигателей с газотурбинным наддувом без значительного изменения запасов прочности.

Вопрос о создании метода расчета на жесткость деталей комбинированных двигателей (и других энергетических машин), учитывающего деформации конструкций, несмотря на актуальность, по-прежнему остается нерешенным. В качестве основных критериев следует рассматривать деформации главнейших узлов и деталей, а также контактные деформации в сопряжениях. В связи с большой сложностью указанной проблемы в ближайшие годы основным методом расчета деталей двигателей останется расчет на прочность и отчасти на износостойкость и устойчивость. Попытки применения энергетической теории прочности при расчете деталей на совместное действие нормальных напряжений пока еще нельзя считать полноценными. В первую очередь это касается коленчатого вала. Еще не накоплено достаточно статистических данных для определения рекомендуемых некоторыми исследователями значений сложных (приведенных) напряжений по формулам, основанным на применении указанной теории.

Несколько лучше положение по уточнению значений коэффициентов концентраций напряжений в галтелях вала. Следует считать, по-видимому, рациональным использование уточненных коэффициентов концентрации напряжений, рекомендуемых А. С. Лейкиным [39] и основанных на экспериментальном исследовании большого количества коленчатых валов. Значения коэффициентов концентрации, установленные на основе указанной методики, достаточно хорошо подтверждаются результатами тензометрирования ряда коленчатых валов различных конструкций [68]. Использование этих значений позволяет несколько ближе подойти к определению действительных напряжений в элементах вала.

## **§ 62. Особенности конструкции коленчатых валов, подшипников и остова**

Несмотря на меньшие амплитуды колебаний нагрузок за цикл в двухтактных двигателях по сравнению с четырехтактными, для обеспечения надежной работы подшипников целесообразно применять жесткую конструкцию стержня и головок шатунов. По этой же причине диаметры шатунной и коренной шеек коленчатого вала в ряде случаев приходится делать большими, даже больше, чем в четырехтактных двигателях (при одинаковых диаметрах цилиндра) вследствие увеличенных расстояний между осями цилиндров, расположенных в одном ряду блока. Учитывая статистические данные по построенным двигателям, можно отметить, что указанная разница является незначительной как для шатунных, так и для коренных шеек при одинаковых размерах цилиндра четырех- и двухтактных двигателей и что меньшие амплитуды нагрузок двухтактных двигателей позволяют еще уменьшить эту разницу.

В то же время следует помнить, что работа коренных и шатунных подшипников двухтактного двигателя характеризуется в основном односторонней нагрузкой, приходящейся на нижнюю половину вкладышей коренных подшипников и на верхнюю половину шатунных. Это вызывает неравномерный нагрев подшипников, увеличивающийся (особенно при высоких давлениях) вследствие ограниченного отвода теплоты в масло в указанной зоне из-за недостаточного маслообмена в подшипниках.

В двигателях большой мощности иногда приходится применять специальные меры для повышения надежности работы подшипников крейцкопфных головок шатунов: при качательном движении цапфы крейцкопфа в подшипниках не образуется сплошной масляной пленки, способной выдерживать повышенные удельные нагрузки. Вследствие этого в двигателях MAN серии KZ на каждом шатуне для двух его крейцкопфных подшипников уста-

новлено по масляному насосу-прессу. В процессе эксплуатации двигателей были случаи такого значительного заедания плунжеров насосов в направляющих втулках, что плунжеры разрывались.

Для уменьшения габаритных размеров и расстояния между осями цилиндров в двигателях большой мощности различного назначения нередко применяются валы, в которых щеки и коренные шейки выполняются как одно целое. Это, в частности, осуществлено в новом двигателе Доксфорд с противоположно движущимися поршнями, имеющем цилиндрическую мощность 2000 л. с., диаметр цилиндра 760 мм и суммарный ход поршня 2180 мм. Диаметр щеки, являющейся коренной шейкой, в этом двигателе составляет 1150 мм при ширине ее 270 мм; диаметр шатунных шеек верхнего и нижнего поршней равен соответственно 625 и 640 мм.

На рис. 251 показана конструкция коренного подшипника этого двигателя.

Одной из основных трудностей при создании нового двигателя Доксфорд явилось обеспечение повышенной жесткости и устойчивости против крутильных колебаний коленчатого вала при умеренных диаметрах шеек и габаритных размерах вала. Задача была решена путем уменьшения хода поршней, управляющих выпуском, и, как указано выше, использования коренных шеек в качестве щек. Укажем попутно, что сначала поршни охлаждались

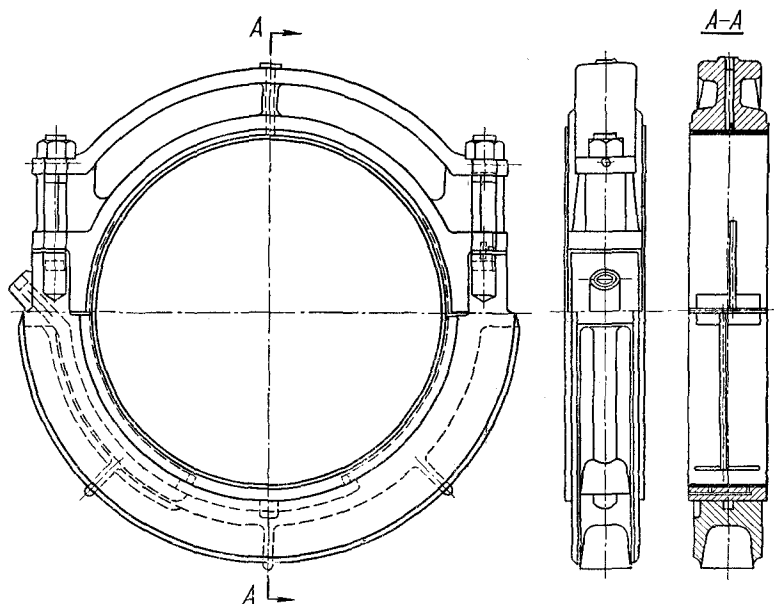


Рис. 251. Конструкция коренного подшипника двигателя Доксфорд

пресной водой. Однако после длительных испытаний было обнаружено присутствие масла в охлаждающей воде и воды в циркуляционном масле. Вследствие этого система охлаждения поршней была изменена; в дальнейшем для охлаждения поршней применялось масло. Были изменены и некоторые детали поршневой группы: вместо стандартных узких поршневых колец (высотой 12 мм) стали применять относительно широкие кольца (высотой 15 мм), работающие по хромированным поверхностям канавок.

В отличие от деталей поршневых двигателей детали лопаточных машин, применяемых в комбинированных двигателях, являются значительно менее напряженными, чем детали газовых турбин, используемых в качестве основных силовых установок.

Повышение давления наддува влечет за собой возрастание усилий, действующих на основные детали кривошипно-шатунного механизма, что не позволит, по-видимому, в дальнейшем существенно увеличивать диаметр цилиндра.

В настоящее время широко развернуты исследования прочности, жесткости и устойчивости коленчатых валов, поршневой группы, выпускных клапанов, подшипников и других деталей двигателей с турбонаддувом на отечественных заводах и за рубежом. Значительное внимание, в частности, уделяется прочности и износостойкости коленчатых валов.

При проектировании крупных малооборотных судовых двигателей до настоящего времени используют соотношения отдельных элементов вала и расчетные уравнения, рекомендуемые Регистром СССР и аналогичными зарубежными обществами. Однако результаты расчетов, основанных на формулах регистров, большей частью не позволяют сделать заключение о работоспособности конструкции в действительных условиях эксплуатации. Эти формулы не учитывают влияния многих факторов: многоопорность системы, упругость опор, деформации картера (или рамы), несоосность подшипников, дополнительные нагрузки от крутильных и изгибных колебаний и т. п.

Исследования коленчатых валов, проводимые на работающих двигателях и специальных моделях, относятся в основном к выбору рациональных форм конструктивных элементов вала (при повышенных давлениях наддува). Эти исследования ведутся на заводах фирмы Бурмейстер и Вайн, Гетаверкен, Фиат, на Коломенском тепловозостроительном заводе им. Куйбышева и на других заводах.

Фирма Бурмейстер и Вайн в связи с повышением давления наддува повысила жесткость элементов коленчатого вала: увеличила отношение диаметра вала к диаметру цилиндра до 0,85, увеличила отношение диаметра вала к диаметру расточки в щеке и установила посадочный натяг при запрессовке шеек в щеки равным  $\frac{1}{600}$ , что обеспечивает коэффициент трения в сопряжении  $\sim 0,25-0,27$  [66].

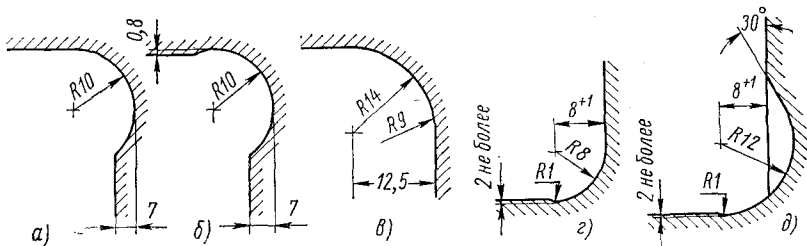


Рис. 252. Формы галтелей коленчатого вала

Рядом исследований установлено значительное (едва ли не превалирующее) влияние на прочность вала напряжений изгиба, осложненных действием поперечных и осевых (продольных) колебаний, а также неприлеганием отдельных коренных шеек к вкладышам вследствие неравномерного износа и шеек [19]. Испытания вновь подтвердили, что наиболее напряженными элементами вала являются галтели в месте перехода от шеек к щекам: в большинстве случаев поломки валов начинаются в галтелях и распространяются на щеки.

Проведенное фирмой Гетаверкен исследование зависимости концентрации напряжений в галтелях для разных конструктивных вариантов валов, радиусов галтелей и поднутрения в щеку и заглаблени в шейку позволило установить ряд рекомендаций, имеющих практическое значение. В частности, экспериментальные работы показали, что простая галтель с умеренным поднутрением (рис. 252, а) надежнее галтели, образованной двумя различными радиусами (рис. 252, б). Обе эти галтели для определенных размеров элементов вала надежнее галтели с заглаблением в шейку (рис. 252, в).

Приведенные данные не находятся в противоречии с результатами экспериментальных работ, проведенных для учета влияния поднутрения галтелей на усталостную прочность с натурными коленчатыми валами типа Д100 (с опытными галтелями), изготовленными Харьковским заводом транспортного машиностроения им. В. А. Малышева. Валы были изготовлены из высокопрочного чугуна. Радиус галтелей шатунных и коренных шеек был равен 12 мм, поднутрений в щеки — 4 мм (рис. 252, д). Результаты испытаний на усталость при изгибе показали, что предел выносливости опытных коленчатых валов повысился на 27% (оказался равным  $4700 \text{ кг/см}^2$ ) по сравнению с пределами выносливости валов, имеющих галтели радиусом 8 мм (рис 252, з) [19].

Работы фирмы Мицубиси на моделях имели следствием уточнение значений коэффициентов концентрации в галтелях шатунов шейки.

Результаты исследовательских работ фирмы Фиат показали, что повышение максимальных напряжений изгиба происходит вследствие изменения напряжений у галтелей, связанных с деформацией шатунной шейки, увеличивающей коэффициент концентрации напряжений на 50%, а увеличение смещения опор вызывает прямо пропорциональное увеличение напряжения в галтелях.

Приведенные выше выводы и рекомендации, в частности, по вопросу о концентрации напряжений, поднутрениях в щеках и заглаблениях в шейки, не могут быть признаны имеющими общее значение и в известной степени являются дискуссионными, но они справедливы для ряда двигателей повышенной мощности с большими размерами коленчатых валов.

Наиболее опасными, как известно, следует считать крутильные колебания. Однако в некоторых случаях изгибные и осевые колебания также могут ограничить надежность конструкции.

В результате экспериментальных работ, а также расчетов, проведенных фирмами Бурмейстер и Вайн, Гетаверкен и Фиат, выявлено, что осевые колебания могут не приниматься во внимание при решении вопроса о введении запретных зон чисел оборотов вала. В случае совпадения частот осевых колебаний с частотой крутильных даже слабые резонансы нежелательны. Применение соответствующего порядка работы цилиндров устраняет совпадение осевых и крутильных колебаний [66]. Эффективные результаты по устранению осевых колебаний валов дает установка гасителей вязкого трения.

Долговечность коленчатых валов связана с усталостной прочностью и износостойкостью, зависящей в значительной степени от твердости поверхности шеек вала. Одним из наиболее эффективных и уже проверенных способов повышения усталостной прочности и износостойкости валов следует считать азотирование, которому, в частности, подвергают коленчатые валы тепловозных двигателей, отливаемых из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом. В этом случае азотированный слой имеет повышенную твердость, и по качеству он в известной степени приближается к азотированному слою, нанесенному на легированную сталь. Вследствие этого для коренных подшипников может быть применена свинцовистая бронза, что повышает несущую способность вкладыша.

Касаясь перспектив применения литых коленчатых валов, следует констатировать тот факт, что прочность валов, изготовленных из высокопрочного чугуна, пока продолжает уступать прочности валов из легированных сталей. Как по данным ЦНИИТМАШа, так и по данным зарубежной печати (в частности, Исследовательской ассоциации моторной промышленности Англии) пределы выносливости стальных коленчатых валов примерно на 15—25% выше, чем у аналогичных валов из высокопрочного чугуна. В то же время следует заметить, что усталостную прочность литых коленчатых валов можно повысить, приме-



няя более рациональные формы валов и используя ряд конструктивных мероприятий: бочкообразную форму полости в шатунной шейке, форму и размеры шек, форму и радиусы галтелей и т. п. [19].

Таким образом, литые валы имеют известные перспективы применения в комбинированных двухтактных двигателях.

Коленчатый вал является одной из тех основных деталей, от надежности и долговечности которой в значительной степени зависит надежность и долговечность двигателя, особенно комбинированного. Заслуживает внимания экспериментальная работа Н. П. Синенко, С. И. Коропова и Б. Е. Мульмана, проведенная на Харьковском заводе транспортного машиностроения им. В. А. Малышева по повышению надежности и долговечности основных узлов тепловозных дизелей типа D100 с противоположно движущимися поршнями и комбинированным наддувом [15].

Коленчатые валы этих двигателей заменяются после пробега 400—600 тыс. км. В первые годы эксплуатации до 40—50% валов имели после указанного времени работы трещины на щеках, на хвостовике под антивибратором, а также иные повреждения, вызванные в основном дефектами других узлов двигателя. Для устранения трещин и поломок, вызываемых повышенными напряжениями изгиба и кручения, возникающими от воздействия переменных нагрузок при поперечных и продольных колебаниях вала, а также от гироскопического момента антивибратора, были приняты следующие меры:

1. Диаметр хвостовика вала увеличен с 120 до 130 мм, радиус галтели 8 мм заменен двумя радиусами 65 и 15 мм (рис. 253), монтажный натяг антивибратора увеличен с 0,05 до 0,09 мм, что гарантировало плотную посадку последнего.

2. Повышены прочностные характеристики вала вследствие применения для его отливки чугуна, модифицированного магнием, с шаровидным графитом; предел прочности чугуна повысился с 35—36 до 45—49 кг/мм<sup>2</sup>.

3. Введено накатывание галтелей щек коленчатого вала профилированными роликами, нагружаемыми с помощью гидравлического приспособления, что обусловило повышение предела выносливости на 60%.

Наряду с коленчатым валом в комбинированном двигателе значительную нагрузку испытывают подшипники, особенно шатунные. Одной из основных причин, вызывавших выход из строя

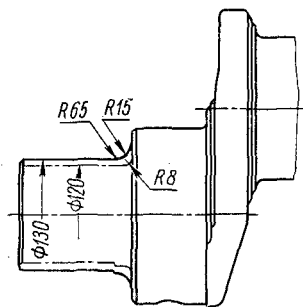


Рис. 253. Конструкция хвостовика коленчатого вала и его усиление

вкладышей подшипников отечественных тепловозных дизелей, являлось усталостное выкрашивание баббитовой заливки.

В последнее время довольно широко баббит заменяют другими антифрикционными материалами, в частности на алюминиевой основе. Были исследованы монометаллические литые вкладыши и биметаллические вкладыши на стальной и дюралюминиевой основах, планкированных алюминиевым сплавом. Антифрикционные свойства алюминиевого сплава, по-видимому, используются лучше в случае применения биметаллических вкладышей, изготовляемых штамповкой из биметаллической полосы с последующей механической обработкой [15].

К недостаткам монометаллических алюминиевых вкладышей следует отнести плохую прирабатываемость к шейкам вследствие повышенной твердости этих вкладышей и ослабление натяга их в постелях из-за большого коэффициента линейного расширения.

Проектирование остова двигателя внутреннего сгорания в комбинированной установке, включающего головку цилиндра, втулку (гильзу), блок и картер, должно базироваться на тех же положениях, что и для двигателя без повышенного наддува.

В последние годы значительное внимание уделяется развитию конструкции остова, его жесткости, прочности и применению сварных деталей. Надежность остова в эксплуатации при высоких механических нагрузках зависит от рациональных конструктивных форм его деталей, выполнения и контроля качества сварных швов, а также от степени затяжки анкерных шпилек, обуславливающей допускаемые напряжения в них.

При проектировании сварного остова по возможности следует избегать применения конструкции коробчатого сечения с двойными стенками, усложняющими сварку внутренних швов и ультразвуковой или другой их контроль. Внутренние напряжения после сварки снимают с помощью высокого отпуска при температуре  $\sim 600^\circ\text{C}$  и изменения температуры в процессе нагрева и охлаждения ( $\sim$  на  $50^\circ$  в час).

Остов судовых двигателей большой мощности выполняется обычно сварным и редко литым. Применение сварки облегчает (приблизительно на 20—25%) и упрощает конструкцию. Однако стоимость, отнесенная к 1 л. с., сварного остова на 5—8% больше стоимости литого. В связи с увеличением механической напряженности двигателей при увеличении давления наддува в конструкцию сварного остова вводят анкерные связи, разгружающие поперечные швы в стойках картера. Сначала некоторые фирмы (например, Бурмейстер и Вайн) отказались от применения в сварных остовах анкерных связей, но затем ввели их.

Недостатком сварного остова является подверженность коррозии сварного шва. Оцинкование или покрытие лаком защищает шов от коррозии только при охлаждении пресной водой; при охлаждении морской водой надежных предохраняющих покрытий

нет. Это затрудняет эксплуатацию дизелей со сварными рубашками цилиндров. Поэтому сварную рубашку изолируют от соприкосновения с водой с помощью специальной дополнительной рубашки (двигатель Гетаверкен).

Литые остовы обычно состоят из отдельных литых элементов, соединяемых между собой болтами. Как правило, в каждой отливке размещается не более двух цилиндров.

Большое внимание необходимо уделять выбору предварительной затяжки болтовых соединений, учитывая упругие деформации деталей крепления и стягиваемых частей остова. Рационально использовать опыт повышения работоспособности болтового соединения (с болтами большого диаметра) фирмы Доксфорд.

В связи с повышением давления наддува и удельной мощности двигателя возникла серьезная проблема теплонапряженности ряда основных узлов и, в частности, деталей остова двигателя. Возникающий температурный перепад в нагретых деталях обуславливает высокие тепловые напряжения и деформации, ведущие нередко к трещинам и поломкам.

Как правило, для деталей, имеющих сложную форму, например головок цилиндров и блоков, весьма трудно расчетным путем определить температурные напряжения. Их также сложно определить и экспериментальным методом, хотя на некоторых заводах в данном направлении достигнуты определенные успехи. Наряду с использованием новых материалов в указанных случаях применяют составные детали с жесткими специальными устройствами: так, тепловоспринимающую деталь делают возможно более тонкой для уменьшения тепловых напряжений, а нагрузку, от которой возникают механические напряжения, воспринимают ребра другой детали, в которую упирают тонкостенную деталь. Подобное сочетание может быть осуществлено в составных гильзах (втулках) цилиндров: гильзу делают тонкостенной и ее окружают обечайкой с ребрами, на которые гильза опирается наружной поверхностью. Между обечайкой и гильзой циркулирует охлаждающая вода. Рассматриваемая конструкция заслуживает внимания, несмотря на трудность обеспечения возможности теплового расширения гильзы и вероятность нарушения зазоров при коррозии гильзы и обечайки.

Фирма Зульцер провела исследования зависимости температуры гильзы цилиндра и тепловых напряжений в основных деталях, от которых зависит срок службы комбинированного двигателя на двух экспериментальных двигателях с прямоточной и петлевой схемами газообмена. На рис. 254 показана гильза цилиндра двигателя большой мощности с прямоточной схемой газообмена, в верхней части которой имеется утолщенный пояс. Система отверстий в этом поясе, подверженном действию высоких давлений, обеспечивает охлаждение внутренней поверхности гильзы.

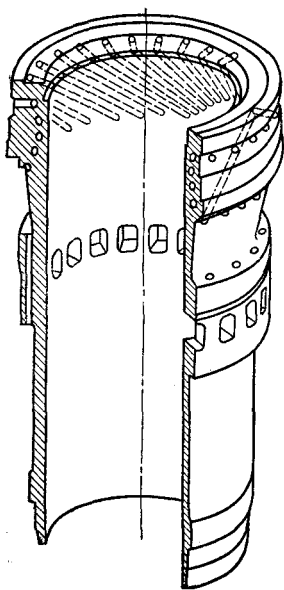


Рис. 254. Гильза двигателя большой мощности

Вода из рубашки поступает также по отверстиям в перемычках между впускными окнами. Следует заметить, что поршень этого двигателя интенсивно охлаждается маслом с помощью системы трубок, залитых в его корпус.

Конструирование блока осложняется необходимостью выполнения впускных и выпускных каналов и камер и охлаждения стенок.

В быстроходных двигателях с V-образным расположением цилиндров целесообразно блок и картер делать как одно целое. Помимо получения жесткой системы, обуславливающей уменьшение деформации и повышение надежности цилиндра, подшипников, коленчатого вала и клапанов, для такой конструкции характерно отсутствие длинных силовых шпилек. Осуществление подобной конструкции вызывает известные затруднения, связанные с отливкой и обработкой блока и монтажом деталей движения. Принципиально в этом случае возможно применение моно-

блока, как и в четырехтактных двигателях.

Постановка длинных силовых шпилек вызывает наряду с нагрузкой от растягивающих напряжений дополнительное нагружение остова, а также усложняет эксплуатацию двигателя. Шпильки весьма трудно расположить вне ресивера продувочного воздуха, не усложняя при этом конструкцию двигателя и не увеличивая его габаритных размеров.

При расположении шпилек в ресивере ухудшается канализация воздуха.

В двигателях большой мощности, в частности в крупных малооборотных двигателях, целесообразно широко использовать сварные фундаментные рамы из нескольких частей; то же относится и к стойкам остова. Примером могут служить построенные в последние годы в Японии дизели Мицубиси серии UEC 85/160 (1961 г.) и особенно дизели UEC 85/160А (1965 г.) Последние имеют стальную фундаментную раму, сваренную из двух частей, и корпус упорного подшипника, приваренный к кормовой ее части. Стальные литые постели коренных подшипников также приварены к фундаментной раме на поперечных перегородках, увеличивающих ее жесткость. Стойки остова сварены из стальных листов, толщина которых на 30—50% больше, чем в двигателях серии UEC/160А, что повышает антивибрационную жесткость.

Рама, стойки и рубашки цилиндров связаны анкерными болтами. Рубашки цилиндров отлиты вместе с ресивером продувочного воздуха. Гильзы цилиндров отлиты из специального износостойкого чугуна.

Головка цилиндра у двухтактного двигателя с петлевой схемой газообмена получается достаточно простой. Высота головки может быть меньше, чем в четырехтактном двигателе.

Конструкции камер сгорания двухтактных комбинированных двигателей мало отличаются от камер сгорания четырехтактных. В ряде случаев конфигурация камеры сгорания зависит от очертания днища поршня, влияющего на направление потоков воздуха и газов в цилиндре во время процесса продувки — наполнения. При высоких коэффициентах избытка воздуха сочетание формы камеры сгорания и положения струй топлива влияет уже в меньшей степени.

При наличии клапанов в головке (крышке) ее конструкция по сложности приближается к конструкции головки четырехтактного двигателя. Нередко тепловая напряженность головки в двухтактных двигателях может быть больше, чем в четырехтактных. Особенно внимательным следует быть при проектировании трех- или четырехклапанной головки, в которой часто два клапана находятся под воздействием двойной порции выпускных газов. В этом случае необходимо увеличить сечение водяных каналов, окружающих клапан, и радиусы закругления, а также не допускать резких переходов от вертикальных стенок к горизонтальным.

Для уменьшения тепловой напряженности в элементах головки (крышки), образующих камеру сгорания, необходимо предусмотреть их интенсивное охлаждение, а также соответствующий материал. Так, в двигателе Мицубиси крышки цилиндров (имеющие три клапана) изготавливаются из жаростойкой стали повышенной прочности вместо применявшегося в предыдущих образцах модифицированного чугуна. Заметим, что в связи с форсированием данного двигателя вместе с повышением степени наддува увеличено время-сечение выпускных клапанов и впускных окон, увеличен объем ресивера продувочного воздуха (для снижения амплитуд колебаний давления в нем) и повышен к. п. д. центробежного компрессора.

Новые среднеоборотные судовые и стационарные двигатели Растон (США) имеют утопленные цилиндрические крышки, в которых расположено по четыре выпускных клапана.

Конструкция крышки цилиндров судовых двигателей большой мощности зависит от схемы газообмена дизеля. Наиболее простую конструкцию крышки имеют дизели с петлевой схемой газообмена. В этом случае в крышке размещаются форсунка, пусковой и предохранительный клапаны, а также индикаторный кран. Последние часто объединяются в одной конструкции.

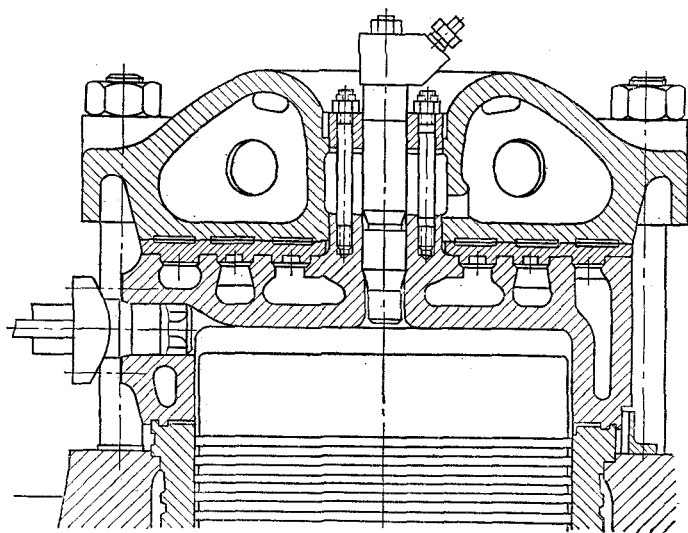


Рис. 255. Цилиндровая крышка двигателя MAN

Крышка цилиндра отливается из стали. Для повышения жаростойкости и улучшения равномерности структуры металла крышек в сталь добавляется молибден. Для уменьшения температурных напряжений в огневом днище оно сделано более тонким по сравнению с верхней стенкой. Для наиболее благоприятного распределения температурных полей, а также упрощения формы крышки стремятся свести к минимуму число отверстий, перерезывающих огневое днище. Это достигается, например, в конструкции крышки двигателя Зульцер применением комбинированной цилиндрической вставки, в которой монтируются форсунка, а также пусковой и предохранительный клапаны.

Цилиндровая крышка колпачковой конструкции двигателя MAN серии KZ в эксплуатации оказалась весьма надежной, несмотря на повышенные индикаторные показатели. Части крышки, обращенные к камере сгорания, имеют относительно тонкие стенки, что обуславливает снижение тепловых напряжений.

Верхняя часть гильзы (рис. 255) и центрирующий бурт крышки защищены от влияния высоких давлений и температур в цилиндре во время сгорания. Гильза имеет вертикальные каналы в перемычках между выпускными окнами, через которые протекает вода, охлаждающая стенки цилиндра.

Конструкции крышек двигателей Бурмейстер и Вайн и Гетаверкен менее благоприятны в отношении температурных напряжений. При центральном расположении выпускного клапана в крышке добавляются еще отверстия под форсунки.

Наиболее сложными и опасными в отношении температурных напряжений являются крышки трех- и четырехклапанных дизелей (Мицубиси, завода Цегельского, Сторк и др.), так как в этом случае увеличивается число перемычек. Практика эксплуатации дизелей показывает, что наиболее часто трещины появляются именно в перемычках между отверстиями под клапаны. Поэтому при изготовлении крышек применяются высокопрочные материалы (например, крышки из молибденовой стали на двигателе Сторк).

Для повышения жесткости все крышки имеют кольцевое ребро по периферии верхней стенки.

Для улучшения отвода теплоты от колец при положении поршня в в. м. т. и для улучшения условий работы уплотнения применяют колпачковые крышки (двигатели MAN, Сторк, Гетаверкен, завода Цегельского), а иногда опускают огневое днище ниже верхней кромки цилиндра (двигатели Бурмейстер и Вайн, Фиат). Применяют также составные крышки (двигатели MAN, Гетаверкен).

### § 63. Поршневая группа

При проектировании двухтактного двигателя повышенной удельной и общей мощности особое внимание необходимо уделять конструкции поршневой группы — одному из наиболее напряженных в тепловом отношении узлов двигателя. Длина поршня во всех типах двухтактных двигателей (тронковых) определяется ходом поршня. Исключение составляют двигатели с золотниковым газораспределением. Наличие гильзы, управляющей открытием и закрытием окон, позволяет уменьшить длину поршня на величину хода гильзы, что составляет около 20% хода поршня. При установке маслосъемных колец в нижней части юбки поршня их необходимо располагать ниже кромки окон в цилиндре при положении поршня в в. м. т.

С длиной поршня неразрывно связаны габаритные размеры двигателя в направлении оси цилиндра. Следует напомнить, что значительное уменьшение габаритных размеров двухтактного двигателя по сравнению с четырехтактным (при той же цилиндрической мощности и том же числе оборотов) может быть получено при пониженных значениях отношения  $\frac{S}{D}$ , обуславливающих уменьшение длины поршня.

В крейцкопфных конструкциях ресивер продувочного воздуха располагают нередко в верхней части картера (станины), что позволяет уменьшать длину поршня.

Надежность работы поршня в большой степени зависит от работы поршневых колец и теплового состояния днища поршня,

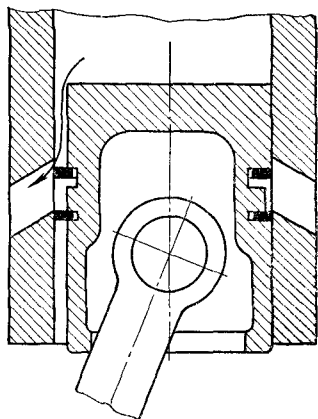


Рис. 256. Схема расположения поршня в цилиндре

Односторонний подогрев способствует возникновению значительных тепловых напряжений. Большие тепловые напряжения испытывают поршни, управляющие выпуском в двигателях с противоположно движущимися поршнями. В этих двигателях подогрев является следствием теплоотдачи от газов не только днищу, но и всей цилиндрической поверхности головки поршня: через зазор между поршнем и цилиндром продукты сгорания протекают с высокой скоростью как во время свободного выпуска, так и непосредственно перед ним.

В двухтактных двигателях всех типов, в которых поршень управляет выпуском, его боковая поверхность нагревается неравномерно: больше нагревается ненагруженная сторона поршня, где возникает зазор между ним и цилиндром (рис. 256). Таким образом, выпускные окна рационально располагать по возможности с нагруженной стороны поршня, что относится в первую очередь к двигателям с петлевой схемой газообмена.

Очевидно, что для уменьшения тепловой напряженности поршня следует изыскивать способы понижения температуры газов в цилиндре.

В частности, весьма эффективными средствами являются: работа двигателя с большим коэффициентом избытка воздуха; применение дозарядки с помощью клапанов (или золотников) в выпускной или во впускной системе; охлаждение воздуха между компрессором и продувочным ресивером.

Поршни двухтактных двигателей повышенной мощности могут быть охлаждаемыми или неохлаждаемыми. К последним относятся и поршни быстроходных двигателей, имеющие на днище наладки из жароупорного материала с низким коэффициентом теплопроводности.

зависящего от схемы газораспределения, формы днища, материала поршня и протекания рабочего процесса.

В лучших условиях в отношении тепловой напряженности находятся поршни двигателей с клапанно-щелевой схемой газообмена. В этих двигателях поток относительно холодного воздуха, поступающего через впускные окна, охлаждает днище и головку поршня. В более тяжелых условиях находятся поршни двигателей с петлевой схемой газообмена, в которых поршень подогревается выпускными газами и охлаждается в то же время (с другой стороны) продувочным воздухом.



Охлаждение поршней может осуществляться: 1) маслом, избалтываемым по внутренней поверхности днища; 2) циркулирующим маслом; 3) маслом, разбрызгиваемым по внутренней поверхности днища.

Охлаждение поршня маслом, избалтываемым в полости корпуса поршня, широко применяется в двигателях с противоположно движущимися поршнями и в двигателях с клапанно-щелевой схемой газообмена. Масло для охлаждения поршней и в этом случае чаще подается через канал в теле шатуна и далее через поршневую головку шатуна (двигатели GMC278A, Фербенкс — Морзе, Нэпир «Делтик», двигатель Д100). Иногда масло подается через неподвижные форсунки, установленные на картере двигателя (двигатель GMC 567, двигатели GMC «Пэнкейк» первых выпусков). В отдельных случаях масло подается через форсунки, установленные в картере, а также через форсунку в головке шатуна (двигатели GMC «Пэнкейк»).

Взбалтывание масла происходит обычно в полости, занимающей или значительную часть длины поршня, или только часть корпуса поршня со стороны камеры сгорания. При поршне большой длины скорость масла при ударе о днище может быть высокой, что ухудшает охлаждение.

Типичной конструкцией поршней быстроходных двухтактных двигателей являются поршни тепловозных и судовых двигателей Фербенкс — Морзе, Д100, GMC567, GMC «Пэнкейк» и Нэпир «Делтик». Корпусы поршней двигателей Фербенкс — Морзе, Д100 и двигателей GMC567 изготовлены из специального чугуна, двигателей GMC «Пэнкейк» — из стали, двигателя Нэпир «Делтик» — из алюминиевого сплава. Во всех рассматриваемых конструкциях поршней отсутствуют отверстия в корпусе для поршневого пальца и имеются вставки, опирающиеся на днище. Вставка крепится к корпусу поршня болтами (двигатели Фербенкс — Морзе, Д100 и GMC «Пэнкейк») или свободно располагается внутри корпуса (двигатели GMC567 и Нэпир «Делтик»). В последнем случае выпадению вставки препятствует пружинное кольцо, вставленное в канавку на внутренней поверхности корпуса. Симметричная форма корпуса поршня в описываемых конструкциях обуславливает равномерную тепловую деформацию корпуса, а при отсутствии болтов крепления вставки — равномерный износ юбки, простоту конструкции и уменьшение тепловых напряжений в днище.

Поршень катерного двигателя GMC «Пэнкейк» с размерами цилиндра  $152,5 \times 165,2$  мм (рис. 257) состоит из стального кованого днища толщиной 3,8 мм и юбки, изготовленной из стальной трубы толщиной 1,8 мм. Днище и юбка сварены по окружности. Направляющая часть поршня представляет собой сплошную трубу. Бобышки и отверстия для поршневого пальца отсутствуют. Между двумя коваными стальными втулками, прикрепленными к промежуточной детали (стойке) болтами, располагается поршневая головка шатуна, в которой устанавливается посеребренная плавающая втулка.

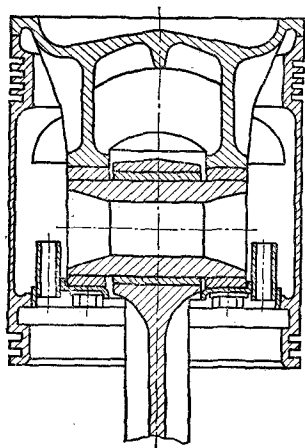


Рис. 257. Поршень быстрогоходного судового двигателя GMC

Поршень охлаждается струей масла, подаваемого на внутреннюю поверхность днища из особого неподвижного насадка через трубку, расположенную в специальной перегородке (диске). Струя масла направляется на днище небольшими масляными рефлекторами, приваренными к ребрам. Масло поступает из масляной магистрали двигателя. Распыленное масло, удерживаемое некоторое время во внутренней полости перегородкой, поглощает значительную часть теплоты. Вследствие встряхивающего действия диафрагмы часть этой теплоты передается более холодным частям поршня — юбке и поясу поршневых колец. По другой трубке в перегородке масло стекает в картер двигателя.

Температура поршня изменяется в зависимости от нагрузки, степени охлаждения двигателя, температуры и количества охлаждающего масла. Изменение температуры воды и масла и количество масла выше определенных минимальных значений незначительно влияют на температуру поршня. Минимальный расход масла для разных двигателей, поршней и материала, из которого они изготовлены, различен. Однако следует отметить, что стальные поршни при удачной конструкции не требуют для своего охлаждения большого количества масла, а следовательно, и большой скорости струи.

Аналогично осуществляется охлаждение поршня и в двигателе GMC 567 (рис. 258). Вибалтывание масла в полости между диафрагмой и днищем вместе с охлаждением днища обуславливает перенос теплоты к зоне колец и юбке, что влечет за собой повышение температуры этих элементов поршня.

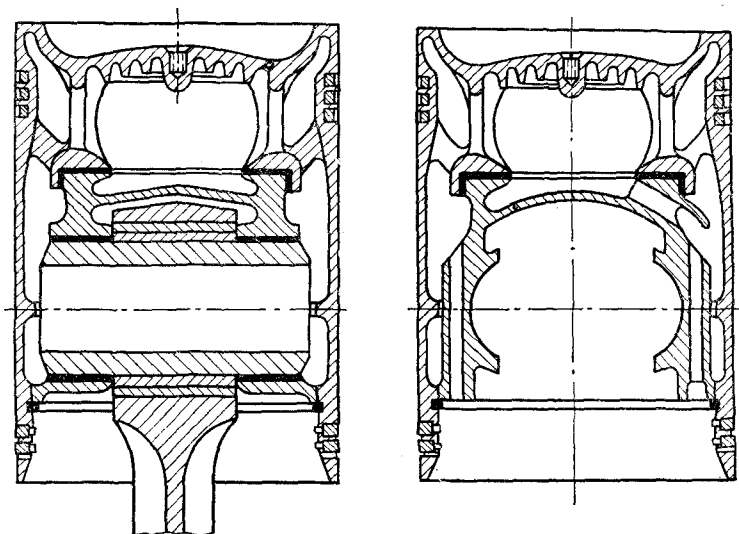


Рис. 258. Поршень двигателя GMC567

Повышение температуры указанных участков поршня, характерное и для двигателей ГМС «Пэнкейк», явилось, по-видимому, основной причиной того, что двигатель не мог работать длительное время на режимах полной мощности вследствие пригорания колец; поэтому мощность его была снижена до 900 л. с. (на 25% первоначально полученной). Насколько известно из литературных источников, в результате дальнейшего совершенствования двигателя ГМС «Пэнкейк» мощность его была увеличена до первоначально заявленной (до 1200 л. с.). Несмотря на выполнение поршня из стали (что следует признать рациональным), поршневая группа оставалась наиболее слабым местом этого двигателя; на режимах повышенной мощности поршневые кольца имели склонность к пригоранию. В последних конструкциях двигателя ГМС «Пэнкейк», как отмечалось выше, применялась комбинированная система охлаждения с помощью неподвижной форсунки в картере и форсунки на головке шатуна.

Большие работы по созданию надежной конструкции поршней проведены рядом организаций, связанных с производством и исследованием двигателей с противоположно движущимися поршнями повышенной удельной мощности транспортного типа (фирмы Фербенкс — Морзе, США; Нэпир и Лейланд, Англия; Харьковский завод транспортного машиностроения им. Малышева и др.). Так, повышены надежность и срок службы поршней двигателя Фербенкс — Морзе мощностью 1335 л. с. при  $n = 1335$  об/мин ( $D = 203$  мм,  $S = 203 \times 2$  мм), применяемого на американских подводных лодках.

На рис. 259, а — в показаны старая и новая конструкции поршней двигателя Фербенкс — Морзе. Срок службы поршней старой конструкции колебался в широких пределах; то же касается и поршневых колец. Для улучшения конструкции корпуса поршня и повышения работоспособности поршневой группы в корпусе был сделан тепловой барьер (выемка I в днище по периферии). В заготовке поршня не была проточена канавка под верхнее компрессионное кольцо, а днищу поршня была придана форма, приведенная на рис. 259, б. Вследствие этого уменьшился подвод теплоты к поршневым кольцам, а масло, охлаждающее днище, стало отводить теплоту от области, ранее заполненной

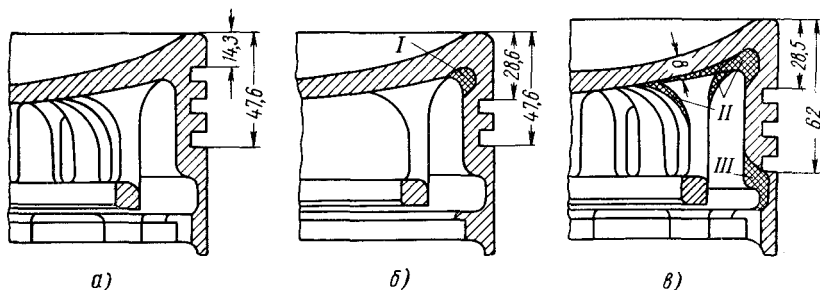


Рис. 259. Поршни двигателя Фербенкс — Морзе:

а — старая конструкция; б — новая конструкция; в — модернизированная конструкция

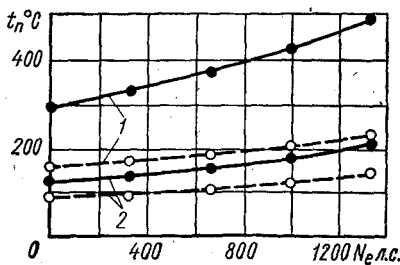


Рис. 260. Зависимость температуры поршня  $t_n$  двигателя Фербенкс — Морзе с тепловым барьером и без него от мощности  $N_e$ : сплошные линии — поршень без теплового барьера; штриховые линии — поршень с тепловым барьером; 1 — в поясе над первым кольцом; 2 — между первым и вторым кольцами

металлом. В итоге температура поршня снизилась с 530 до 330°С при работе двигателя с полной нагрузкой.

После экспериментальных исследований опытного поршня был разработан новый поршень (рис. 259, в). В этом поршне, кроме наличия, как и в предыдущем случае, теплового барьера и обеспечения постоянной «толщины» днища и стенок всей головки, повышающие жесткость ребра были выполнены более тонкими (зоны II), что улучшило омывание внутренней поверхности днища маслом. Пояс, «занятый» поршневыми кольцами, по сравнению с

исходной конструкцией был перемещен в направлении поршневого пальца на 14,3 мм. В связи с этим была утолщена стенка поршня (зона III) и появилась возможность разместить третье поршневое кольцо в отличие от опытного поршня. Температура нового поршня, измеренная с помощью термопар на работающем двигателе, оказалась значительно ниже, чем у поршней предыдущих вариантов (рис. 260).

Во время экспериментальных работ наблюдались неполадки, касающиеся главным образом поршневых колец. При испытании в течение 2000 ч были заменены 6 колец из 48 в основном из-за того, что пористая хромированная поверхность колец к концу испытаний почти не сохранялась. В литературе указывается также, что в дальнейшем целесообразно провести экспериментальные исследования в направлении улучшения процессов сгорания и циркуляции воды вокруг гильзы цилиндра, изменения формы впускных окон для повышения эффективности газообмена.

На рис. 261 показан вариант конструкции поршня Д100. Основными дефектами поршней ранней конструкции являлись:

1. «Нагарные» трещины (микротрещины) и трещины в днище поршня вследствие ухудшения охлаждения днища поршня из-за отложения масляного нагара во внутренних масляных каналах.

Нагар образуется главным образом из-за недостаточно высокого качества масла.

2. Трещины в бонках (вертикальных бобышках) с отверстиями под шпильки, крепящие вставку к днищу, вследствие тепловых и механических деформаций поршня. В ряде случаев оказывает влияние недостаточно высокое качество литья. Трещины

развиваются в направлении от опорной поверхности бобышек к днищу, а также от наружных их поверхностей к осям.

3. Трещины по второй канавке.

В дальнейшем конструкция совершенствовалась, были повышены надежность и долговечность поршня.

Наряду с повышением предела прочности чугуна для корпуса поршня с 27 до 30—35 кг/мм<sup>2</sup> заводом была разработана его новая конструкция.

Введенные изменения касались главным образом корпуса поршня. На рис. 262, а—в приведены варианты 14В и 27М (рис. 262, а и б) и новый вариант 3 (рис. 262, в) корпуса поршня. Была повышена жесткость и прочность днища (наиболее уязвимого места варианта 14В) путем увеличения размеров бонок, а также применения усиленного ребра спиральной формы вместо радиальных ребер в варианте 27М [15]. Вследствие этого уменьшились деформации в зоне компрессионных колец (рис. 263).

Кроме того, была так же изменена система охлаждения поршня: использован метод встряхивания, являющийся более эффективным, чем применявшееся в варианте 14В циркуляционное охлаждение. В результате этого уменьшилось отложение нагара внутри корпуса поршня вследствие повышения коэффициента теплопередачи. Наконец, был установлен плавающий палец вместо закрепленного в бобышках в варианте 14В.

Температурные поля днищ поршней вариантов 14В и 3, полученные на работающем двигателе при помощи термопар с периодическим включением, показывают значительное снижение уровня температур днища варианта 3 (рис. 264).

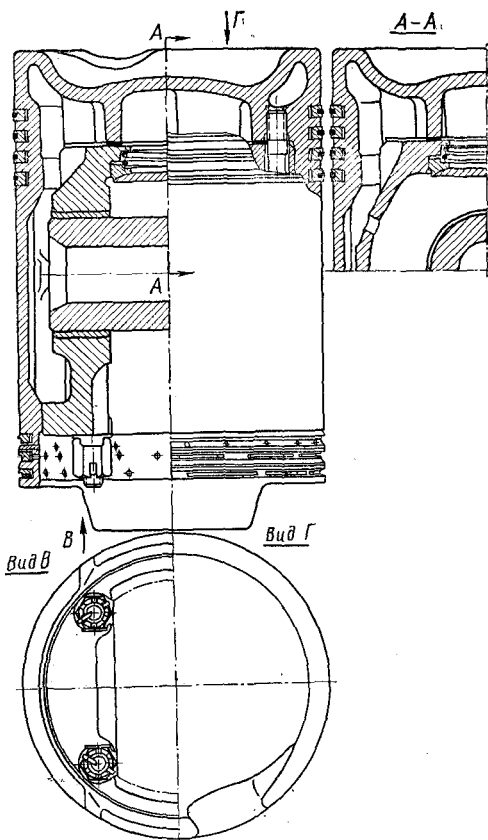


Рис. 261. Конструкция поршня двигателя Д100

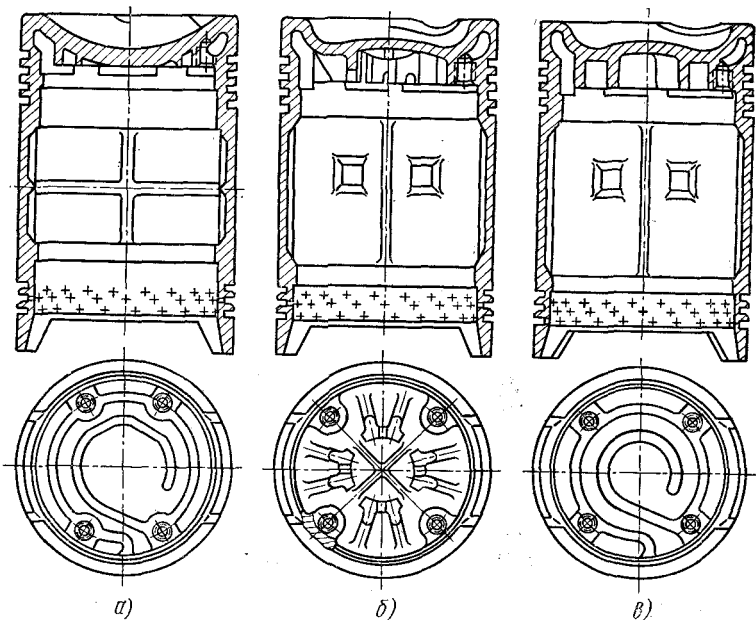


Рис. 262. Варианты корпуса поршней двигателя Д100

Вследствие повышения тепловой нагрузки дизелей, особенно двухтактных, являющихся звеньями комбинированных двигателей, отечественные и зарубежные научно-исследовательские организации уделяют большое внимание проблемам повышения надежности указанных двигателей.

Исследования температуры гильзы цилиндров и поршневой группы двухтактных двигателей и способов их охлаждения проводились фирмой Зульцер. Для устранения перегрева и прихватывания поршня был использован принудительный поворот поршня вокруг его оси во время работы двигателя. При помощи зубчатого колеса, расположенного внутри корпуса поршня, и двух храповиков, размещенных в шатуне, движение шатуна преобразуется в угловое (циклическое) движение поршня (рис. 265). Храповое колесо соединяется с поршнем пластинчатой кольцевой пружиной, что обеспечивает плавность поворота поршня вокруг оси (около 10 об/мин при числе оборотов вала 590 в минуту). Шатун и поршень соединены между собой с помощью сферического подшипника.

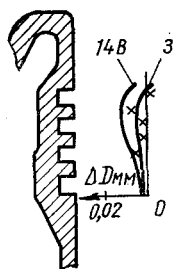


Рис. 263. Деформация поршня двигателя Д100 в зоне компрессионных колец

На рис. 266 показан поршень фирмы Зульцер

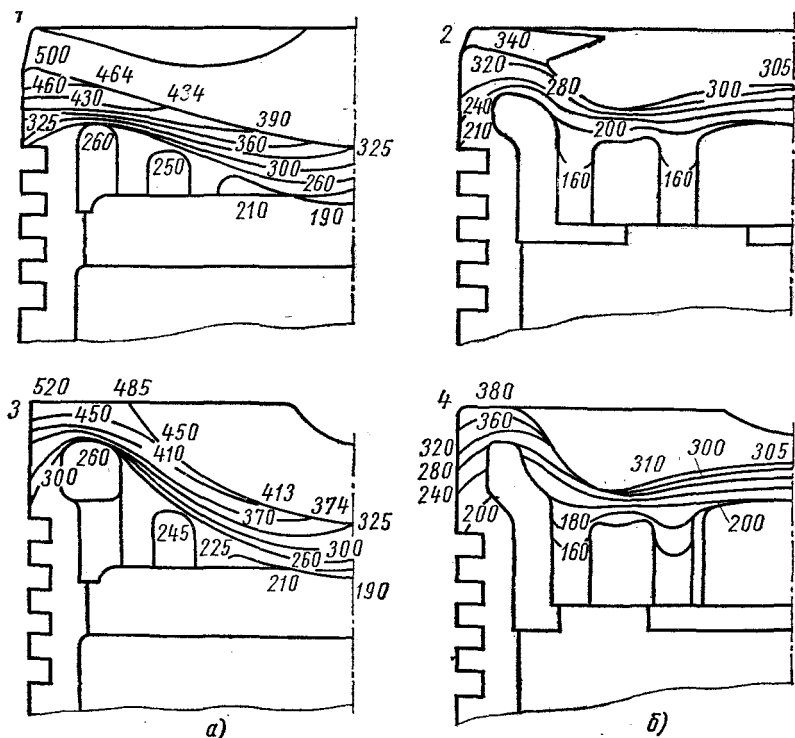


Рис. 264. Температурное поле в °С нижних поршней двигателя Д100 при  $N_e = 2000$  л. с.,  $n = 850$  об/мин:

а — поршень варианта 14В; б — поршень варианта 3; 1 и 2 — сечения поршня по оси форсуночного канала; 3 и 4 — сечения поршня по оси, перпендикулярной к оси форсуночного канала

с корпусом из алюминиевого сплава для двигателя, работающего на форсированных режимах. В этом поршне осуществлены рассмотренные выше мероприятия, в том числе и поворот его вокруг оси.

На рис. 267, а и б изображены детали поршневой группы двухтактного двигателя Нэпир «Делтик» с противоположно движущимися поршнями, применяющегося в настоящее время как на быстроходных судах различного назначения, так и на тепловозах. В течение 12 лет эти двигатели были форсированы, в связи с чем была изменена конструкция поршневой группы. Корпус поршня, изготовленный из алюминиевого сплава, имел кольцо из аустенитного чугуна, залитое во внешнюю часть корпуса по способу «Алфин» и несущее два первых компрессионных кольца. Первые варианты поршней двигателя Нэпир «Делтик» напоминали поршни двигателей УМО (имели жаровые накладки на

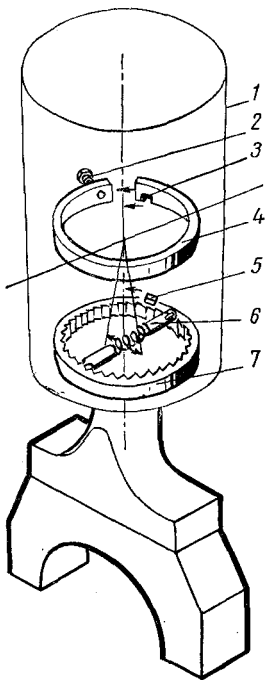


Рис. 265. Эскиз механизма поворота поршня двигателя Зульцер:

1 — поршень; 2 — болт, фиксирующий пружинное кольцо на поршне; 3 — канавка для сцепления с башмаком на зубчатом кольце; 4 — пружинное кольцо; 5 — башмак, соединяющий зубчатое кольцо с пружинным; 6 — храповики, разжимаемые пружиной; 7 — храповое кольцо

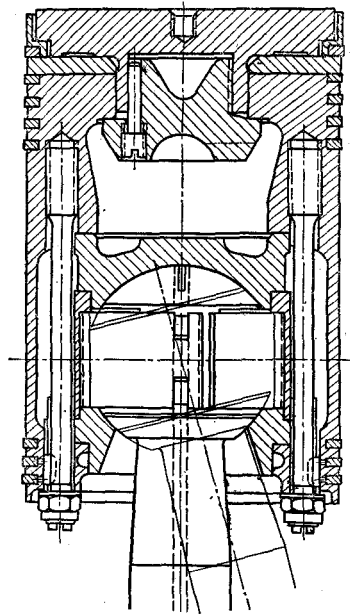


Рис. 266. Поршень двигателя Зульцер

днице, крепящиеся болтами). Однако уже поршни первых вариантов двигателя Нэпир «Делтик» имели масляное охлаждение. Часть масла циркулировала по каналам между днищем и вставкой, а другая подавалась в кольцевую полость поршня, в котором и взбалтывалась.

Отметим, что выпускные окна в двигателях Нэпир «Делтик» расположены на одной стороне цилиндра. В двух цилиндрах из трех каждой секции поршни характеризуются уменьшенным подогревом боковой поверхности со стороны выпускных окон, что объясняется выбором направления вращения вала, обуславливающего наличие зазора с противоположной окнам стороны цилиндра.

Следует указать, что в комбинированных двухтактных двигателях все чаще находят применение вставки под поршневые кольца, расположенные внутри корпуса поршня; в опорах вставки размещается поршневой палец. Вставка крепится к корпусу поршня болтами или не имеет крепежных деталей и позволяет корпусу вращаться. В последнем случае она предохраняется от



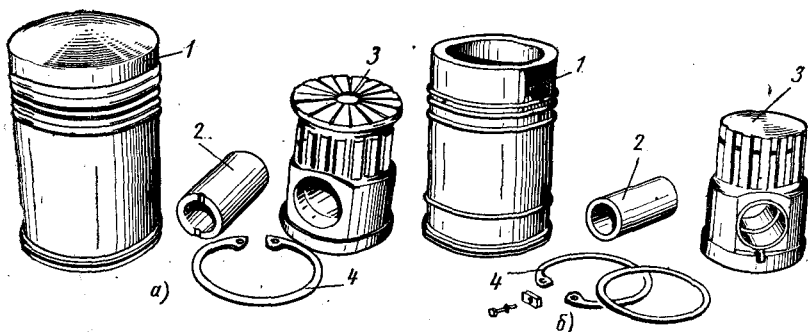


Рис. 267. Поршни двигателя Нэпир «Делтик»:

*а* — старая конструкция; *б* — новая конструкция; 1 — корпус; 2 — палец; 3 — вставка; 4 — детали, фиксирующие вставку в поршне

выпадения стопорным кольцом, вставленным в канавку корпуса (рис. 267, *а*). Применение конструкции со вставкой без крепления ее к днищу дает возможность корпусу поршня при работе двигателя вращаться и самоустанавливаться, что улучшает приработку поршня к поверхности цилиндра и способствует равномерному износу поршня. Равномерное расширение корпуса, являющегося в данном случае симметричным относительно оси цилиндра, при нагреве и воздействии давления сгорания способствует уменьшению возможности задира и овализации корпуса. При использовании поршня со вставками охлаждение его головки маслом не затрудняется и эффективность такого охлаждения не уменьшается.

В приведенном на рис. 268 варианте днище поршня сделано плоским для уменьшения поверхности нагрева. Вставка крепится стопорным кольцом.

На рис. 267, *б* показан поршень, применяемый в новых двигателях «Делтик». В днище поршня имеется полусферическая камера с каналом для факела топлива. Внешняя часть корпуса является составной: головка поршня изготавливается из медного сплава Хайдыурел

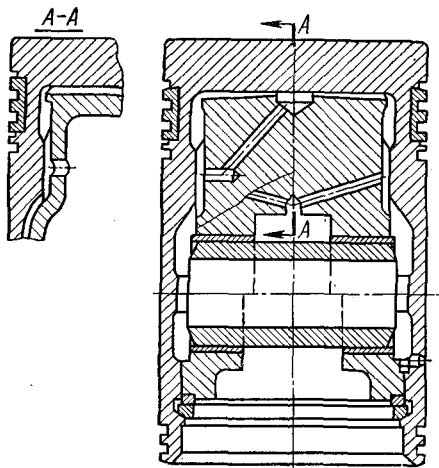


Рис. 268 Вариант поршня двигателя Нэпир «Делтик»

(«Hidural») и навинчивается в горячем состоянии на юбку из алюминиевого сплава.

Примером современной конструкции составного поршня, имеющего вставку, является поршень двигателя 40Д (рис. 269). Поршень состоит из трех основных частей: головки 8, отлитой из высокопрочного жаростойкого чугуна, корпуса 13 из перлитного чугуна, имеющего хорошие антифрикционные свойства, и штампованной вставки 12 из алюминиевого сплава АК6. Поверхность днища со стороны камеры сгорания хромируется для повышения жаростойкости. Цилиндрическая часть корпуса для улучшения прирабатываемости покрывается оловом.

Головка поршня насажена на корпус с зазором и крепится опорным буртом 9 к опорной плоскости 10 корпуса четырьмя болтами 11. При деформациях днища от тепловых и механических нагрузок пояс компрессионных колец может свободно перемещаться по посадочному бурту корпуса вниз, что значительно снижает напряжения в нем. С этой же целью периферийная часть днища и пояс компрессионных колец сделаны весьма тонкими и податливыми.

Вставка 12 удерживается в корпусе с помощью разрезного пружинного стопорного кольца 7, которое ограничивает ее осевое

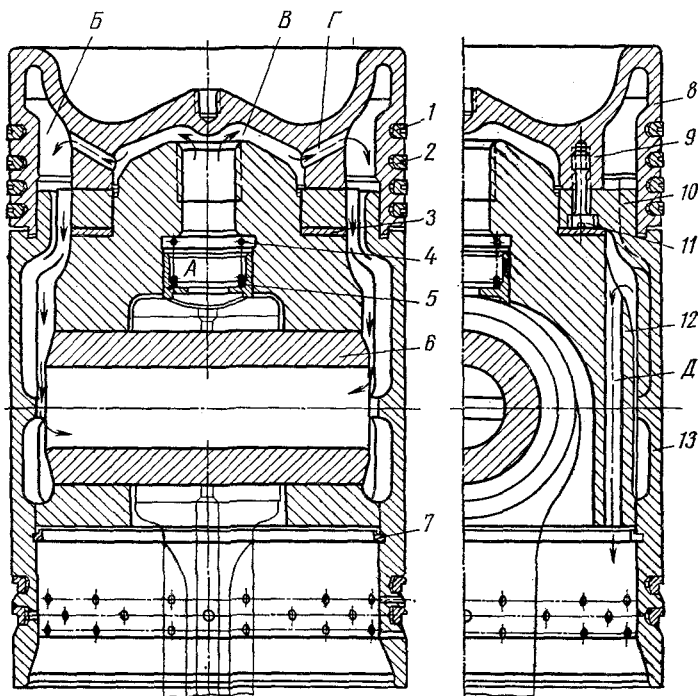


Рис. 269. Поршень двигателя 40Д

перемещение. Для регулировки линейного сжатия между опорными буртами корпуса и вставки служит прокладка 3. В бобышке вставки запрессованы стальные втулки с заливкой свинцовой бронзой, в которые установлен поршневой палец 6 плавающего типа.

В первую и третью канавки поршня (если считать от камеры сгорания) установлены компрессионные кольца из высокопрочного чугуна, а во вторую и четвертую — кольца 1 из специального легированного чугуна. Компрессионные кольца на трущейся поверхности имеют бронзовый поясик 2, закатанный в канавку кольца.

Поршень охлаждается «взбалтываемым» маслом, поступающим из верхней головки шатуна. Перепуск масла в полость вставки осуществляется через стакан 5, прижатый к головке шатуна пружиной 4. Из полости А по каналу масло поступает в полость В и охлаждает днище поршня. После этого масло по каналам Г в опорном бурте перетекает в полость Б, где оно взбалтывается и эффективно охлаждает область компрессионных колец, а затем по каналам Д во вставке стекает в картер двигателя.

Значение параметра  $\frac{N_e}{D}$  для двигателей с поршнями, охлаждаемыми взбалтываемым маслом, находится в пределах 4,6—5,5 л. с./см. Двигатель GMC498, снабженный турбокомпрессором, отличается более эффективным охлаждением поршня ( $\frac{N_e}{D} = 7,9$  л. с./см). Более высокие значения параметра  $\frac{N_e}{D}$  обычно

относятся к поршням с циркуляционным охлаждением, применяющимся в двигателях с небольшой цилиндровой мощностью и чаще в двигателях с цилиндровой мощностью более 1000 л. с.

Английская фирма Лейланд выпускает танковые двигатели L60 с противоположно движущимися поршнями. Составные поршни этих двигателей с корпусом из чугуна имеют жаровую накладку из нержавеющей жароупорной стали, которая крепится к корпусу поршня с помощью четырех шпилек и самоконтращихся гаек типа Филидас (рис. 270). На поршне установлено два компрессионных и два маслосъемных кольца, одно из которых расположено в нижней части юбки и является составным. Со стороны камеры сгорания поршень снабжен жаровым кольцом, имеющим форму, аналогичную форме кольца, применяемого фирмой Зульцер. Жаровое кольцо, состоящее из двух элементов, имеет молибденовое покрытие, что уменьшает износ и потери на трение при высокой температуре, а также предотвращает задиры. На внешней отполированной поверхности кольца имеется широкая канавка (глубиной 0,13 мм), заполняемая молибденом, что также способствует уменьшению потерь на трение. Обе части

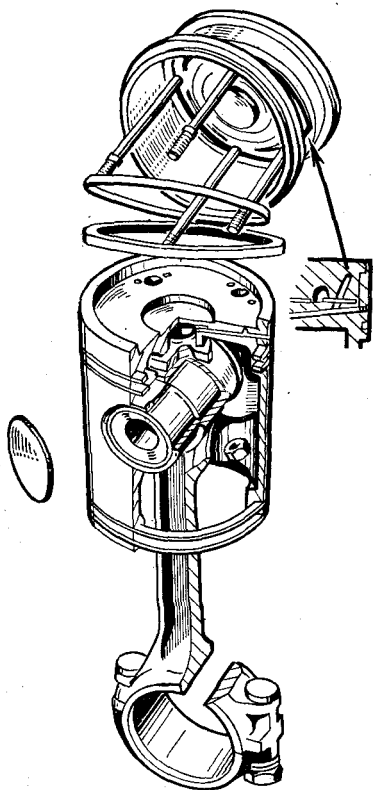


Рис. 270. Поршень двигателя Лейланд L60

жарового кольца изготовлены из сплава DTD 485A, а составное маслосъемное — из сплава DTD 233A.

Поршень охлаждается маслом, которое подается из шатунного подшипника через канал в шатуне, и затем через контактную втулку в поршне, скользящую по поршневой головке шатуна, поступает в круговые канавки жарового кольца.

Как уже отмечалось выше, двигатели с противоположно движущимися поршнями, в том числе сравнительно малой мощности, получили широкое распространение в Англии (двигатели Рольс-Ройс, Коммер и др.). В частности, в двигателях Рольс-Ройс, а также Рут применяются поршни с накладками из жароупорной стали.

Характерным для ряда двухтактных двигателей средней и большой мощности (Зульцер, Гамильтон, Нордберг и др.) является отъемная головка поршня из стали или чугуна, соединенная с корпусом шпильками или болтами. Длина головки составляет менее 30% общей длины поршня.

К корпусу крепится вставка, иногда тонкостенная, имеющая каналы, образованные ребрами. В некоторых случаях ребра выполняются на днище поршня (двигатели Нордберг, Гамильтон). Масло для охлаждения подводится или по каналу в шатуне, или через специальные, нередко телескопические трубы. В рассматриваемых двигателях  $\frac{N_e}{D} = 14 \div 17$  л. с./см.

Высокую цилиндровую мощность имеет двигатель Нордберг. Его поршневая группа отличается большой длиной, достигающей  $2,5D$ . Направляющая часть поршня имеет четыре антифрикционные вставки. Масло, подаваемое к поршню по каналу в шатуне, циркулирует в корпусе по каналам, образованным ребрами на днище поршня и специальной вставкой, имеющей форму тонкостенного стакана.

В двигателях с крейцкопфами (двигатели MAN, Зульцер,

Бурмейстер и Вайн и др.) масло для охлаждения подводится и отводится обычно через шток, в котором монтируется трубка. Поршни также имеют отъемные головки, иногда с каналами для увеличения интенсивности омывания днища маслом и улучшения охлаждения. Головки изготавливаются литыми или коваными. Основная цель, которую преследуют при конструировании поршней с циркуляционным охлаждением маслом, — предохранение масла в поршне от перегрева и коксования.

Головка поршня двигателя Мицубиси UEC 85/160C изготовлена из хромомолибденовой стали и охлаждается водой. В центральной ее части обеспечивается большая скорость протекающей воды.

Нередко после испытания охлаждения поршней водой в течение довольно продолжительного времени переходят на охлаждение маслом вследствие попадания воды в циркуляционное масло и масла — в охлаждающую воду. Так, после испытаний в течение 400 ч водяной системы охлаждения поршня нового дизеля Доксфорд с противоположно движущимися поршнями она была изменена для использования в качестве теплоносителя масла. Для подвода масла в полость поршня и к верхней головке среднего шатуна была применена система телескопических труб.

Вопрос конструкции поршневых колец, их формы и размеров, надежности и долговечности комбинированных двухтактных двигателей остается нерешенным, особенно для форсированных моделей.

Неохлаждаемые поршни с накладкой применялись в двухтактных двигателях с противоположно движущимися поршнями в авиационных двигателях УМО, судовых двигателях Гетаверкен и опытных быстроходных двигателях.

Фирма Юнкерс провела большую работу по созданию двухтактных авиационных дизелей типа УМО, в результате которой, однако, не было получено отработанной конструкции. В то же время следует считать, что конструкции ряда узлов представляют значительный интерес.

Двигатель УМО 207 был одним из лучших двигателей этого семейства. К основным трудностям следует отнести создание надежно работающего поршня, управляющего выпуском. Наибольшая взлетная мощность 1250 л. с. получена на двигателе УМО 207D  $\left(\frac{N_e}{D} \approx 9,5 \text{ л. с./см}\right)$ .

На рис. 271 изображен поршень двигателя УМО 207А. Остановимся на наиболее характерных чертах конструкции, которая осталась без изменения в последующих модификациях двигателя и была использована в отдельных современных конструкциях. Основные детали поршня: корпус, накладка с деталями ее крепления к поршню и жаровое кольцо.

Корпус поршня из алюминиевого сплава характеризуется большими сечениями, что способствует хорошему отводу теплоты.

Предохранительная накладка из жаростойкой стали, защищающая корпус от воздействия высоких температур, способствует в то же время уменьшению периода запаздывания воспламенения и более мягкому протеканию процесса сгорания. Накладка крепится к корпусу четырьмя стяжными болтами. Под гайки поставлены сильные пружины прямоугольного сечения для

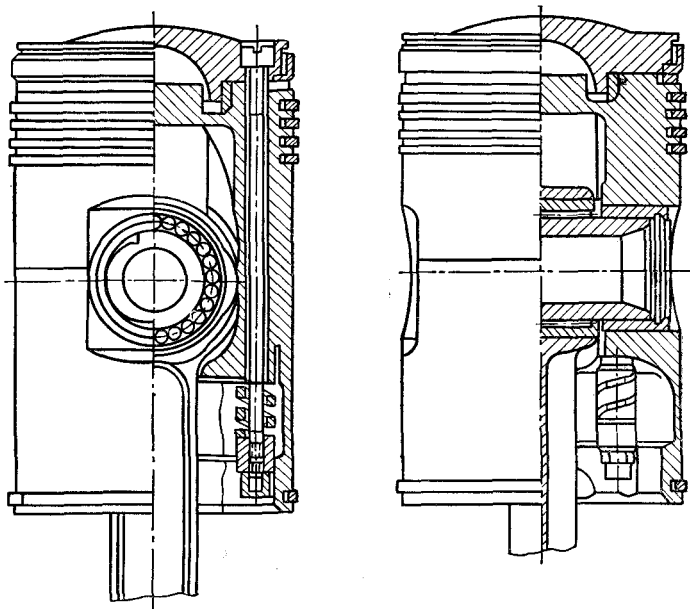


Рис. 271. Поршень двигателя УМО 207А

компенсации тепловых деформаций болтов и корпуса. Данная конструкция крепления, применявшаяся в последних сериях двигателей УМО 205, сохранена и в дальнейших модификациях двигателя УМО 207 и др.

Накладка соприкасается с корпусом поршня на небольших площадках. В некоторых двигателях между накладкой и поршнем устанавливают стальное кольцо. Так как теплопроводность стали значительно меньше теплопроводности алюминиевого сплава, температура на внешней стороне наклейки достигает  $800^{\circ}\text{C}$ , что обуславливает уменьшение теплоотдачи от газов к поршню и снижение температуры корпуса поршня, в частности, около поршневых колец.

Для уменьшения количества прорывающихся газов, защиты уплотнительных колец, улучшения передачи теплоты стенкам цилиндра, а также обеспечения отсечки при открытии и закрытии окон применяется жаровое неразрезанное кольцо L-образной формы, изготовленное из специального жаростойкого хромомолибденомедистого чугуна. Следует заметить, что заводом проведена специальная работа по подбору толщины кольца и зазоров между кольцом и цилиндром. Для улучшения приработки наружная поверхность кольца покрывается слоем, состоящим из графита и стекла. Жаровое кольцо должно плотно прилегать к поверхности цилиндра, приспособляясь к изменению формы цилиндра и его размеров при изменении режимов работы двигателя. Выбранные зазоры между кольцом и стенкой цилиндра и толщина кольца имеют большое значение для надежной работы поршневой группы. Сравнительно малая приспособляемость кольца к изменениям формы и размеров цилиндра делают конструкцию поршневой группы недостаточно надежной и является основной причиной аварий. Другим недостатком является неравномерный нагрев наклейки, особенно в поршнях ранних конструкций. Разность температур внешней и внутренней поверхностей наклейки, достигающая  $400^{\circ}\text{C}$  и более, может вызвать нарушение плотности стыка между на-

кладкой и корпусом поршня и прорыв газов во внутреннюю полость днища. Закаленный по наружной и внутренней поверхностям поршневой палец установлен в каленых стальных втулках.

Наряду с форсированием двигателя по наддуву и числу оборотов последние работы завода Юнкерс по усовершенствованию относились к повышению надежности поршневой группы, которая все время оставалась наиболее ненадежным узлом двигателя. Однако заводу так и не удалось создать надежной конструкции.

Поршень двигателя Гетаверкен, в отличие от поршня двигателей УМО, имеет центральный болт, крепящий днище к корпусу с помощью упругой шайбы. Жароупорная накладка несет два поршневых кольца; неразрезные жаровые кольца отсутствуют. Ранняя конструкция поршня двигателя Гетаверкен не рассматривается. Описание упомянутой более поздней конструкции в литературе также не приводится.

Двухтактные малооборотные двигатели с большой цилиндрической мощностью выполняются как с прямоточной, так и с петлевой схемой газообмена. Некоторая часть двигателей строится с противоположно движущимися поршнями. Для современных комбинированных двигателей характерно применение промежуточного, часто весьма интенсивного охлаждения воздуха, а также интенсивного охлаждения поршней маслом и реже — водой. Масло обычно подается через полый шток при помощи телескопического или шарнирного устройства.

Большая часть поршней двигателей этого класса имеют плоские днища или днища с мало вогнутой или мало выпуклой поверхностью (приближающейся по форме к плоской). Указанные формы, как известно, связаны с меньшей поверхностью, нагрева, с улучшением охлаждения и прочности днищ. Головки поршней чаще изготавливают из легированной стали путем отливки или выточки из поковки.

На рис. 272 показан поршень современного двухтактного малооборотного двигателя Зульцер 9RSAD76 большой мощности. Стальная головка крепится к направляющей части с помощью длинных шпилек. Днище слабо выпуклой формы не имеет отверстия для рыма и, следовательно, концентрации напряжений. В две кольцевые канавки, расположенные на направляющей части, закольцованы кольца из оловянистой бронзы. Эти кольца выступающие на 0,2 мм в каждую сторону, улучшают приработку, смягчают удары поршня о стенки цилиндра, а также служат для проверки правильности сборки. Охлаждающее поршень масло поступает от крейцкопфа через трубу, вмонтированную в шток, в специальную вставку, образующую полость охлаждения.

Масло для охлаждения поршней двигателя Доксфорд с противоположно движущимися поршнями поступает через шток, омывает днище, циркулирует в полости в виде узкой щели, образуемой специальной вставкой, и отводится также через шток. Кольцевая канавка в центре днища дает возможность центральной части днища легко деформироваться с изменением температуры; при этом устраняется опасность возникновения трещин,

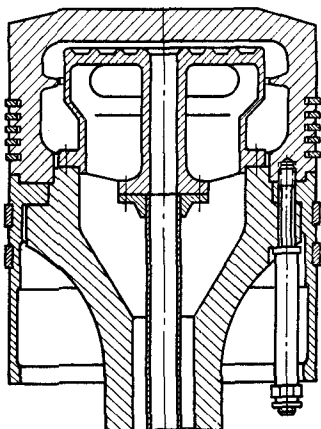


Рис. 272. Поршень двигателя Зульцер

которые были характерны для ранних конструкций. Поршень изготовлен из стали; направляющая часть покрыта (способом электронаплавки) чугуном во избежание задигов. После испытаний колец различной конструкции и размеров наиболее надежными были признаны кольца прямолинейной формы высотой 10 мм с косым замком под углом  $45^\circ$  (без стопоров).

На последних конструкциях двигателя Доксфорд, имеющих диафрагму, отделяющую пространство цилиндра от пространства картера, введено охлаждение нижнего поршня с подводом масла по телескопической трубе.

На рис. 273 изображен поршень двигателя MAN с петлевой схемой газообмена. Поршень состоит из трех частей: стальной литой головки 1 с днищем, юбки 4 и литого чугунного направляющего кольца 12. В головке поршня размещены шесть поршневых колец 14. На нижнем торце юбки поршня для большей жесткости прикреплено стальное кольцо 5. Для предохранения юбки поршня от заедания на ней доставлено кольцо 11 из свинцовистой бронзы. К головке поршня длинными шпильками 13 крепит-

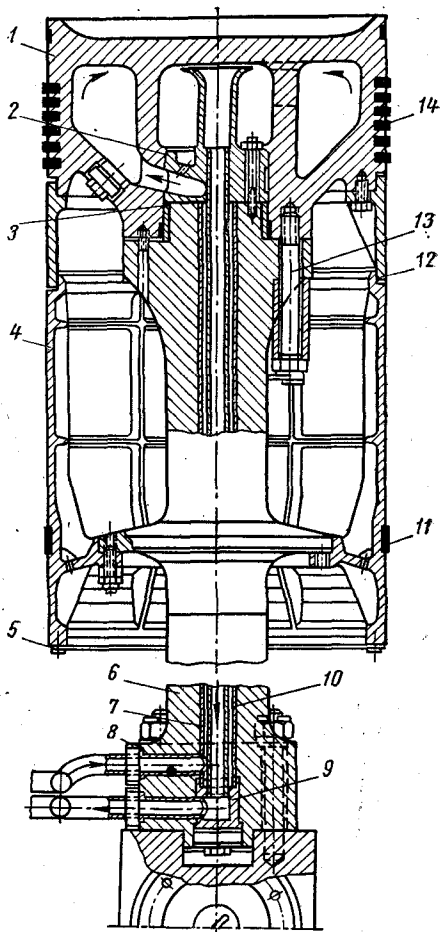


Рис. 273. Поршень двигателя MAN



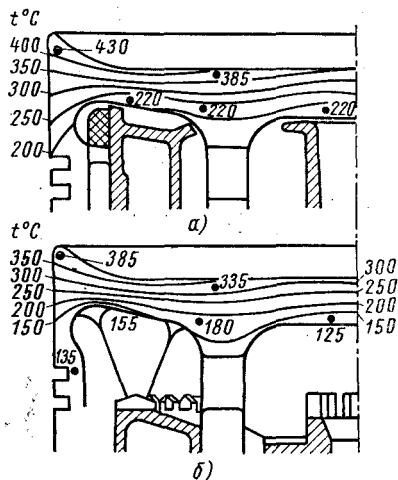


Рис. 274. Головка поршня двигателя MAN серии KZ

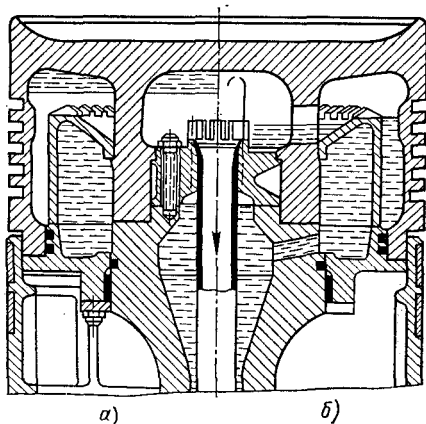


Рис. 275. Система охлаждения поршня двигателя MAN серии KZ:

*а* — при движении около в. м. т.; *б* — при движении около н. м. т.

ся шток 6 поршня. Охлаждающая поршень вода по трубке с фланцем 8, прикрепленным к штоку поршня, и наружной трубке 10 направляется в камеру головки поршня, омывает ее, а затем через насадок 2 с раструбом по внутренней трубке 7 отводится через муфту 9. Для предотвращения утечки воды в цилиндре в местах присоединения штока расположены уплотнительные кольца 3.

Поршни двигателей серии KZ фирмы MAN с цилиндрами диаметром 700 мм и выше охлаждаются водой; поршни двигателей той же серии с цилиндрами диаметром 570 и 600 мм имеют масляное охлаждение. Внутри поршня имеются вставки, обуславливающие течение масла через узкие щели между днищем поршня и этими вставками с большой скоростью и интенсивной турбулентностью (рис. 274, *а*). Для увеличения интенсивности распыливания масла внутри полости головки поршня струи масла поступают с большой скоростью из нескольких сопел и омывают днище поршня (рис. 274, *б* и рис. 275). Когда силы инерции направлены вверх, слой масла, прилегая к днищу, отбирает тепло от последнего (рис. 275, *а*). При обратном направлении сил инерции часть масла вытекает из полости через центральную трубу, вмонтированную в полый шток. Остальное масло выжимается в карманы, имеющиеся в полости охлаждения (рис. 275, *б*). Применение описанного способа позволяет снизить температуру днища почти на 70° С по сравнению со снижением температуры при проточном охлаждении.

Охлаждение поршня путем опрыскивания маслом внутренней поверхности поршня осуществляется чаще в двигателях с малым

Основные параметры некоторых двигателей и их поршней

Параметры	Судовые и тепловозные тронковые				
	Геттаверкен TOP	Нэпир «Номад»	Мицубиси 24 $\frac{15}{20}$	Мицубиси- Нагасаки GUET $\frac{44}{55}$	40Д
Число цилиндров . . . . .	10	12	24	9	12
Диаметр цилиндра в мм . . .	185	152,4	150	440	230
Ход поршня в мм . . . . .	2×230	187,3	200	550	300
Мощность в л. с. . . . .	3250	2700	3500	6000	2500
Число оборотов в минуту	1000	2050	1650	380	780
Среднее эффективное давлени- е в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	11,8	14,4	11,3	9,44	9,7
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	7,67	12,8	11,0	6,97	7,8
Удельная поршневая мощ- ность в л. с./дм <sup>2</sup> . . . . .	60,5	123	83,1	44,1	50,4
Мощность, отнесенная к од- ному поршню, в л. с. . . .	162	226	146	667	208
Параметр термической на- пряженности $\frac{N_e}{D}$ л. с./см	8,78	14,8	9,75	15,15	9,05
Тип поршня . . . . .	Состав- ной	С отъ- емной головкой	Состав- ной	С отъ- емной головкой	Состав- ной
Материал: юбки или стакана . . . . .	Алюминиевый сплав			Чугун	Перлит- ный чугун
головки . . . . .	—	Сталь		Хромо- никеле- вая сталь	Высоко- прочный чугун
вставки . . . . .	—	—	—	—	Сплав АК6
Охлаждение поршня . . . .	Масля- ное	Масля- ное цир- куля- ционное со взбал- тыванием	Масля- ное	Масля- ное цир- куля- ционное	Масля- ное со взбалты- ванием

двигатели		Крейцкопфные судовые двигатели				
Нэпир «Делтик»	Фербенкс- Морзе 38TD 8 $\frac{1}{8}$	Зульцер 9RSAD76	Гета- веркен	Доксфорд 67PT	MAN KZ $\frac{78}{140}$	7ДКРН $\frac{74}{160}$
18	12	9	12	6	—	7
130	206,4	760	760	670	780	740
2×184	2×254	1550	1550	2100	1400	1600
3100	3600	11 700	15 000	10 140	—	8750
1700	900	119	115	120	120	115
7,85	8,8	7,0	7,4	8,58	—	7,1
12,3	7,63	6,15	5,6	$\frac{5,53}{2,88}$	5,6	6,13
64,2	44,5	28,6	29	31,5	25,1	29
87	150	1300	1250	1690	1200	1200
6,65	7,45	19	16,5	25,2	15,4	16,5
Составной						
Алюминие- вый сплав	Чугун					
—	Чугун	Сталь	Хромо- молиб- деновая сталь	Сталь	Сталь (литье)	Легирован- ная сталь (литье)
Под коль- цо—сталь, под палец— алюминие- вый сплав	—	—	—	—	—	—
Масляное циркуля- ционное со взбалты- ванием	Масля- ное со взбалты- ванием	Масляное		Впускной поршень— масляное, выпускной— пресной водой	Масляное или пресной водой	Масляное

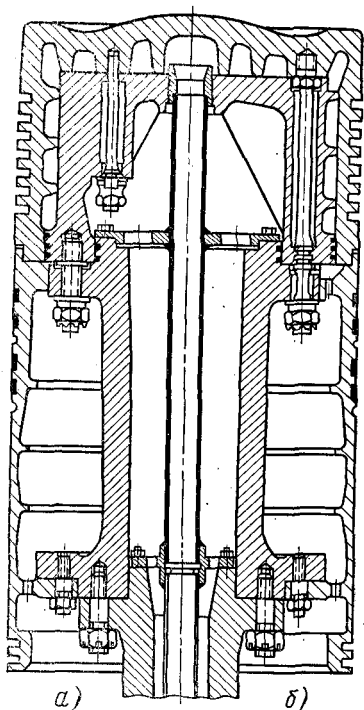


Рис. 276. Конструкции поршня  
дизеля Фиат:  
а — существующая; б — новая

диаметром цилиндра. В этом случае необходимо обеспечить опрыскивание всей внутренней поверхности ребренного днища (включая и периферию). Охлаждение поршня этим способом применено в двухтактных двигателях типа GMC 71, а также в двигателях типа ЯАЗ и др. Поршень указанных двигателей отливается из перлитного ковкого чугуна, обладающего достаточно высокой износостойкостью и прочностью, вследствие чего оказалось возможным осуществить ажурную и легкую конструкцию.

К другим преимуществам чугунных и стальных поршней (что особенно важно при высокой удельной мощности двигателя), как известно, относится малое уменьшение их прочности при повышении температуры и малый коэффициент линейного расширения. Это позволяет устанавливать меньшие зазоры, что обуславливает меньшее количество прорывающихся между поршнем и стенкой цилиндра газов. К преимуще-

ствам чугунных и стальных поршней следует также отнести меньшую шумность работы двигателя.

На рис. 276 показана конструкция поршня судового дизеля Фиат большой мощности. Тонкостенная конструкция поршня, усиленная внутри ребрами, после проверки на действующих дизелях ( $D = 900$  мм) и некоторого изменения (рис. 276, б) была установлена на новом дизеле с цилиндровой мощностью 3250—3300 л. с. ( $D = 1060$  мм,  $S = 1800$  мм). Фирма начала производство этого дизеля с 12 цилиндрами; его мощность должна быть около 40 000 л. с. при  $n = 108$  об/мин,  $p_e = 8,6 \div 8,7$  кг/см<sup>2</sup>.

В табл. 11 приведены параметры ряда двигателей и их поршней.

## § 64. Органы газораспределения

Несмотря на большое количество проведенных исследований, главным образом аналитических, следует констатировать тот факт, что до настоящего времени еще нет полноценных методов для определения формы и размеров органов газораспреде-

ния и параметров процесса газообмена. Многочисленные факторы, влияние которых на протекание процесса течения газов и воздуха через органы газораспределения и смежные системы не поддается учету, обуславливают значительное расхождение теории и практики, особенно для комбинированных двигателей.

К числу таких факторов следует отнести:

1. Неустановившийся характер процесса течения газов через органы газораспределения и другие участки газовой воздушного тракта.

2. Трудность учета влияния геометрических и конструктивных параметров составных звеньев двигателя (цилиндр, органы газораспределения, выпускная и впускная системы), к которым относятся параметр  $\frac{S}{D}$ , форма и размеры переходных патрубков (от цилиндра к трубопроводам), форма, диаметр и длина трубопроводов и т. п.

3. Параметры процесса на впуске в цилиндр и на выпуске, начальные параметры в цилиндре и граничные условия в выпускной системе.

4. Система газораспределения, влияющая на направление воздушного потока в цилиндре и на поле давлений и скоростей в цилиндре; система смесеобразования.

Кроме того, при проектировании группы газораспределения надо учитывать технологические и эксплуатационные факторы, в значительной степени влияющие на надежность и долговечность конструкции. Форма и размеры органов газораспределения (впускных и выпускных окон) могут способствовать закоксовыванию их и повышенному износу цилиндров. Необходимо охлаждение перемычек выпускных окон или отвод теплоты от выпускных клапанов и т. п.

Напомним, что для комбинированных двигателей характерны повышенные давления на впуске, повышенная удельная мощность и особенно значительное влияние выпускной системы на процесс в цилиндре.

Вследствие трудности составления в общем виде соотношений, связывающих конструктивные параметры группы газораспределения с параметрами процесса, определяющими степень очистки и наполнения, следует проводить специальные эксперименты. Последние должны преследовать в первую очередь цель составления указанных зависимостей, особенно если эти эксперименты являются узко утилитарными и связаны с доводкой опытного образца, как это наблюдается в большинстве случаев.

К впускным органам (обычно окнам) предъявляются следующие основные требования:

1) время-сечение окон должно обеспечивать пропуск необходимого количества воздуха для продувки и наполнения цилиндра;

2) форма окон должна обуславливать заданное направление потока воздуха в цилиндре для получения хорошего качества газообмена и необходимую степень завихрения для процесса образования смеси;

3) размеры впускных окон и фазы их открытия должны быть выбраны таким образом, чтобы при достаточно большом время-сечении было ограничено забрасывание продуктов сгорания в ресивер продувочного воздуха, допускаемое обычно в начале открытия окон и обуславливающее смешивание продуктов сгорания с воздухом и нагрев последнего, а также задержку его поступления в цилиндр;

4) кривая изменения площади открытия органов по времени должна характеризоваться по возможности резким увеличением этой площади в начале открытия, когда получается значительный перепад давлений между впускной системой и цилиндром, обуславливающий повышенную скорость течения воздуха.

Для впускных органов основными требованиями являются следующие:

1. Обеспечение достаточного время-сечения для выпуска продуктов сгорания (включая часть воздуха, попадающего в выпускную систему). При этом момент начала открытия выпускных органов должен быть согласован с общим потребным время-сечением выпуска и с время-сечением предварения выпуска. Уменьшение время-сечения предварения выпуска для увеличения полезного хода поршня может привести к завышенным давлениям в цилиндре в момент начала открытия впускных органов (при сохранении неизменным этого момента).

Допускаемое значение этого давления устанавливается экспериментальным путем.

2. Резкое увеличение площади открытия выпускных органов в начале открытия.

На качество процесса газообмена влияет также изменение время-сечения (угол-сечения) по углу поворота коленчатого вала. Протекание кривых изменения  $\int f dt$  ( $\int f d\alpha$ ) должно характеризоваться интенсивным нарастанием ординат (в начальной стадии периода открытия органов газораспределения); при этом степень нарастания ординат кривой, относящейся к выпуску, не должна (по возможности) особенно резко отличаться от степени нарастания ординат кривой, относящейся к впуску.

Большое время-сечение впускных и выпускных органов при одновременном их открытии может вызвать излишнее увеличение расхода воздуха и, наоборот, при малом время-сечении может ухудшиться очистка. Оптимальное значение может быть установлено только экспериментально. Для обеспечения очистки и наполнения недостаточно выполнения лишь указанных условий. Кроме отмеченных факторов, имеют значение давление продувки — наддува  $p_k$ , противодавление на выпуске  $p_p$ , начальные па-

раметры процесса, а также форма органов газораспределения, схема продувки, отношение  $\frac{S}{D}$  и другие параметры.

Ниже приводятся некоторые сведения, относящиеся к выбору конструктивных элементов органов газораспределения двухтактных быстроходных двигателей, составленные на основании экспериментов и статистических данных и справедливые также для двухтактных двигателей повышенной удельной мощности.

Выбор схемы газораспределения (прямоточная клапанно-щелевая, прямоточная щелевая, петлевая и т. п.) в значительной степени предопределяет конструкцию органов газораспределения. Задача конструктора заключается в выборе формы и количества окон и клапанов, их расположения на поверхности цилиндра или соответственно в его головке при известном время-сечении, в конструировании передаточных механизмов и клапанов. При этом не следует забывать о целесообразности максимального разделения процессов выпуска и впуска. Разделение получается тем полнее, чем меньше выбранный механизм газораспределения будет связан с управлением поршнем.

Конструирование группы газораспределения можно начинать как с впускных, так и с выпускных органов.

Впускные органы обычно делают в виде окон различной формы. Ранее были описаны применяемые формы впускных окон и их особенности [49].

Конструирование впускных окон целесообразно начинать с определения их суммарной ширины; последняя должна быть по возможности большей, чтобы получить широкий поток воздуха, уменьшить длину окон и увеличить коэффициенты расхода вследствие уменьшения потребной высоты окон.

Размеры перемычек между окнами следует выбирать с учетом условий прочности. Необходимо учитывать существующие конструкции элементов группы газораспределения аналогичной схемы и в первую очередь относительные размеры перемычек. Размеры перемычек между окнами как при прямоточных, так и при петлевых схемах газообмена выбирают на основе данных конструкций, находящихся в эксплуатации. Не следует забывать, что слишком широкие перемычки между впускными окнами обуславливают относительно большое «мертвое» пространство, не заполненное потоками продувочного воздуха, что не может не влиять на качество очистки. При широких перемычках в цилиндре на стороне впуска создаются благоприятные условия для перемешивания входящего в цилиндр воздуха с продуктами сгорания, что ухудшает качество газообмена.

Общая ширина окон в двигателе с прямоточной схемой газообмена находится в пределах 0,55—0,75 длины окружности цилиндра, а в двигателе с петлевой поперечной схемой газообмена — в пределах 0,23—0,35 этой длины.

Возможны самые разнообразные сочетания форм и расположения окон, обеспечивающие хорошее качество очистки и наполнения цилиндра. На это указывает богатый опыт многочисленных заводов и исследовательских институтов, опыт лаборатории МВТУ им. Баумана, а также других организаций. Напомним, что на заводах Юнкерс в течение почти 30 лет велись работы по доводке двухтактных авиадизелей УМО с противоположно движущимися поршнями, причем значительное внимание уделялось подбору числа рядов, формы и размеров впускных окон, а также их сочетанию с конструктивными факторами и параметрами процесса (отношением  $\frac{S}{D}$  давлением продувки — наддува, противодавлением на выпуске и т. п.). Данные работы так и не были закончены. А. С. Орлин также многие годы посвятил экспериментально-исследовательской и теоретической работе по выявлению аналогичных и других факторов для различных систем газообмена двухтактных быстроходных двигателей, в том числе с повышенным давлением наддува.

Обобщенные рекомендации вопроса о рациональной форме впускных окон и их расположения из-за сложности не могут быть даны даже при разделении двухтактных двигателей на большое число групп по их назначению, быстроходности, размерам цилиндров, параметрам процесса и конструктивным признакам. Нередко окна определенной формы и расположения обуславливают хорошие результаты для двигателей одной группы и плохие для двигателей, сравнительно мало отличающихся от предыдущих по размерам, назначению и напряженности.

Не следует забывать, что, кроме газообмена, направление кромок впускных окон и расположение последних оказывают значительное влияние на процесс смесеобразования и индикаторные показатели двигателя.

При большом количестве круглых окон их время-сечение значительно меньше, чем прямоугольных. Прямоугольные окна обычно занимают всю высоту продувочного пояса или значительную его часть; то же относится к окнам, выполненным в виде параллелограмма, и в известной степени к окнам овальной формы.

Для уменьшения сопротивления на входе впускные окна должны иметь закругленные наружные кромки.

Большое влияние на качество очистки и наполнения цилиндра оказывает форма подводящих каналов в продувочной камере, их расположение относительно впускных окон и размеры сечений каналов. При всех условиях целесообразно увеличивать объемы продувочного ресивера и размеры сечений. Наиболее ограничена возможность увеличения местных объемов ресивера (около впускных окон) в двигателях с малыми габаритными размерами. В этом случае конструированию впускных органов должно быть уделено особое внимание. Известны случаи, когда часть впускных



окон почти не участвовала в пропускании воздуха вследствие локального падения давления во впускной системе около окон.

Выпускные органы могут быть выполнены в виде окон, управляемых поршнем, или в виде клапанов. При выборе ширины выпускных окон можно руководствоваться указаниями, сделанными относительно ширины впускных окон. Чтобы уменьшить сопротивление потоку, входные кромки выпускных окон следует несколько скруглять, причем верхняя кромка должна иметь минимальные скругления. Этим предотвращается возникновение импульса газа непосредственно перед открытием выпускных окон. Форма боковых кромок, и особенно нижней, не имеет существенного значения: во время процесса выпуска нижней направляющей потока газов служит кромка поршня. Перемычки между окнами следует конструировать с учетом охлаждения зоны цилиндра, расположенной около окон.

Направление осей окон обычно выбирают по аналогии с существующими двигателями при использовании опыта заводов. Обобщенные данные для выбора расположения окон, как и для прямоточных схем газообмена, отсутствуют.

Выпускным окнам при проектировании часто уделяется меньше внимания, что следует признать не совсем правильным. Основным фактором, который учитывается конструкторами, является площадь окон и время-сечения выпуска. Выпускные окна, как правило, имеют четырехугольную форму. При проектировании следует учитывать форму и размеры выпускной системы, в частности, расположение и размеры сечений каналов в смежных с выпускными окнами областях.

Многообразие факторов, влияющих на качество процесса газообмена, обуславливает тот факт, что выбор формы и расположения как впускных, так и выпускных окон обычно основан на конструктивных соображениях и не связан с использованием данных газодинамики.

Для улучшения обтекаемости головка клапана должна иметь выпуклую форму со стороны камеры сгорания. Этот фактор в двухтактных двигателях имеет большее значение, чем в четырехтактных. Клапан должен обладать минимальной массой, так как от этого в значительной степени зависят размеры клапанных пружин. Зазоры между краями головки клапана и стенкой цилиндра должны быть установлены с учетом обеспечения достаточных проходных сечений в направлении оси цилиндра, что в двухтактных двигателях также имеет большее значение, чем в четырехтактных.

При одноклапанной конструкции, применяющейся в некоторых стационарных и судовых двигателях, в клапанном механизме возникают большие силы инерции, являющиеся следствием относительно большой массы и значительного подъема клапана (для получения потребного время-сечения выпуска), в результа-

те чего нередко возникают затруднения с подбором и размещением пружин. Однако при одном выпускном клапане упрощается конструкция механизма газораспределения и крышки цилиндров.

Практика эксплуатации большого количества судовых дизелей с клапанно-щелевой схемой газообмена подтверждает их надежность в работе. Современные судовые двигатели большой мощности часто строят с одним клапаном (двигатели Бурмейстер и Вайн, Гетаверкен и др.).

Конструкции с тремя выпускными клапанами, применяемые в судовых двигателях Мицубиси UEC и в автомобильных двигателях Крупп М 713, особых преимуществ перед четырехклапанными не имеют. Конструкция с четырьмя клапанами, применяемая заводами Сторк, Веркспур и Джeneral Моторс, имеет большие перспективы. Применение большого числа клапанов способствует увеличению скорости нарастания проходного сечения органов выпуска и улучшению качества газообмена, а также дает возможность получить более интенсивный импульс выпускных газов. Последнее зачастую обуславливает упрощение элементов выпускной системы. С увеличением числа клапанов диаметр их уменьшают, вследствие чего понижается их тепловая напряженность, а также упрощается получение потребного время-сечения и размещение пружины. Конструкцию клапана проще сделать жесткой; его легче притереть при ремонте, а форсунку можно расположить в центре камеры сгорания, что улучшает форму камеры сгорания в отношении смесеобразования.

Четырехклапанную конструкцию рационально применять при низких отношениях  $\frac{S}{D}$ . Наряду с наличием преимуществ имеются и значительные трудности в осуществлении двигателя с четырьмя клапанами в головке цилиндра.

Основные трудности связаны с конструированием механизмов привода к клапанам, а также головки цилиндра, особенно когда выпускной трубопровод располагается с одной стороны блока цилиндров. Увеличение числа клапанов затрудняет отвод теплоты от наиболее горячих мест головки цилиндра. Недостатком является также большая суммарная поверхность головок клапанов, способствующая образованию застойных зон, ухудшающих очистку. Этот недостаток можно частично устранить сдвигом фаз открытия каждой из двух пар клапанов. Однако делать сдвиг фаз большим не представляется возможным, так как обычно при проектировании газораспределения быстроходного двигателя и без этого мероприятия приходится выбирать предельно большие углы открытия клапанов; дальнейшее увеличение их ведет к снижению мощности двигателя.

Отдельные современные двухтактные двигатели имеют два клапана; это относится, например, к некоторым судовым и авто-

тракторным конструкциям. Применение двух клапанов позволяет упростить конструкцию передаточных механизмов, уменьшить объем вихревых мешков под клапанами, более просто осуществить канализацию выпускных газов и создать сравнительно несложную конструкцию головки цилиндров.

Весьма напряженными деталями в двухтактных двигателях с клапанно-щелевой схемой газообмена (особенно в форсированных) являются клапаны. Необходимо напомнить, что в двигателях этого типа время-сечение выпуска получается недостаточным при достижении удовлетворительных значений ускорений в клапанном механизме. Создание комбинированных двигателей связано с необходимостью увеличения время-сечения выпуска, вследствие чего требуется применение профилей кулачков, обуславливающих повышенную скорость открытия и закрытия клапанов. Ограничивающими факторами во всех случаях являются величины положительных и отрицательных ускорений. Предельные значения ускорений зависят в значительной степени от конструкции деталей передаточного механизма.

Фирма Мицубиси для уменьшения силы удара и напряжений в контактных поверхностях привода, а также шума деталей привода применяет в последних конструкциях специальные масляные амортизаторы.

Трудность конструирования клапанных пружин объясняется высокой скоростью открытия и закрытия клапанов. Приходится считаться с возможностью появления повышенных вибрационных напряжений, резонанса в рабочем диапазоне режимов и поломок пружин.

Исследования, проведенные фирмой Мицубиси, привели к предположению, что демпфирование пружины возникает в основном на участках, граничащих с местом посадки витков; внутреннее же трение в материале и вязкостное сопротивление не имеют существенного значения.

Напряжения в деталях привода могут быть уменьшены путем улучшения профиля кулачка, что и было выполнено фирмой Гетаверкен с помощью расчетов, проведенных на электронно-вычислительной машине. Был предложен более рациональный профиль кулачка, у которого участок, соответствующий подъему клапана, образован четырьмя кривыми.

Работоспособность клапанов, как известно, связана в значительной степени с их теплонапряженностью, что обуславливает необходимость продуманного выбора жаростойкого материала для изготовления головки, а также отыскания способов понижения ее температуры. Так, фирма Гетаверкен при изыскании путей повышения срока службы клапанов за счет уменьшения температуры в последних конструкциях, имеющих выпускной клапан увеличенных размеров, сместила период открытия клапанов к н. м. т., продлив такт расширения [66].

В отношении преимуществ и недостатков верхнего и нижнего расположения распределительного вала справедливы положения, опубликованные в литературе, относящиеся к газораспределению четырех- и двухтактных двигателей. При проектировании газораспределения двухтактных двигателей большей удельной мощности надо учитывать необходимость уменьшения масс поступательно движущихся частей, а также выполнения системы передач, рациональной в отношении величины бокового давления на клапан и габаритов деталей механизма.

Определенное значение имеет исследование начального периода поступления воздуха в цилиндр, задержки начала впуска воздуха после открытия впускных органов, а также процесса забрасывания продуктов сгорания в ресивер, его продолжительности и влияния на последующие процессы в цилиндре. До настоящего времени исследователи недостаточно учитывают влияние фактора, от которого зависит не только величина эффективного время-сечения впускных органов, но и характер протекания процесса наполнения.

Явление забрасывания ведет к усиленному закоксовыванию впускных окон, что при небольших размерах последних ведет к значительному уменьшению эффективного время-сечения периода продувки. Определить фактическое количество забрасываемых продуктов сгорания расчетным путем пока не представляется возможным, так как оно зависит как от конструктивных данных, так и от параметров процесса и определяется неустановившимся характером течения газов. Поэтому экспериментальное определение начала и продолжительности забрасывания является пока единственным надежным критерием при определении количества забрасываемых продуктов сгорания. В проблемной лаборатории комбинированных двигателей МВТУ им. Баумана начало и продолжительность забрасывания определялись с помощью электротермоанемометра ЭТАМ-ЗА конструкции ВЭМ при использовании электронного стабилизатора.

Конструкторам и исследователям не следует забывать, что для двухтактного двигателя, особенно комбинированного, в общем случае весьма трудно перенести результаты, полученные при исследовании газообмена на одноцилиндровой установке, на развернутый (многоцилиндровый) двигатель. В первую очередь это касается тех конструкций, которые имеют выпускную систему в виде трубопровода, связанного непосредственно с несколькими цилиндрами, а также всех тех двигателей, у которых выпускная система значительно отличается от выпускной системы экспериментального двигателя. Сказанное в большей степени относится к быстроходным двухтактным двигателям с петлевой схемой газообмена, в которых процесс в цилиндре при газообмене особенно запутан и у которых коэффициент остаточных газов нередко достигает 30% и более.

Констатируя исключительное значение эксперимента в рассматриваемом вопросе, укажем на необходимость создания новых (полноценных) методов экспериментальных исследований процессов двухтактных быстроходных двигателей повышенной мощности.

Напомним еще раз о важности соблюдения условий экспериментальных, в первую очередь стендовых испытаний, которые должны (по возможности) максимально приближаться к эксплуатационным условиям.

Отдельные организации разрабатывают специальную систему стендовых испытаний, воспроизводящих эксплуатационные режимы работы двигателей. В частности, национальная морская ассоциация во Франции определила условия длительных испытаний дизелей установленных на судах. То же относится к системе испытаний тепловозных дизелей.

Определению связи коэффициента расхода с конструктивными и геометрическими параметрами посвящено большое количество работ. Однако почти все они основываются на рассмотрении процесса течения газов через газораспределительные органы как установившегося или как квазистационарного. Значения этих коэффициентов, полученные при экспериментах, колеблются в весьма широких пределах.

Результаты проведенных опытов нередко весьма противоречивы. Это касается как значений коэффициентов, так и законов их изменения в зависимости от параметров процесса и конструкций. До настоящего времени еще не было проведено полноценных исследований, устанавливающих значения указанных коэффициентов (или им подобных) в динамических условиях и их зависимости в этих же условиях от таких факторов, как конструкция органов газораспределения, скорость и законы их открытия, перепад давлений.

Исключительно важным вопросом следует считать построение такой группы газораспределения и системы передаточного механизма, которые обеспечили бы возможность получения близкого к заданному изменения крутящего момента в зависимости от числа оборотов при хорошей экономичности двигателя. К сожалению, до настоящего времени даже для обычных транспортных двухтактных двигателей этому актуальному вопросу не уделялось должного внимания. Между тем построенные транспортные двигатели очень часто имеют тот недостаток, что качество процессов газообмена является удовлетворительным лишь в узком диапазоне изменения числа оборотов. Качество указанных процессов в двигателях наземных транспортных машин при отклонении скоростного режима от режима, соответствующего максимальному крутящему моменту, ухудшается настолько значительно, что вместе с изменением эффективной мощности резко возрастает расход топлива.

При сохранении хорошего качества очистки с уменьшением числа оборотов наблюдается значительная утечка продувочного воздуха в выпускные органы. При увеличении числа оборотов, как правило, качество очистки — наполнения ухудшается. Одной из основных причин, вызывающих отмеченные недостатки, является «жесткая» диаграмма газораспределения, свойственная конструкции механизма газораспределения двухтактных двигателей. В четырехтактных двигателях время-сечение выпускных и впускных органов, изменяющееся с изменением числа оборотов, не влияет так значительно на качество процессов газообмена, как в двухтактных двигателях.

Для обеспечения соответствия время-сечения органов газораспределения количеству воздуха и продуктов сгорания, пропускаемых через сечения органов на различных скоростных режимах, конструкция органов газораспределения должна быть такой, чтобы их время-сечение изменялось с изменением числа оборотов по заданному закону. Этот закон может быть установлен только экспериментальным путем.

Заслуживает внимания работа И. В. Свистунова и А. А. Курица, посвященная вопросу создания транспортного двухтактного двигателя с переменной диаграммой газораспределения, работающего с турбиной выпускных газов [49]. В предлагаемой конструкции (см. рис. 44, б) применена оригинальная кинематическая схема и конструкция привода выпускного поршня-золотника, позволяющая изменять величину время-сечения выпуска и степень сжатия.

Переменная диаграмма газораспределения и распределяемый выпуск могут быть осуществлены и в двигателях с клапанно-щелевой схемой газообмена.



## ОСОБЕННОСТИ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ КОМБИНИРОВАННЫХ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ



### § 65. Воздухоснабжение судовых малооборотных двигателей большой мощности

Комбинированные судовые малооборотные двухтактные двигатели начали бурно развиваться в начале 60-х годов XX в. К этому времени ведущие двигателестроительные фирмы уже имели хорошо налаженное производство судовых двигателей без наддува, которые отличались многообразием применяемых схем газообмена. Стремление приспособить существующие конструкции двигателей к новым условиям работы (совместно с газовой турбиной на выпуске и с компрессором на впуске), опыт работы, а также патентные ограничения — вот основные причины появления большого числа различных схем воздухоснабжения комбинированных судовых двухтактных двигателей большой мощности.

Для развития схем воздухоснабжения этого класса двигателей за последние годы характерно повышение давления наддува, постепенный отказ от навесных на двигателе вспомогательных или продувочных насосов, тщательная отработка конструкции элементов газоздушного тракта двигателя с целью уменьшения аэродинамических сопротивлений в нем и т. п.

В современных малооборотных судовых двухтактных двигателях большой мощности применяются все рассмотренные выше схемы воздухоснабжения.

Первый судовой двухтактный двигатель большой мощности с газотурбинным наддувом выпустила фирма Бурмейстер и Вайн. Это был шестицилиндровый двигатель простого действия с прямой клапанно-щелевой схемой газообмена ( $D = 740$  мм,  $S = 1600$  мм,  $N_e = 6500$  л. с. при  $n = 115$  об/мин).

В двигателях Бурмейстер и Вайн применяется импульсная система газотурбинного наддува (рис. 277). Турбокомпрессор 1 засасывает воздух из машинного отделения, подает его в холодильник 3 и далее в ресивер 4 двигателя. В холодильнике воздух

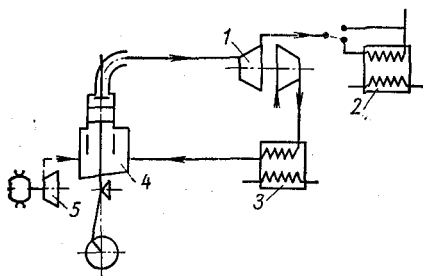


Рис. 277. Схема наддува двигателей Бурмейстер и Вайн

охлаждается до температуры, примерно на  $10^\circ$  превышающую температуру охлаждающей воды. Двигатели хорошо работают на всех нагрузках и пускаются без затруднений. При пуске двигателя к турбине турбокомпрессора через специальные воздушные сопла подается сжатый воздух. Работа компрессоров контролируется по тахометру. Прежде чем включить подачу топлива, необходимо подать сжатый воздух в газовую турбину и только убедившись по тахометру, что компрессор набрал нужное для пуска число оборотов, включить подачу топлива. На двигателях устанавливается также небольшая аварийная воздуходувка 5 с приводом от электродвигателя. При выходе всех турбокомпрессоров из строя воздуходувка обеспечивает подачу воздуха, достаточную для работы двигателя при числе оборотов вала около 70% полных. Выпускные газы после турбины проходят или в утилизационный котел 2, или непосредственно в выпускную трубу.

У двигателей без наддува  $p_i = 6,8 \text{ кг/см}^2$  и  $\eta_m = 0,82$ . Первые двигатели с газотурбинным наддувом работали при  $p_i = 8 \text{ кг/см}^2$  и  $\eta_m = 0,89$ . За последние годы среднее индикаторное давление выросло до  $10 \text{ кг/см}^2$  при  $\eta_m = 0,91$ , а цилиндровая мощность двигателей типа 84VT2BF-180 (ДКРН  $\frac{84}{180}$ )  $N_{eч} = 2300 \text{ л. с.}$  при длительной работе и  $n = 114 \text{ об/мин}$ ,  $p_k = 1,88 \text{ кг/см}^2$ ,  $p_z = 67 \text{ кг/см}^2$  и  $g_e = 156 \text{ г/(л. с. ч)}$  (рис. 278).

Импульсную систему газотурбинного наддува имеют также двухтактные двигатели с прямоточной клапанно-щелевой схемой газообмена Мицубиси UES, Сторк и Доксфорд.

Особенностью системы наддува двигателей Сторк является отсутствие вспомогательного компрессора. Двигатель хорошо пускается и работает на всех режимах, включая и длительную

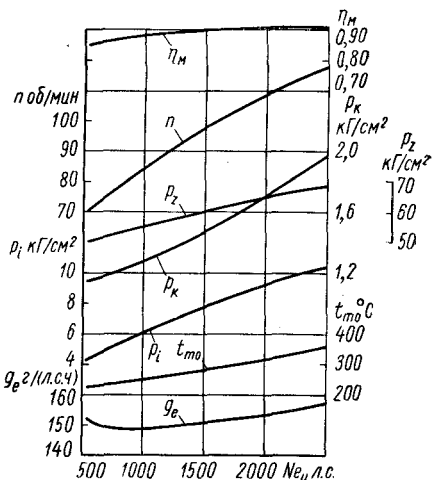


Рис. 278. Винтовая характеристика двигателей Бурмейстер и Вайн типа

84VT2BF-180 (ДКРН  $\frac{84}{180}$ )



работу на холостом ходу при  $n = 18$  об/мин только с системой газотурбинного наддува.

Успешному решению задачи газотурбинного наддува двигателей Сторк способствовало:

а) очень хорошее использование импульса выпускных газов благодаря правильному подбору турбокомпрессора и применению на каждые два цилиндра одного турбокомпрессора, вследствие чего уменьшаются длина выпускных трубопроводов, объем выпускной системы и потери давления;

б) применение четырех выпускных клапанов, обуславливающих быстрое увеличение по времени проходного сечения выпуска и получение наибольшего импульса выпускных газов.

Перед пуском двигателя к турбокомпрессору подается сжатый воздух, и число оборотов ротора увеличивается до 2000 в минуту. После этого включается подача топлива, и двигатель пускается. На полной нагрузке газовые турбины развивают мощность, равную 10% мощности двигателя. Максимальное число оборотов ротора турбокомпрессора  $n_{тк} = 7500$  об/мин, на холостом ходу  $n_{тк} = 1000$  об/мин, что обеспечивает достаточную для бездымной работы подачу воздуха.

При применении газотурбинного наддува теплоотдача в воду у двигателей Сторк без наддува уменьшается с 17 до 14%. Благодаря значительному избытку продувочного воздуха ( $\varphi = 1,3$ ) тепловая нагрузка двигателя с наддувом не превышает тепловой нагрузки двигателя без наддува.

Фирма Сторк провела исследования по дальнейшему форсированию двигателя до  $p_e = 10,9$  кг/см<sup>2</sup> при максимальном давлении в цилиндре около 71 кг/см<sup>2</sup>. Это дает возможность на двигателе типа SW 90/170 (ДКРН  $\frac{90}{170}$ ) иметь цилиндровую мощность  $N_{ец} = 3000$  л. с. при  $n = 115$  об/мин и  $g_e = 140$  г/(л. с. ч). Положительные результаты получены при испытании системы воздухообеспечения с двумя турбокомпрессорами: выпускные газы из двигателя попадают в турбокомпрессор с импульсной турбиной и далее в турбокомпрессор с турбиной, имеющей постоянное давление на входе.

Наиболее мощными двигателями фирмы Мицубиси являлись двигатели типа UEC 85/160 (ДКРН 85/160) серий А и С. Двигатели серии С имеют большую жесткость остова и повышенное давление  $p_k$  (рис. 279) вследствие увеличения время-сечения впускных окон и выпускных клапанов (на двигателе их три), улучшения конструкции выпускного трубопровода и повышения к. п. д. турбокомпрессора путем увеличения объема воздушного ресивера двигателя (для снижения колебаний давления в нем). Теплонапряженность двигателя уменьшена в результате улучшения охлаждения, специального подбора материалов деталей, окружающих камеру сгорания, и формы камеры сгорания. Поршень



Другие двигатели большой мощности имеют комбинированную схему наддува.

На двухтактных двигателях большой мощности применяется схема комбинированного наддува, при которой сжатие воздуха производится последовательно в турбокомпрессоре и в приводном компрессоре, реже параллельно и смешанным способом.

В качестве турбокомпрессора применяются агрегаты с импульсной турбиной и с турбиной постоянного давления. Импульсную турбину применяют на двигателях MAN, Зульцер и Доксфорд, турбину с постоянным давлением на входе — на двигателях Фиат, Гетаверкен, MAN, Зульцер и др.

Широкое распространение турбины постоянного давления объясняется более простой конструкцией выпускной системы в этом случае, возможностью применения меньшего числа турбокомпрессоров и установкой их в любом месте. Кроме того, турбина постоянного давления меньше подвержена опасности разрушения обломками поршневых колец и имеет более высокий к. п. д., чем импульсная. Переоборудование двигателей для газотурбинного наддува проще и дешевле осуществить в случае применения турбины постоянного давления.

Наиболее широкое распространение получила схема последовательного соединения турбокомпрессора и приводного компрессора. Такая схема применяется на двигателях Зульцер, Доксфорд, Фиат, MAN, Гетаверкен и др.

На двигателях Зульцер и MAN в качестве вспомогательных продувочных насосов используются подпоршневые полости; на двигателях Зульцер эти полости включаются последовательно с турбокомпрессорами, имеющими импульсные турбины. На двигателях MAN применяется смешанное и параллельное присоединение подпоршневых полостей двигателя.

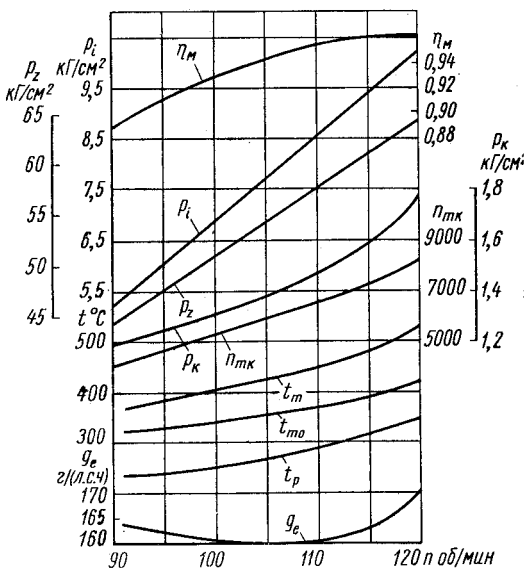


Рис. 280. Изменение параметров двигателя Доксфорд 76J9 (9ДКРН  $\frac{76}{52+166}$ ) в зависимости от числа оборотов коленчатого вала  $n$

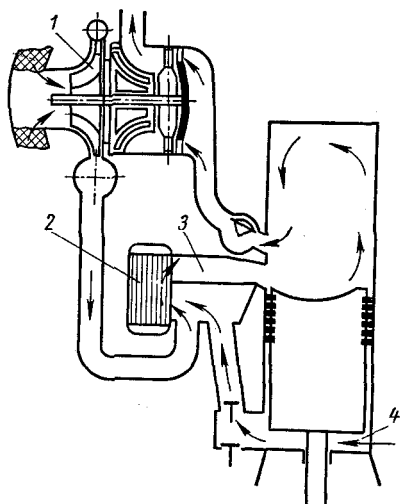


Рис. 281. Схема наддува двигателя K9Z 78/140C

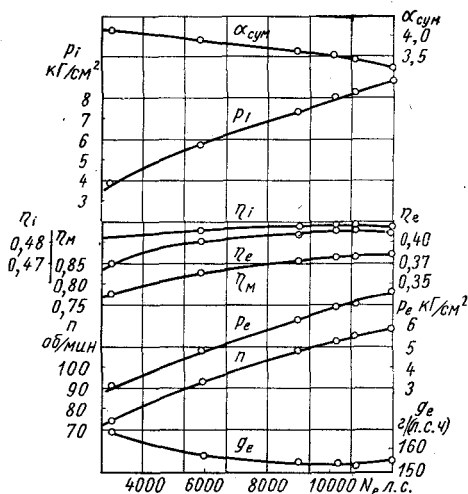


Рис. 282. Результаты пробных испытаний двигателя K9Z 78/140 C

Параллельная подача воздуха турбокомпрессором и подпоршневым продувочным насосом используется, например, на двигателях K9Z78/140C (9ДКРН  $\frac{78}{140}$ ), которые имеют управляемые золотники на выпуске. При  $n = 119$  об/мин длительная мощность этих двигателей равна 12 000 л. с. На двигателе установлено три турбокомпрессора 1 (рис. 281) с импульсной турбиной, воздух из которых, пройдя охладитель 2, попадает в ресивер 3 двигателя. Сюда же (через охладитель 2) подается воздух из подпоршневых насосов 4. Применение такой схемы подачи воздуха облегчает пуск двигателя и работу его на холостом ходу и на малых нагрузках.

На рис. 282 приведены результаты испытаний двигателя. На режиме полной мощности  $N_e = 12\,040$  л. с. при  $n = 118,6$  об/мин, удельный расход топлива  $g_e = 154,5$  г/(л. с. ч), что соответствует эффективному к. п. д.  $\eta_e = 0,409$ ; механический к. п. д. двигателя  $\eta_m = 0,869$ . На номинальной мощности  $p_i = 8,75$  кг/см<sup>2</sup>,  $p_e = 7,6$  кг/см<sup>2</sup> при давлении воздуха в ресивере двигателя  $p_k = 1,525$  кг/см<sup>2</sup>.

На режиме полной мощности суммарный коэффициент избытка воздуха  $\alpha_{сум} = 3,22$ , а при работе с нагрузкой 25% полной  $\alpha_{сум} = 4,35$ .

На режиме полной мощности температура воздуха в охладителе понижается на 35,9°С (с 57,8 до 21,9°С), а при работе с нагрузкой 25% полной — всего лишь на 4°С (с 15,7 до 11,7°С). Со-

противление охладителя проходу воздуха на номинальном режиме составляет 166 мм вод. ст.

Смешанное присоединение подпоршневой полости и турбокомпрессора применено в системе наддува 10-цилиндрового дизеля Коккум-МАН типа К10Z84/160 ( $10ДКРН \frac{84}{160}$ ) мощностью 18 000 л. с. при  $n = 115$  об/мин. На этом дизеле впервые применена разработанная заводом Коккум (г. Мальме в Швеции) совместно с формой Броун-Бовери система газотурбинного наддува с постоянным давлением перед турбиной и с параллельно включенными инжекторами, обеспечивающая надежную работу двигателя на частичных нагрузках.

Воздух из подпоршневых полостей 8 (рис. 283) направляется в нагнетательный трубопровод компрессора 2 через инжектор 3. Воздух выходит из сопла инжектора 3 с большой скоростью и подсасывает воздух, поступающий из выходного трубопровода компрессора. Вследствие этого давление на выходе из компрессора и степень повышения давления в нем понижаются, а следовательно, уменьшается мощность, потребная для привода компрессора. В результате этого повышается надежность работы турбокомпрессора при постоянном давлении перед турбиной 1 на малых нагрузках двигателя.

На рис. 284 приведена характеристика компрессора с инжектором. Кривая 1 ограничивает область помпажа, а кривая 2 представляет собой характеристику компрессора без инжектора. При включении инжектора характеристика компрессора смещается вправо (кривая 3), вследствие чего компрессор и при малых нагрузках продолжает подавать воздух. По мере повышения мощности двигателя характеристика компрессора все больше смещается в зону устойчивой работы, и тогда в обводном патрубке

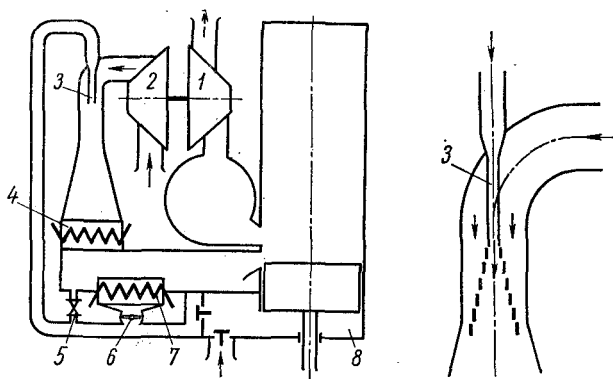


Рис. 283. Схемы наддува двигателя Коккум-МАН К10Z 84/160 и расположения инжектора в выпускном трубопроводе компрессора

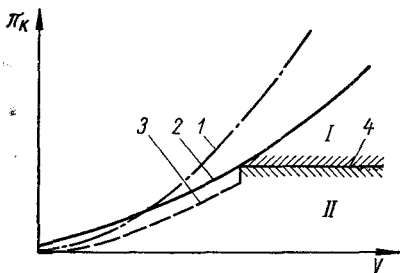


Рис. 284. Характеристика подачи воздуха при комбинированном наддуве по схеме Коккум — Броун Бовери с инжектором

под действием давления  $p_k$  в ресивере открываются автоматические клапаны 6 (рис. 283), через которые воздух из подпоршневых полостей, пройдя холодильник 7, попадает в ресивер двигателя. На рис. 284 область I, расположенная выше линии 4, соответствует работе с открытыми автоматическими клапанами, а область II, находящаяся ниже этой линии, — с закрытыми.

В систему воздухоподачи включены предохранительные клапаны 5 (см. рис. 283), предотвращающие чрезмерное повышение давления в трубопроводе, по которому воздух из подпоршневых полостей 8 подводится к инжекторам 3. Воздух после компрессора проходит через холодильник 4 и попадает в ресивер двигателя.

Применение инжекторов не только обуславливает надежную работу компрессора в области малых нагрузок двигателя, но также существенно упрощает конструкцию ресивера. При этом ресивер выполняется в виде камеры без перегородок, уменьшается количество устанавливаемых автоматических клапанов и улучшается характеристика дизеля при работе на малых числах оборотов.

Двигатель K10Z93/170E (10ДКРН  $\frac{93}{170}$ ) фирмы Kawasaki Стимшип (Япония), построенный по лицензии фирмы MAN, имеет наддув по рассмотренной схеме. Характеристика двигателя, полученная во время испытаний, показана на рис. 285. На номинальном режиме двигателя ( $n = 112$  об/мин) число оборотов турбокомпрессора  $n_{тк} \approx 8300$  об/мин,  $p_k \approx 2,05$  кг/см<sup>2</sup>,  $p_e \approx 9,05$  кг/см<sup>2</sup> и  $N_{вч} = 2600$  л. с. Максимальное давление в цилиндре  $p_z \approx 70$  кг/см<sup>2</sup>, а давление в конце сжатия  $p_c = 45$  кг/см<sup>2</sup>, т. е. степень повышения давления  $\lambda = 1,55$ .

В отличие от двигателей MAN K9Z78/140C на двигателях Зульцер применено последовательное соединение турбокомпрессора и подпоршневых насосов (рис. 286). Воздух из компрессора 1, приводимого в двигателе импульсной газовой турбиной 2, подается через холодильник 6 в воздушный ресивер. Отсюда через автоматические обратные клапаны с малым сопротивлением воздух попадает в пространство 4 под поршнем 3 цилиндра. Каждый цилиндр имеет отдельный воздушный ресивер. Во время движения поршня вверх воздух из ресивера 5 попадает в пространство 4, где он сжимает находящийся здесь воздух, например, до



давления  $1,4 \text{ кг/см}^2$  на двигателях RSAD76 (ДКРН  $\frac{76}{170}$ ). При ходе поршня вниз обратные клапаны закрываются, и давление под поршнем резко увеличивается (рис. 287). Наиболее высокое давление (до  $2 \text{ кг/см}^2$  и выше на полной мощности) под поршнем, практически равное давлению в цилиндре, получается в момент, соответствующий началу открытия впускных окон. Вследствие этого в начале продувки действует интенсивный импульс. Высокое давление под поршнем в начале открытия впускных окон практически исключает забрасывание продуктов сгорания в ресивер. Мощность, затрачиваемая на привод вспомогательного подпоршневого продувочного насоса, относительно невелика и составляет около 3% мощности двигателя.

Перед созданием двигателей типа RD90 (ДКРН  $\frac{90}{155}$ ) были проведены исследования с целью выбора такой схемы продувки, которая обеспечивала бы наилучшее протекание газообмена [118]. На первом этапе исследования проводились на прозрачной одноцикловой динамической модели. Моделирование проводилось при соблюдении геометрического подобия и  $Re = idem$ . В качестве агентов, имитирующих воздух и выпускные газы, использовались соответственно трихлорэтилен и спирт, которые имеют необходимое соотношение кинематических вязкостей и плотностей. Применение жидкостей в качестве агентов, имитирующих газы, позволило уменьшить угловую скорость вала модели и тем самым облегчить проведение наблюдений.

Исследования двигателей Зульцер ( $D = 760 \text{ мм}$ ) показали, что применявшиеся схемы расположения окон не обеспечивают необходимого качества газообмена (рис. 288). Худшие показатели имеют двигатели серии RSAD76 (ДКРН  $\frac{76}{170}$ ), что объясняется большим сопротивлением при течении воздуха вследствие резкого изменения направления его потока, а также несовершенной схемой расположения окон, при которой в цилиндре образуются большие непродутые пространства.

Известно, что эффективность использования энергии выпускных газов зависит от схемы присоединения выпускных трубопроводов из цилиндра к турбине. При чередовании выпусков через  $120^\circ$  угла поворота коленчатого вала газы из каждого трех цилиндров подводятся к турбине одного турбокомпрессора через все поперечное сечение соплового аппарата. Это уменьшает потери в турбине и увеличивает ее к. п. д., а следовательно, и к. п. д. турбокомпрессора. Поэтому на шести-, девяти- и двенадцатилитровых двигателях увеличивается удельный расход воздуха, а следовательно, улучшается очистка и наполнение цилиндра.

Если число цилиндров не кратно трем, то выбирают такую схему газозаборного тракта, при которой число турбин, имею-



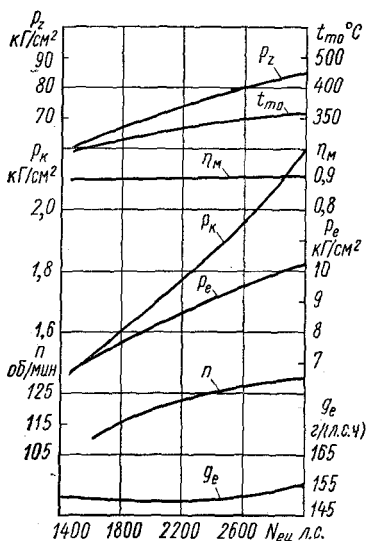


Рис. 289. Характеристика двигателя Зульцер 6RD90

(6ДКРН  $\frac{90}{155}$ )

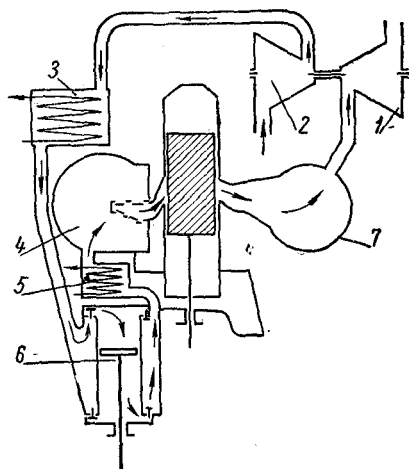


Рис. 290. Схема наддува двигателей Фиат:

1 — газовая турбина; 2 — компрессор; 3 и 5 — холодильники; 4 — ресивер продувочного воздуха; 6 — поршневой компрессор; 7 — выпускной ресивер

щих парциальный подвод газа, было бы минимальным. Например, для двигателей типа 10RD76 с порядком работы цилиндров 1—7—6—3—9—8—2—5—4—10 лучшие результаты были получены тогда, когда для двух крайних групп из трех цилиндров каждая были применены турбокомпрессоры с подводом газа к турбинам через все проходное сечение соплового аппарата, а для средней группы из четырех цилиндров — турбина с двумя подводами газа к сопловому аппарату.

На рис. 289 показаны результаты испытаний одного из первых двигателей 6RD90 (6ДКРН  $\frac{90}{155}$ ), имеющего схему наддува, рассмотренную выше. На двигателе установлены два турбокомпрессора RT67 собственного производства. Расход газов через каждый цилиндр двигателя равен 4,143 кг/сек. Температура газов на входе в турбину составляет 414° С, а на выходе из нее 320° С. Давление воздуха в ресивере при  $N_{ен} = 2000$  л. с. было  $p_k = 1,7$  кг/см<sup>2</sup>. Температура воздуха перед холодильником равна 88° С при температуре окружающей среды 22,5° С. В холодильнике воздух охлаждается на 53°. При этих условиях двигатель имел  $p_e = 7,67$  кг/см<sup>2</sup> при  $n = 119$  об/мин. В дальнейшем, вследствие усовершенствования системы воздухообеспечения, давление воздуха было увеличено до 1,9 кг/см<sup>2</sup>, что дало возможность

повысить среднее эффективное давление до  $8,8 \text{ кг/см}^2$ , а цилиндрическую мощность — до  $2300 \text{ л. с.}$

В отличие от рассмотренных выше двигателей двигатель Фиат имеет комбинированную схему наддува (рис. 290) с турбиной постоянного давления и двухкратное промежуточное охлаждение (после турбокомпрессора и после поршневого компрессора). Впускные окна выше выпускных, в связи с чем на впуске поставлены специальные автоматические клапаны. Каждый цилиндр двигателя имеет отдельный поршневой компрессор.

На рис. 291 приведены результаты испытаний девятицилиндрового двигателя 909S ( $9\text{ДКРН}\frac{90}{160}$ ) с четырьмя турбокомпрессорами Броун-Бовери VTR630. Каждый цилиндр двигателя имеет отдельный поршневой компрессор с диаметром цилиндра  $740 \text{ мм}$  и ходом поршня  $1600 \text{ мм}$ . При цилиндрической мощности  $N_{\text{ец}} = 2100 \text{ л. с.}$ ,  $p_e = 7,61 \text{ кг/см}^2$  и  $n = 122 \text{ об/мин}$  давление воздуха в ресивере равно  $1,9 \text{ кг/см}^2$ . Температура газов на входе в турбину равна  $340^\circ \text{С}$ , а на выходе  $270^\circ \text{С}$ . Воздух, выходящий из турбокомпрессора, имеет температуру  $86^\circ \text{С}$  (при  $t_0 = 17^\circ \text{С}$ ); в охладителе первой ступени он охлаждается на  $51^\circ$ . В поршневом компрессоре его температура вновь увеличивается на  $26^\circ$ . После этого воздух поступает в охладитель второй ступени, где он охлаж-

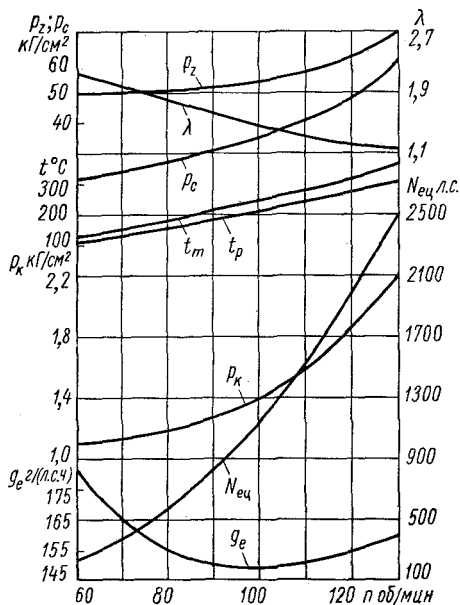


Рис. 291. Характеристика двигателя Фиат 909S ( $9\text{ДКРН}\frac{90}{160}$ )

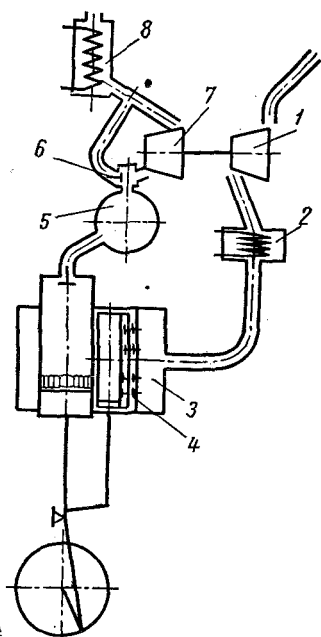


Рис. 292. Схема наддува двигателей Гетаверкен

дается до  $39^{\circ}\text{C}$  (т. е. на  $22^{\circ}$ ), затем в цилиндр. Удельный расход топлива равен  $154\text{--}158 \text{ г/(л. с. ч.)}$ .

На двухтактных двигателях Гетаверкен большой мощности с прямоточной клапанно-щелевой схемой газообмена также применяется комбинированный наддув с турбиной постоянного давления (рис. 292). Из компрессора 1 воздух проходит через холодильник 2 в промежуточный ресивер 3, а затем через клапаны 4 поступает в поршневой компрессор. На каждый цилиндр установлено по два поршневых компрессора. Это позволяет уменьшить диаметр цилиндра компрессора, а следовательно, и ширину двигателя.

Степень повышения давления в поршневом компрессоре регулируется противодавлением. Чем выше давление после турбокомпрессора в воздушном ресивере, тем меньше степень повышения давления в поршневом компрессоре. В результате этого с ростом нагрузки двигателя по мере увеличения эффективности работы турбокомпрессора уменьшается степень повышения давления в поршневых компрессорах; мощность, затрачиваемая на их привод, тоже уменьшается.

В случае выхода турбины 7 из строя выпускные газы из ресивера 5 через байпасный клапан 6 попадают сразу в утилизационный котел 8.

Применение этой системы наддува на двигателях DM 850/1700 VGA-6U (6ДКРН  $\frac{85}{170}$ ) обеспечивает  $p_k = 2 \text{ кг/см}^2$

при  $n = 115 \text{ об/мин}$ . Цилиндровая мощность при этом составляет  $2200 \text{ л. с.}$  (рис. 293), что соответствует  $p_e = 8,9 \text{ кг/см}^2$ . Механический к. п. д. равен  $0,874$ . Температура газов перед турбиной равна  $440^{\circ}\text{C}$ , а после нее  $345^{\circ}\text{C}$ . При температуре окружающей среды  $22^{\circ}\text{C}$  температура воздуха после компрессора составляет  $100^{\circ}\text{C}$ ; в охладителе его температура понижается до  $30^{\circ}\text{C}$ , т. е. на  $70^{\circ}$ . В цилиндр воздух поступает через 24 впускных окна с тангенциальным наклоном  $25^{\circ}$ , что обуславливает необходимую

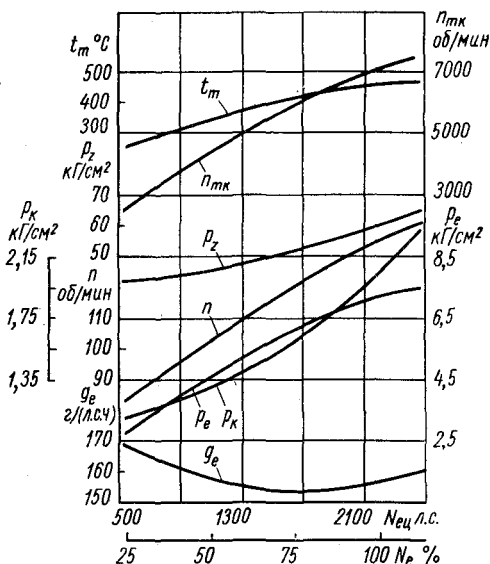


Рис. 293. Характеристика двигателя Гетаверкен DM 850/1700 VGA-6U (6ДКРН  $\frac{85}{170}$ )

интенсивность движения заряда в цилиндре. В каждом цилиндре установлено по три форсунки для впрыска топлива.

Давление воздуха в ресивере двигателей большой мощности достигло  $2 \text{ кг/см}^2$  и будет увеличиваться в дальнейшем. Благодаря этому среднее эффективное давление двигателей повышается в 1,5—2 раза.

Применение газотурбинного и комбинированного наддува способствовало росту механического к. п. д. двигателей до 0,88—0,92 и даже до 0,96 у двигателя Доксфорд. Максимальное давление конца сгорания увеличилось до  $70—75 \text{ кг/см}^2$  на режиме максимальной мощности.

Газотурбинная система наддува весьма успешно реализуется на двухтактных двигателях с прямоточной схемой газообмена. На двигателях с другими схемами газообмена пока еще не удается достичь надежной работы на всех режимах при газотурбинном наддуве, поэтому применяют различные схемы комбинированного наддува. Для давления наддува, применяемого при форсировании двигателей, преимущества остаются на стороне импульсной системы наддува. Однако известные трудности ее реализации, особенно при модернизации существующих силовых установок, привели к распространению также системы комбинированного наддува с турбиной постоянного давления. Осуществить газотурбинный наддув (без дополнительного компрессора) двухтактного двигателя по схеме с постоянным давлением перед турбиной невозможно, поэтому осуществление газотурбинного наддува двухтактных двигателей должно проводиться с импульсной системой наддува.

Вместе с тем в настоящее время давление наддува начинает подходить к такому пределу, при котором импульсная система наддува не имеет энергетических преимуществ перед системой постоянного давления. Вследствие этого при высоких давлениях наддува возможно расширение применения системы наддува постоянного давления, эффективность которой может быть улучшена (например, по способу Коккум-Бовери, применяемому на двигателях MAN).

Весьма перспективна система воздухообеспечения с двумя последовательно установленными турбокомпрессорами на выпуске: первый по потоку газов с импульсной турбиной и второй с турбиной постоянного давления.

Следует также иметь в виду, что турбокомпрессоры весьма чувствительны к изменению противодавления на выпуске из турбины. Это нужно учитывать при проектировании выпускной системы двигателя и особенно в случае применения утилизационных котлов для производства пара. Соппротивление утилизационных котлов достигает приблизительно  $350—400 \text{ мм вод. ст.}$  и более.

## § 66. Воздухоснабжение тепловозных, судовых и стационарных двигателей повышенной быстроходности

Для развития систем воздухоснабжения двухтактных тепловозных, судовых и стационарных двигателей в последние годы характерно применение свободного турбокомпрессора (имеющего только газовую связь с двигателем) без приводного компрессора. Как правило, применяется импульсная система срабатывания энергии выпускных газов в газовой турбине турбокомпрессора. Наряду с этим широкое распространение имеет комбинированная двухступенчатая система подачи воздуха в цилиндры; применяются также турбокомпрессоры с механической связью с коленчатым валом двигателя (двигатели Гетаверкен TOP, Нэпир «Делтик»). Комбинированный наддув распространен главным образом на двигателях со сравнительно высоким числом оборотов коленчатого вала.

Для уменьшения тепловой напряженности на двигателях рассматриваемого типа применяется промежуточное охлаждение воздуха (исключение составляет двигатель Нэпир «Делтик») или охлаждение воздуха перед поступлением в ресивер двигателя (двигатели только с турбокомпрессором Гетаверкен TOP, 10ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$ , Фербенкс — Морзе и др.) или между турбокомпрессором и приводным компрессором (двигатели 12ДН  $\frac{23}{30}$  и 16ДН  $\frac{23}{30}$ , GMS 498 и др.).

Судовой десятицилиндровый двигатель Гетаверкен TOP и двигатели Нэпир «Делтик» различных модификаций имеют турбокомпрессор с механической передачей между ротором и коленчатым валом.

Надув и продувка двигателя Гетаверкен TOP осуществляются с помощью турбокомпрессора, состоящего из одноступенчатой осевой турбины и центробежного компрессора.

На режиме максимальной мощности  $n_{mk} = 16\,000$  об/мин; давление воздуха в ресивере при этом составляет  $2,75$  кг/см<sup>2</sup>, а давление газов перед турбиной  $2,05$  кг/см<sup>2</sup>. К. п. д. турбокомпрессора достигает 64%. Баланс мощности газовой турбины и компрессора достигается только при нагрузке, равной 75% полной и выше. На остальных режимах дополнительная мощность, необходимая для привода компрессора, передается от верхнего коленчатого вала. В механизме передачи имеется гидравлическая муфта и две муфты свободного хода. На двигателе Нэпир «Делтик» при всех режимах работы не обеспечивается баланс мощности турбины и компрессора.

На двигателе Гетаверкен TOP между ним и турбокомпрессором установлен холодильник воздуха, охлаждаемый заборной водой. При работе двигателя на полной мощности температура воздуха в холодильнике понижается со 135 до 45° С.

На двухтактных двигателях Фербенкс — Морзе с противоположно движущимися поршнями были исследованы четыре схемы наддува:

1) последовательное присоединение турбокомпрессора и приводного компрессора Рут с охлаждением воздуха между ними и с водяным охлаждением выпускного трубопровода;

2) то же, но без водяного охлаждения выпускного трубопровода;

3) параллельное присоединение турбокомпрессора и приводного компрессора Рут с охлаждением воздуха после турбокомпрессора (рис. 294, а);

4) усовершенствованная схема присоединения турбокомпрессора и приводного компрессора с охлаждением воздуха перед поступлением в ресивер двигателя (рис. 294, б).

При наддуве по первой схеме приводной компрессор Рут работал во всем диапазоне нагрузок, что снижало эффективность работы двигателя. При усовершенствовании этой схемы наддува на шестицилиндровом двигателе разделенный выпуск производился в два неохлаждаемых выпускных трубопровода и применялся турбокомпрессор с импульсной турбиной. Это позволило до минимума уменьшить мощность, затрачиваемую на приводной компрессор. В некоторых случаях при нагрузке, равной 75% полной и больше, приводной компрессор вообще был не нужен.

На рис. 294, а изображена схема комбинированного наддува с параллельным присоединением турбокомпрессора с импульсной турбиной и приводного компрессора. После турбокомпрессора

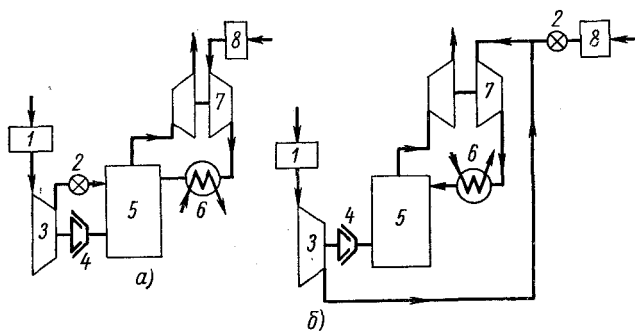


Рис. 294. Схемы наддува двигателей Фербенкс — Морзе:

а — параллельная; б — усовершенствованная; 1 и 8 — воздушные фильтры; 2 — автоматический клапан; 3 — приводной компрессор Рут; 4 — автоматическая муфта; 5 — двигатель; 6 — охладитель; 7 — турбокомпрессор

ра воздух проходит через охладитель; после приводного компрессора он не охлаждается. В отличие от предыдущих схем размеры компрессора Рут меньше размеров серийного и работает он только при пуске и на небольших нагрузках. В передачу к приводному компрессору встроена автоматическая муфта сцепления для его включения или отключения. В целом схема показала удовлетворительные результаты. Недостатки состоят в следующем: в момент, когда давление воздуха после турбокомпрессора становится выше давления воздуха после приводного компрессора, наблюдалась пульсация давления, и двигатель на этом режиме работал неустойчиво. Кроме того, была выявлена необходимость охлаждения воздуха и после приводного компрессора.

На рис. 294, б показана усовершенствованная схема наддува, с которой двигатель прошел длительные эксплуатационные испытания. Небольшой объемный компрессор Рут подает воздух в турбокомпрессор с импульсной турбиной, из которого воздух через охладитель поступает в ресивер двигателя. В привод объемного компрессора включена автоматическая муфта для отключения его при определенном давлении воздуха в ресивере двигателя.

Во впускных трубопроводах турбокомпрессора установлены специальные автоматические заслонки, положение которых изменяется в зависимости от соотношения расходов воздуха через турбокомпрессор и объемный компрессор. Размеры приводного компрессора таковы, что он может работать до нагрузки двигателя, равной 75% полной; в действительности он работает только при пуске и на небольших нагрузках. При такой схеме присоединения компрессоров улучшается пуск двигателя и весь воздух проходит через охладитель. Испытания проводились с серийными турбокомпрессорами Эллиот, общий к. п. д. которых составлял 0,55—0,60.

В ходе испытаний установлено, что оптимальное опережение выпускного вала двигателя относительно впускного изменяется в пределах 12—22° угла поворота вала. Для уменьшения сопротивления газозадушного тракта была незначительно увеличена высота выпускных окон и улучшена аэродинамика перемычек между окнами. В результате отношение  $\frac{p_k}{p_m}$  снизилось с 1,19 (первый этап) до 1,12.

На базе двигателей 10Д  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (2Д100) создан двигатель 10ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (10Д100) мощностью 3000 л. с. при  $n = 850$  об/мин, который устанавливается на грузовые тепловозы, а также применяется для работы в стационарных условиях с генератором. Двигатель имеет комбинированный наддув. В отли-

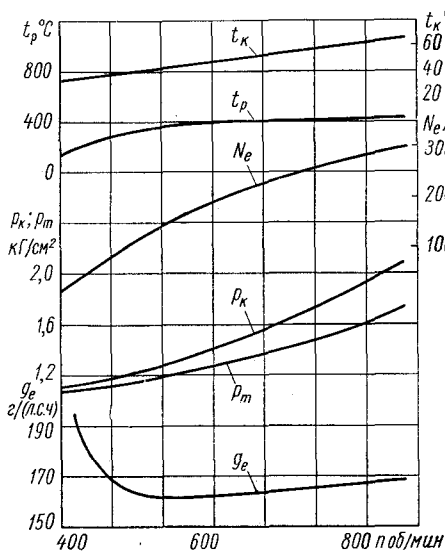


Рис. 295. Характеристика тепловозного дизеля 10 ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (10Д100)

При уменьшении  $f_c$  от 175 до 140  $\text{см}^2$  увеличивается мощность турбины, а следовательно, и давление  $p_{кп}$  после турбокомпрессора (с 1,34 до 1,55  $\text{кг/см}^2$ ), давление  $p_k$  в ресивере двигателя (с 1,67 до 1,92  $\text{кг/см}^2$ ) и суммарный коэффициент избытка воздуха  $a_{сум}$ . В случае увеличения  $a_{сум}$  уменьшается температура выпускных газов. Одновременно увеличивается с 0,49 до 0,54 общий к. п. д. турбокомпрессора (несмотря на это, он еще может быть улучшен). В результате этого удельный эффективный расход топлива уменьшается до 165  $\text{г/(л. с. ч)}$ , а индикаторный — до 132  $\text{г/(л. с. ч)}$ ; цилиндровая мощность достигает 250 л. с.

С использованием опыта доводки и эксплуатации двигателей 12ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (9Д100) создан двигатель 10Д  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (10Д100), который, кроме меньшего числа цилиндров, имеет увеличенную на 20% цилиндровую мощность и лучшие другие технико-экономические показатели.

Как показали исследования двигателя 12ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (9Д100), на привод компрессора второй ступени затрачивается значительная мощность (около 250 л. с.). Кроме того, число оборотов его велико ( $n = 8500 \text{ об/мин}$ ). Все это уменьшает механи-

чие от двигателя Фербенкс-Морзе применяется последовательное присоединение турбокомпрессора и приводного центробежного компрессора. В качестве первой ступени используются два турбокомпрессора ТК-34 с осевой турбиной, из которых воздух поступает в приводной компрессор и далее через холодильник в продувочный ресивер двигателя. Параметры работы тепловозного двигателя 10ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  показаны на рис. 295.

На рис. 296 приведены результаты испытания двигателя 12ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (9Д100)

с различными проходными сечениями  $f_c$  сопел турбины при полной подаче топлива.



ческий к. п. д. двигателя и ухудшает его экономичность. Установлено, что только в результате уменьшения числа оборотов приводного компрессора с 8500 до 7600 в минуту удельный расход топлива уменьшается на 2 г/(л. с. ч).

Вследствие этого первые мероприятия по улучшению показателей работы двигателя 10ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (10Д100) были направлены на улучшение механического к. п. д. двигателя путем уменьшения числа оборотов приводного компрессора и увеличения степени повышения давления в турбокомпрессоре [15]. Повышение давления  $p_{к2}$  достигалось изменением проходного сечения сопла. Результаты этих испытаний приведены в табл. 12.

При уменьшении числа  $n_{к2}$  оборотов до 7070 в минуту давление  $p_k$  практически не изменяется; при этом увеличивается дымность на выпуске и уменьшается индикаторный к. п. д., что объясняется ухудшением газообмена в связи с уменьшением отношения давлений  $\frac{p_k}{p_m}$  и расхода воздуха  $G_e$ . Однако, несмотря на ухудшение рабочего процесса, удельный расход топлива уменьшается примерно на 4 г/(л. с. ч), что связано с увеличением механического к. п. д. двигателя. На первом этапе для улучшения индикаторных показателей двигателя было увеличено давление  $p_k$  путем уменьшения проходного сечения соплового аппарата. Увеличение давления  $p_k$  привело к росту расхода воздуха, некоторому уменьшению расхода топлива, незначительному понижению индикаторного к. п. д. и к уменьшению отношения  $\frac{p_k}{p_m}$ . Последнее, очевидно, ухудшает протекание газообмена.

Для дальнейшего повышения показателей работы двигателя необходимо улучшить качество газообмена, что может быть достигнуто улучшением использования энергии выпускных газов в турбокомпрессоре с более высоким общим к. п. д. и более рациональным подбором время-сечений отдельных фаз газообмена.

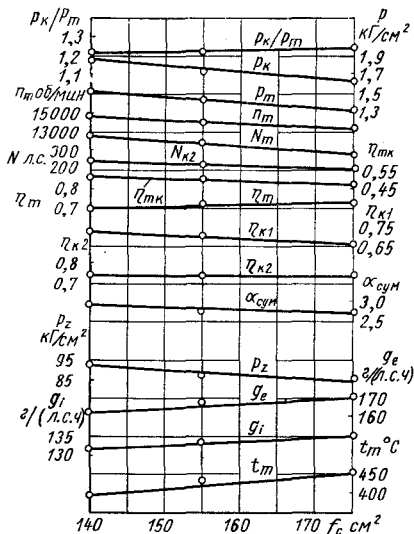


Рис. 296. Влияние проходного сечения сопел  $f_c$  на параметры работы двигателя 12ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (9Д100) при полной подаче топлива:

$\eta_{к1}$  и  $\eta_{к2}$  — общие к. п. д. компрессоров первой и второй ступени;  $N_{к2}$  — мощность, затрачиваемая на привод компрессора второй ступени

Таблица 12

Параметры работы двигателя 10ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (10Д100) при переменном числе оборотов приводного центробежного компрессора  $n_{к2}$  ( $N_e = 3000$  л. с.,  $n = 850$  об/мин)

Параметры	$n_{к2}$ в об/мин				
	8500	7700	7700	7070	7070
Площадь проходного сечения соплового аппарата $f_c$ в $см^2$ . . . . .	120	120	110	110	110
Эффективный удельный расход топлива $g_e$ в $г/(л.с.ч)$ . . . . .	168,5	166,5	166,5	164,5	163,5
Расход воздуха $G_a$ в $кг/сек$ . . . . .	5,51	5,00	5,38	5,05	5,30
Дымность в % . . . . .	18	25	17	22	21
Давление в ресивере $p_k$ в $кг/см^2$ . . . . .	2,15	2,00	2,10	2,10	2,23
Индикаторный к. п. д. $\eta_i$ . . . . .	0,470	0,464	0,470	0,465	0,464
Механический к. п. д. $\eta_m$ . . . . .	0,800	0,819	0,815	0,826	0,828
Эффективный к. п. д. $\eta_e$ . . . . .	0,375	0,380	0,382	0,384	0,386

Таблица 13

Параметры работы двигателя с серийным турбокомпрессором и турбокомпрессором ТК-34 при  $N_e = 3000$  л. с.

Параметры	Тип турбокомпрессора		
	Серийный 10Д100	ТК-34, модель 1411	
Площадь проходного сечения соплового аппарата $f_c$ в $см^2$ . . . . .	120	133	127
Удельный расход топлива $g_e$ в $г/(л.с.ч)$ . . . . .	165,5	161,0	162,9
Максимальное давление сгорания $p_z$ в $кг/см^2$ . . . . .	97	91	93
Температура в °С:			
перед турбиной $t_m$ . . . . .	390	400	390
на входе в двигатель $t_k$ . . . . .	62	65	63
Давление в $кг/см^2$ :			
в ресивере $p_k$ . . . . .	2,17	2,12	2,17
перед турбиной $p_m$ . . . . .	1,78	1,71	1,75
$\frac{p_k}{p_m}$ . . . . .	1,22	1,27	1,28
Расход воздуха $G_a$ в $кг/сек$ . . . . .	5,46	5,55	5,56
Индикаторный к. п. д. $\eta_i$ . . . . .	0,460	0,475	0,472
Механический к. п. д. $\eta_m$ . . . . .	0,810	0,815	0,810
Эффективный к. п. д. $\eta_e$ . . . . .	0,374	0,385	0,383

В табл. 13 приведены результаты исследований двигателя 10ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (10Д100) при установке на нем турбокомпрессо-

ра ТК-34 модели 1411 с общим к. п. д. 0,56—0,57 вместо 0,53 у серийных при  $n_{к2} = 7150$  об/мин. Расход воздуха через двигатель увеличился на 0,09 кг/сек при уменьшении давления  $p_k$  на 0,05 кг/см<sup>2</sup> и давления  $p_m$  на 0,11 кг/см<sup>2</sup>. Все это благоприятно сказалось на протекании рабочего процесса двигателя: индикаторный к. п. д. двигателя увеличился до 0,475, а удельный расход топлива уменьшился до 161 г/(л. с. ч); улучшились также показатели двигателя при работе по нагрузочной характеристике (рис. 297).

Использование результатов экспериментальных исследований позволило значительно улучшить показатели работы дизель-генератора 10ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (10Д100) с турбокомпрессором. Характеристика двигателя на номинальном режиме ( $N_e = 3000$  л. с.,  $n = 850$  об/мин) приведена ниже:

Число оборотов приводного компрессора $n_{к2}$ в минуту . . . . .	7150
Удельный расход топлива $g_e$ в г/(л. с. ч) . . . . .	162,5
Давление в ресивере $p_k$ в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	2,02
Максимальное давление сгорания $p_z$ в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	98
Давление перед турбиной турбокомпрессора $p_m$ в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	1,65
Расход воздуха через двигатель $G_v$ в кг/сек . . . . .	5,4
К. п. д.:	
индикаторный $\eta_i$ . . . . .	0,475
механический $\eta_m$ . . . . .	0,818
эффективный $\eta_e$ . . . . .	0,389

Показатели работы двигателя могут быть еще улучшены, если во второй ступени наддува применить компрессор Рут вместо центробежного и турбокомпрессор с более высоким общим к. п. д. (например, турбокомпрессоры двигателей Гетаверкен ТОР и Фербенкс — Морзе имеют  $\eta_{тк}$  соответственно ~0,6 и ~0,64). Некоторое улучшение работы двигателя может дать также усовершенствование выпускной системы двигателя, подбор более рациональных время-сечений органов газораспределения и замена приводного центробежного компрессора компрессором Рут.

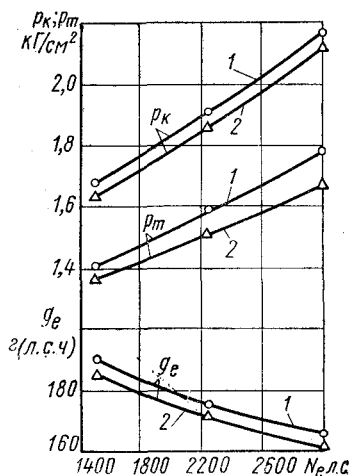


Рис. 297. Изменение показателей двигателя 10ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (10Д100) в зависимости от нагрузки ( $n = 850$  об/мин): 1 — при работе с серийным турбокомпрессором; 2 — при работе с турбокомпрессором ТК-34 модель 1411

Несколько проще осуществить комбинированный и газотурбинный наддув двигателей с прямоточной клапанно-щелевой схемой газообмена. Эти двигатели выпускаются с газотурбинным наддувом (двигатели Зульцер  $12ZV \frac{30}{38}$ ,  $9Z \frac{40}{48}$ , Мицубиси 9UET  $\frac{44}{55}$ , DE950V, BU60 и др.) и с комбинированным (двигатели 12ДН  $\frac{23}{30}$ , 16ДН  $\frac{23}{30}$ , Мицубиси 12WZ  $\frac{15}{20}$ , 24WZ  $\frac{15}{20}$  и др.).

На двигателях Зульцер  $12ZV \frac{30}{38}$ ,  $9Z \frac{40}{48}$  и  $9Z \frac{40}{65}$  для обеспечения нормальной работы со свободным турбокомпрессором изменяется угол опережения открытия выпускных клапанов при уменьшении числа оборотов двигателя ниже 40% номинального. Это достигается с помощью осевого перемещения распределительного вала, в результате чего толкатели клапанов входят в контакт с кулачками, обуславливающими увеличение угла предварения выпуска.

На рис. 298 показана нагрузочная характеристика двигателя 12ДН  $\frac{30}{38}$  ( $12ZV \frac{30}{38}$ ) при  $n = 590$  об/мин. На номинальной мощности 4500 л. с. при давлении воздуха после турбокомпрессора  $2,1$  кг/см<sup>2</sup> и максимальном давлении в цилиндре  $p_z \approx 110$  кг/см<sup>2</sup> среднее эффективное давление  $p_e = 10,65$  кг/см<sup>2</sup>. Удельный расход топлива составляет около 161 г/(л. с. ч.) и остается практически постоянным при изменении среднего эффективного давления от 8 до 12 кг/см<sup>2</sup>.

На Коломенском тепловозостроительном заводе им. Куйбышева выпускаются V-образные двухтактные двигатели 12ДН  $\frac{23}{30}$

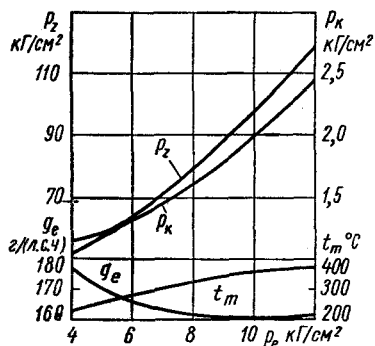


Рис. 298. Нагрузочная характеристика двигателя 12ДН  $\frac{30}{38}$

( $12ZV \frac{30}{38}$ ) при  $n = 590$  об/мин

(40Д) и 16ДН  $\frac{23}{30}$  (45Д) с комбинированным наддувом. На первом двигателе в качестве второй ступени наддува используется приводной компрессор Рут, а на втором — центробежный. В качестве первой ступени наддува используется турбокомпрессор с осевой турбиной и центробежным компрессором. После турбокомпрессора воздух проходит через холодильник пластинчатого типа.

Внешняя характеристика двигателя 16ДН  $\frac{3}{30}$  показана на рис. 299. При максимальной мощ-

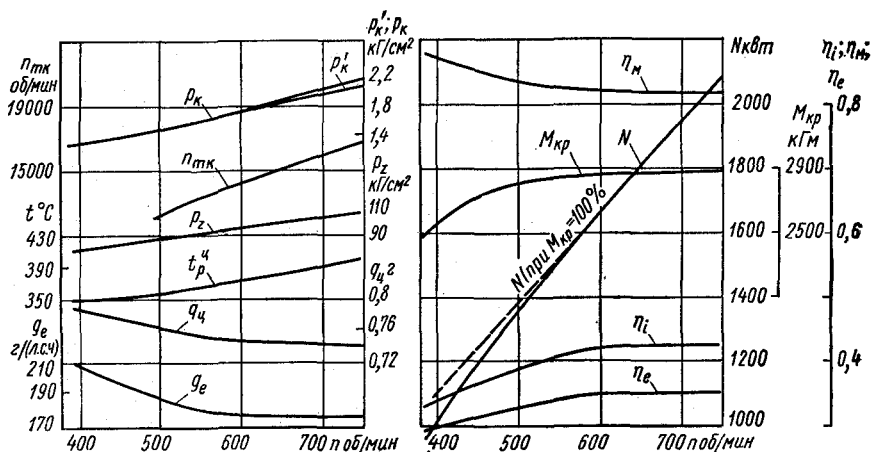


Рис. 299. Внешняя характеристика двигателя 16ДН  $\frac{23}{30}$  (11Д45):

$N$  — мощность генератора

ности 3000 л. с. и  $n = 750$  об/мин давление воздуха в ресивере  $p_k \approx 2,15$  кг/см<sup>2</sup>. Температура воздуха после турбокомпрессора составляет 130—140° С. В холодильнике его температура понижается до 65—70° С. Степень сжатия двигателя равна 11—12; механический к. п. д. 82%, индикаторный к. п. д. 0,42 при суммарном коэффициенте избытка воздуха 2,3—2,5. Удельный расход топлива 175 г/(л. с. ч) следует признать высоким.

Одним из возможных способов улучшения экономичности двигателя является усовершенствование системы воздухообеспечения главным образом путем более рационального распределения степени повышения давления между турбокомпрессором и приводным компрессором. Испытания модернизированного двигателя показали, что при использовании приводного компрессора типа Рут удельный расход топлива уменьшается примерно на 3%.

В ЦНИДИ было проведено исследование влияния условий наддува на работу двигателей типа ДН  $\frac{19}{30}$  [14]. Исследования

проводились на четырехцилиндровом двигателе при работе трех и четырех цилиндров. В первом случае выпуски из цилиндров производились через 120°, а во втором — через 90° угла поворота коленчатого вала. В качестве первой ступени использовался турбокомпрессор ТКР-14, в качестве второй ступени — приводной компрессор Рут. Испытания турбины турбокомпрессора показали, что ее к. п. д. равен 0,76, а общий к. п. д. турбокомпрессора изменяется в пределах 0,535—0,575. Предварение выпуска из цилиндра двигателя было увеличено путем увеличения высоты выпускных окон на 16 мм.

В ходе исследований был вновь подтвержден известный вывод о том, что наддув с помощью турбокомпрессора при постоянном давлении газа на входе в турбину не может быть рекомендован для двигателей с симметричными фазами газораспределения без золотников или заслонок на выпуске или клапанов на впуске [49]. Было установлено также, что в случае отсутствия баланса мощностей турбины и компрессора наиболее рациональной является схема наддува, при которой турбокомпрессор является первой ступенью, а приводной компрессор объемного типа — второй; при этом лучшие показатели имеет двигатель с импульсной системой наддува. В случае применения на выпуске преобразователя импульсов показатели работы двигателя были хуже, чем при импульсной системе наддува.

На Балаковском машиностроительном заводе выпускается дизель-генератор мощностью 250 кВт с двухтактным дизелем 6ДН  $\frac{19}{30}$  с петлевой схемой газообмена и комбинированным наддувом. В качестве первой ступени повышения давления используется турбокомпрессор ТК-23 модели 1213, в качестве второй — серийный приводной компрессор типа Рут с уменьшенным на 13% числом оборотов роторов. Охлаждение воздуха осуществляется в водовоздушном охладителе с поверхностью охлаждения 2,4 м<sup>2</sup>. Турбокомпрессор расположен посередине двигателя. При порядке работы двигателя 1—5—3—4—2—6 выпуски из цилиндров производятся в два трубопровода почти одинаковой длины (около 1 м) с площадью поперечного сечения около 0,73*f*<sub>с max</sub> одного цилиндра [80].

Для обеспечения импульсного срабатывания энергии выпускных газов в турбине турбокомпрессора в первый трубопровод производятся выпуски из первого, второго и третьего цилиндров, а во второй — из остальных. С целью снижения потерь кинетической энергии уменьшен объем на выпуске до 1,45 *V*<sub>н</sub>. Увеличивая высоту выпускных окон, удалось сместить фазы образования импульса давлений в выпускных трубопроводах, что обусловило необходимый подпор давления на выпуске из цилиндра в момент закрытия впускных окон, но еще открытых выпускных, и тем самым предотвратить потери заряда в выпускную систему. Это позволило создать двигатель с комбинированным наддувом без золотников или заслонок на выпуске или клапанов на впуске. Действительная степень сжатия двигателя была уменьшена до 12,8—13. В результате были достигнуты следующие показатели работы двигателя:

Удельный расход топлива <i>g<sub>e</sub></i> в г/(л. с. ч) . . . . .	175
Давление в кг/см <sup>2</sup> : в ресивере <i>p<sub>к</sub></i> . . . . .	1,72
после турбокомпрессора <i>p<sub>кп</sub></i> . . . . .	1,566
в выпускных трубопроводах <i>p<sub>т</sub></i> . . . . .	1,626
Общий к. п. д. турбокомпрессора . . . . .	0,538
Средняя температура выпускных газов в °С . . . . .	280

Таким образом, применение наддува в тепловозных, судовых и стационарных двигателях позволило увеличить удельную мощность на 40—80% и улучшить их экономичность. Этому в значительной мере способствовало также улучшение общего к. п. д. турбокомпрессоров.

## **§ 67. Воздухоснабжение быстроходных двигателей автотракторного типа**

Трудности организации воздухоснабжения быстроходных двухтактных двигателей автотракторного типа при использовании энергии выпускных газов в значительной мере связаны с переменным скоростным и нагрузочным режимами работы двигателей, а также с малыми расходами воздуха и газов, что затрудняет создание высокоэффективных силовых газовых турбин и турбокомпрессоров. В последние годы решение этой задачи облегчается вследствие создания достаточно эффективных турбокомпрессоров с радиальной центробежной турбиной.

В настоящее время уже эксплуатируются быстроходные комбинированные двухтактные двигатели автотракторного типа и проводятся дальнейшие работы по расширению применения этой схемы воздухоснабжения.

Первые опыты в МВТУ им. Баумана по применению комбинированного наддува двухтактных двигателей автотракторного типа были проведены на двигателе с прямоточной клапанно-щелевой схемой газообмена ЯАЗ-204 под руководством М. М. Чурсина [49]. В качестве первой ступени наддува применялся турбокомпрессор с центробежным компрессором и осевой газовой турбиной; в качестве второй ступени использовался серийный компрессор Рут с приводом от двигателя. На двигателе были установлены насос-форсунки с максимальной цикловой подачей топлива  $80 \text{ м}^3$ .

Исследования показали значительное влияние фазы начала выпуска на параметры воздуха после турбокомпрессора и в ресивере двигателя. Давление воздуха в ресивере увеличилось до  $2,4 \text{ кг/см}^2$  при  $n = 2000 \text{ об/мин}$ . Одновременно с ростом давления  $p_k$  выросло максимальное давление в цилиндре до  $122 \text{ кг/см}^2$  (вместо  $101 \text{ кг/см}^2$ ) в двигателе без турбокомпрессора). Одновременно увеличилось среднее индикаторное давление до  $12,6 \text{ кг/см}^2$ , т. е. на  $1,6 \text{ кг/см}^2$ . Соответственно уменьшился и индикаторный расход топлива.

С уменьшением нагрузки двигателя понижается число оборотов ротора, а с ним и давление воздуха после турбокомпрессора. Свойство свободного турбокомпрессора автоматически уменьшать давление воздуха после компрессора при уменьшении нагрузки является положительным качеством этой системы воздухоснабжения, так как позволяет с большей эффективностью использовать топливо при работе двигателя на малых нагрузках.

В настоящее время с комбинированным наддувом выпускаются быстроходные двухтактные двигатели фирмы GMC, двигатели Фоден и др.

После анализа возможных схем наддува фирма GMC выбрала комбинированную схему воздухообеспечения со свободным турбокомпрессором в качестве первой ступени и с компрессором Рут с приводом от коленчатого вала двигателя в качестве второй. Исследования проводились при установке турбокомпрессора Эллиот М-19 и Эллиот М-5 с центростремительной турбиной [15]. Проходное сечение впускных окон было увеличено на 33%. На двигателе применялась головка с четырьмя клапанами, что увеличило время-сечение выпуска на 27%. Опыты по комбинированному наддуву, проведенные на одной из модификаций двигателя GMC6-71, показали, что при  $n \leq 2100$  об/мин использование четырехклапанной конструкции нецелесообразно; хорошие результаты получаются при применении головки с двумя выпускными клапанами. На двигателе GMC6-71 при числе оборотов вала двигателя 2500 в минуту максимальная мощность газовой турбины равна 43 л. с. Для подбора турбокомпрессора было исследовано влияние проходного сечения соплового аппарата на показатели работы двигателя. Проходное сечение соплового аппарата при исследованиях изменялось в диапазоне 75—125%. При уменьшении площади проходного сечения соплового аппарата (в опытах на 25%) и понижении числа оборотов двигателя возрастает число оборотов турбины, что приводит к увеличению мощности, снижению удельного расхода топлива и повышению коэффициента приспособляемости двигателя. Последнее имеет большое значение для автомобильного двигателя. Было испытано несколько конструкций турбокомпрессоров, максимальный общий к. п. д. у которых колеблется в пределах 48—60%.

При турбонаддуве двигателей GMC6-71 достигнуто увеличение мощности на 50% при одновременном уменьшении удельного расхода топлива на 18%. При номинальной мощности максимальное давление перед турбиной составляло 1,55—1,94 кг/см<sup>2</sup>. Давление в цилиндре в начале сжатия было равным давлению воздуха в ресивере двигателя. При работе с насос-форсунками с цикловой производительностью 80 мм<sup>3</sup> при наддуве мощность двигателя GMC6-71 увеличилась с 240 до 290 л. с., т. е. на 50 л. с.

Если на двигатель с наддувом установить форсунки с цикловой производительностью 70 мм<sup>3</sup>, то мощность двигателя очень незначительно отличается от мощности двигателя без наддува с насос-форсунками, имеющими цикловую производительность 80 мм<sup>3</sup>, а удельный расход топлива при  $n = 2000$  об/мин уменьшается примерно с 218 до 182 г/(л. с. ч).

С наддувом увеличивается доля теплоты, теряемой с выпускными газами, и уменьшается доля теплоты, отдаваемой ох-



лаждающей воде. Это существенно упрощает решение проблемы охлаждения двигателей с комбинированным и газотурбинным наддувом.

При установке турбокомпрессора уменьшается шум на выпуске. Однако это не исключает установку глушителя в выпускной системе автомобильного двигателя, что приводит к увеличению противодавления на выпуске из турбины. Увеличение противодавления  $p_{m0}$  на выпуске турбины оказывает большое влияние на параметры работы двигателя и турбокомпрессора. Например, при увеличении давления  $p_{m0}$  с 1,003 до 1,38 кг/см<sup>2</sup> давление  $p_k$  уменьшается с 1,65 до 1,2 кг/см<sup>2</sup>, окружная скорость рабочего колеса компрессора — с 243 до 198 м/сек, а мощность двигателя — с 285 до 250 л. с. Это обстоятельство следует учитывать при проектировании выпускных систем двухтактных двигателей с турбокомпрессорами.

Известно, что на параметры двигателя с наддувом большое влияние оказывает охлаждение воздуха. Холодильник был расположен между турбокомпрессором и приводным компрессором Рут. На двигателе с промежуточным охлаждением воздуха между первой и второй ступенями наддува при  $n = 2300$  об/мин температура воздуха на впуске в ресивере на 13° ниже, чем у двигателя без охлаждения воздуха. Увеличение мощности при этом составляет около 10 л. с. (примерно 3,6%), т. е. равно 2,77% на 10° снижения температуры воздуха, что не выходит за пределы, получаемые при испытаниях других двигателей.

Эффективность применения промежуточного охлаждения воздуха уменьшается с уменьшением нагрузки двигателя, что объясняется понижением температуры воздуха после турбокомпрессора и ухудшением протекания рабочего процесса двигателя на малых нагрузках.

Установка холодильников на двигатели автотракторного типа усложняет их конструкцию, увеличивает габаритные размеры и массу; поэтому при умеренном наддуве промежуточное охлаждение воздуха не получит широкого распространения на двигателях этого класса, если не будет разработана эффективная система охлаждения. В тех случаях, когда двигатели этого типа используются на судах и на стационарных установках, они легко могут быть оборудованы холодильником (например, двигатель FD6MkVII).

Для автотракторных двигателей большой мощности определенные перспективы имеет использование энергии выпускных газов в силовой турбине, мощность которой передается на коленчатый вал двигателя, а подача воздуха осуществляется с помощью приводного компрессора. В этом случае обеспечивается хорошая работа двигателя на малых нагрузках, на переходных режимах и при пуске.



**КОНСТРУКЦИИ КОМБИНИРОВАННЫХ  
ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ****§ 68. Малооборотные судовые двигатели  
большой мощности**

В качестве главных судовых поршневых двигателей внутреннего сгорания большой мощности применяются почти исключительно двухтактные двигатели.

Для развития судовых двухтактных двигателей в последние годы характерно непрерывное увеличение мощности в одном агрегате, увеличение степени наддува и диаметра цилиндра, применение более дешевого котельного топлива, широкое использование сварки при изготовлении остова, прекращение выпуска двигателей двойного действия и резкое сокращение выпуска двигателей с противоположно движущимися поршнями. В настоящее время в практике мирового судоходства уже эксплуатируются суда с главными двигателями мощностью 20 000—27 000 л. с. и более в одном агрегате. Успешно выполнена задача постройки судовых двигателей мощностью 30 000 л. с.; решается задача создания двигателей с агрегатной мощностью 40 000 л. с.

Из практики известно, что судно с паротурбинной силовой установкой мощностью 12 000 л. с. расходует ежедневно около 70 т котельного топлива. Такое же судно, оборудованное двухтактным дизелем с газотурбинным наддувом, имеет ежедневный расход того же топлива 50 т, т. е. на 20 т меньше. Если, например, принять, что судно находится в море в году 320 дней, то годовая экономия топлива во втором случае составит 6400 т. Поэтому вполне понятен тот огромный интерес, который проявляется к судовым двухтактным двигателям большой мощности. Последние строятся с прямоточной и с петлевой схемами газообмена.

Двигатели с прямоточной схемой газообмена выпускаются двух типов: с клапанно-щелевой схемой и с противоположно движущимися поршнями.

К двухтактным двигателям с прямоточной клапанно-щелевой продувкой относятся двигатели Бурмейстер и Вайн (рис. 300), Гетаверкен (рис. 301), Сторк, завода Цегельского в ПНР (рис. 302), Мицубиси (рис. 303). Двигатели с противоположно движущимися поршнями в настоящее время изготавливаются только фирмой Доксфорд. Двухтактные двигатели большой мощности с петлевой схемой газообмена производятся фирмами Зульцер, MAN (рис. 304), Фиат, Поляр и др.

Двигатели с клапанно-щелевой схемой газообмена могут иметь различное число выпускных клапанов: один клапан большого диаметра (двигатели Бурмейстер и Вайн и Гетаверкен), три клапана (двигатели Мицубиси и завода Цегельского) и четыре клапана (двигатели Сторк). Применение одного выпускного клапана упрощает систему газораспределения и конструкцию крышки цилиндров. Практика эксплуатации большого числа двигателей с этой схемой газораспределения свидетельствует о их надежной работе.

Двухтактные двигатели Доксфорд с противоположно движущимися поршнями изготавливаются с выпускными и впускными поршнями одного диаметра. Выпускной поршень располагается сверху, что обеспечивает более простую конструкцию выпускной системы и улучшает условия работы в машинном отделении. Ход выпускного поршня составляет примерно одну треть от хода продувочного поршня.

Современные судовые двухтактные двигатели большой мощности с петлевой схемой газообмена в конструкции впускных или выпускных органов часто имеют специальные устройства для улучшения качества газообмена. Двигатели MAN снабжены золотниками (рис. 305), а двигатели Зульцер — качающимися заслонками в выпускных патрубках. Двигатели Фиат оборудованы автоматическими клапанами во впускных патрубках. Применение этих устройств усложняет конструкцию, но при этом увеличиваются мощность и экономичность двигателя.

Вследствие действия выпускных газов высокой температуры золотники и заслонки нередко заедает и они выходят из строя. Поэтому в конструкцию золотников и заслонок вводятся специальные устройства, выключающие из работы те золотники или заслонки, нормальные условия которых нарушаются. Кроме того, на двигателях Зульцер заслонки разделены по длине на отдельные участки для предохранения от поломок при попадании обломков поршневых колец. В том случае, если обломок поршневого кольца попадет между корпусом и лопастью заслонки, один из участков ее отогнет, что не окажет существенного влияния на работу двигателя.

Судовые дизели большой мощности делают крейцкопфными с вертикальным расположением цилиндров и устанавливают на судах с непосредственным приводом гребного винта.

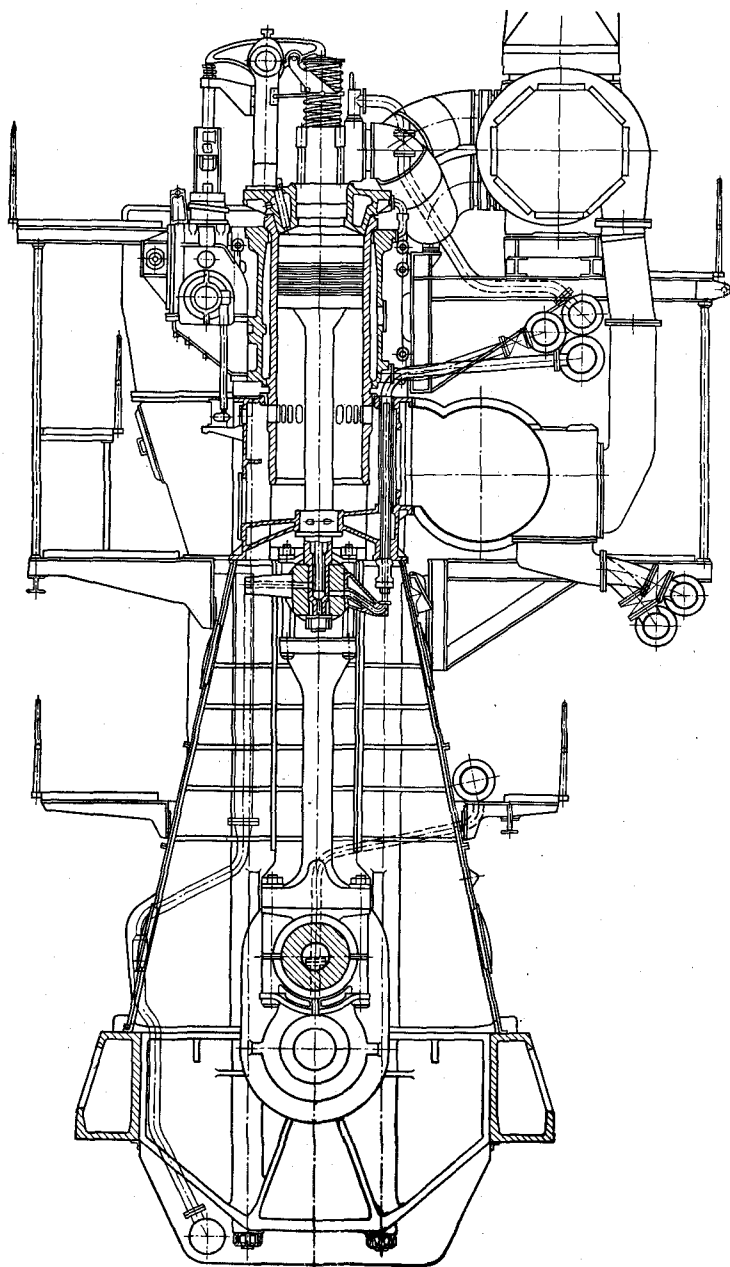


Рис. 300. Двигатель Бурмейстер и Вайн типа 84VT2BF-180  
(ДКРН  $\frac{84}{180}$ )

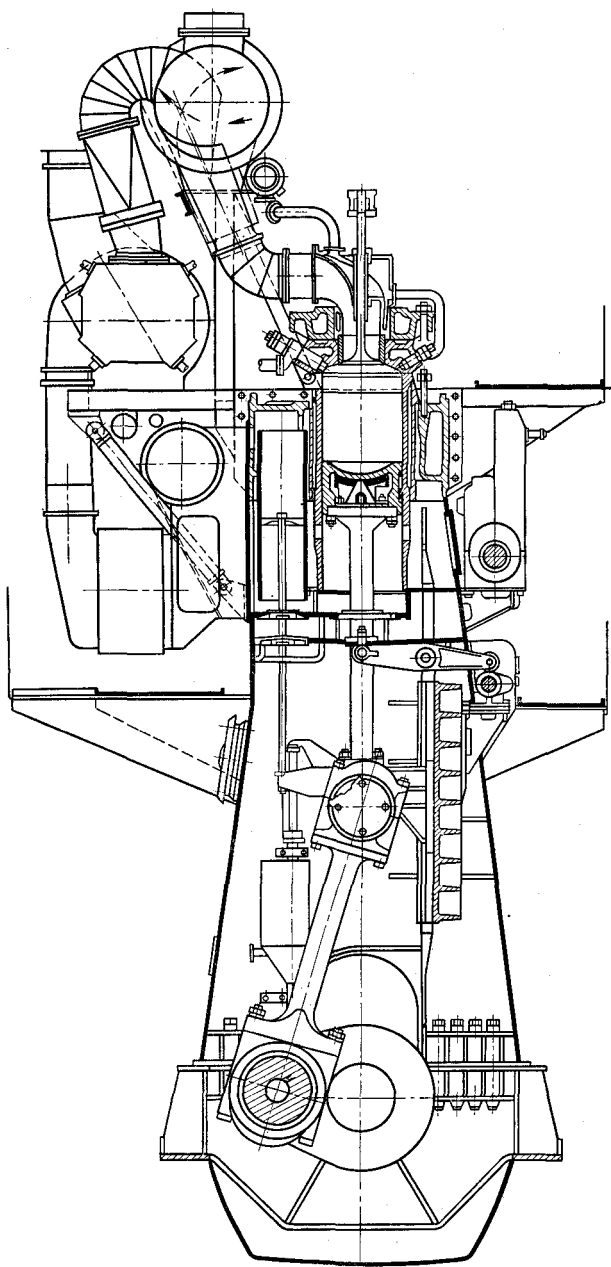
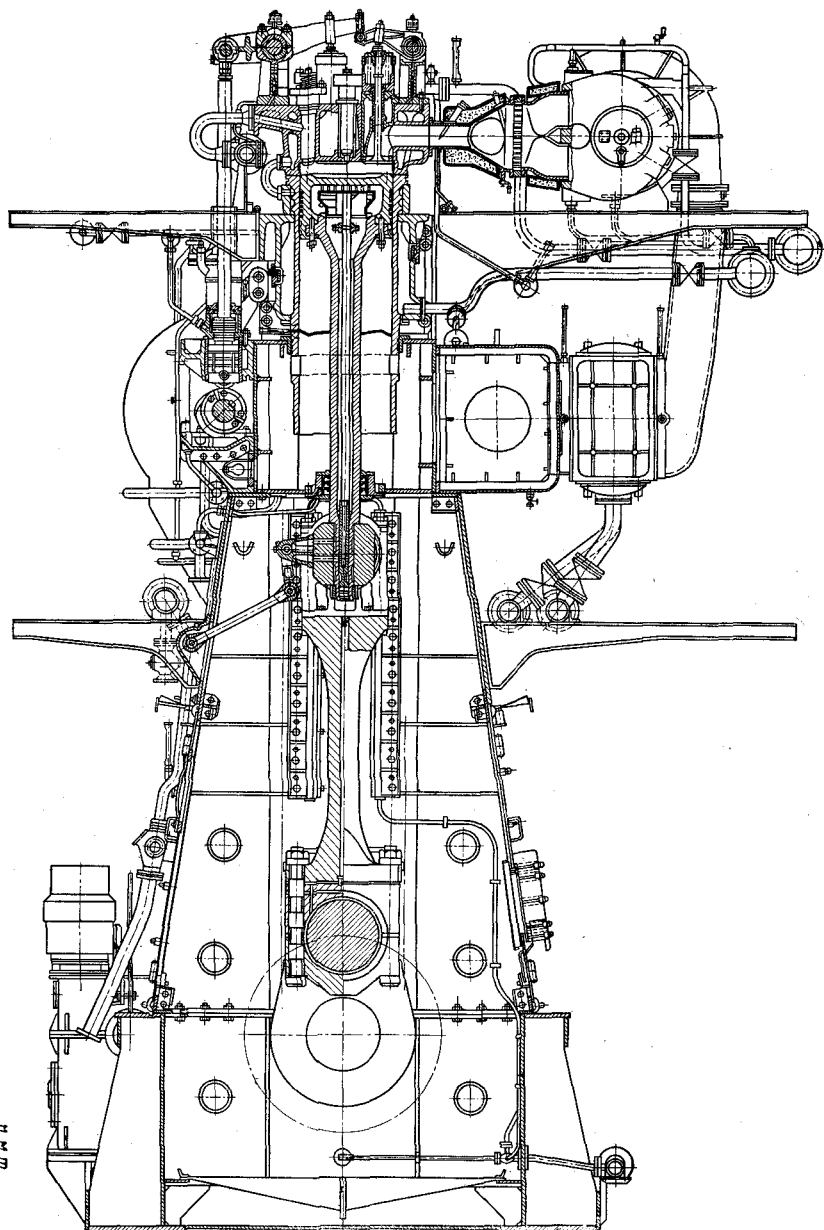


Рис. 301. Двигатель Гетаверкен типа DM  $\frac{750}{1600}$

(ДКРН  $\frac{75}{160}$ )



И.М.Ш.

Рис. 302. Двигатель типа 6D55 (6ДКРН  $\frac{55}{120}$ ) завода Цегельского (ПНР)

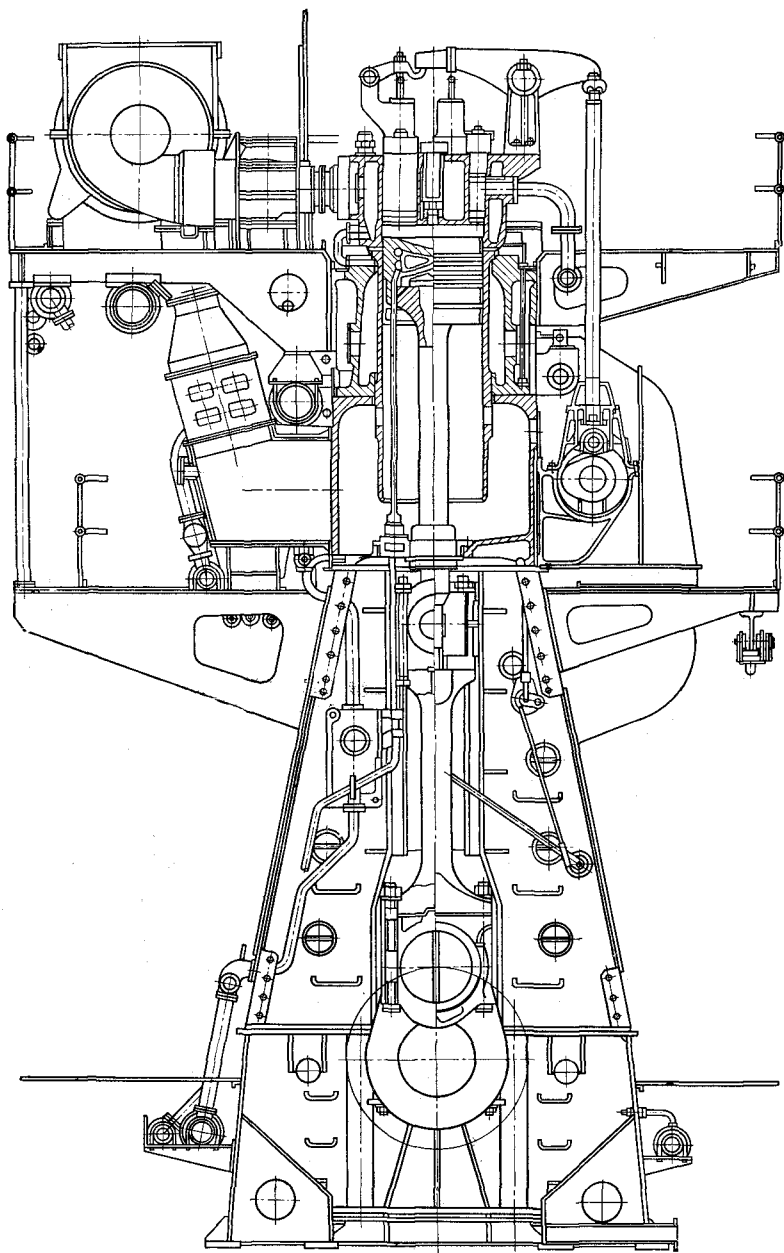


Рис. 303. Двигатель Мицубиси UEC  $\frac{85}{160}$  (ДКРН  $\frac{85}{160}$ )

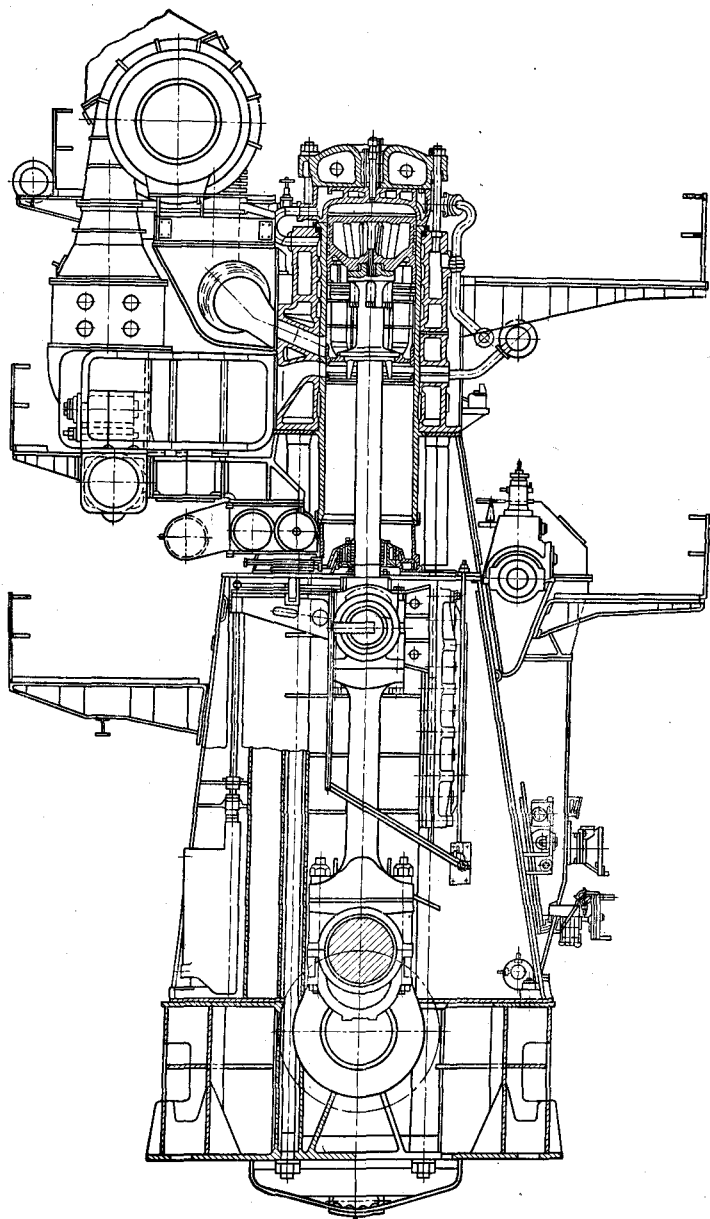


Рис. 304. Двигатель МАН КЗ  $\frac{93}{170}$  С (ДКРН  $\frac{93}{170}$ )



На всех двигателях устанавливаются втулки мокрого типа. Материалом для втулок служит чугун с перлитовой структурой.

При проектировании втулок особое внимание уделяется вопросам улучшения отвода теплоты особенно в зоне камеры сгорания и обеспечения благоприятных условий работы в зоне впускных и выпускных окон.

У двигателей с петлевой схемой газообмена температура втулки в районе выпускных окон выше, чем в зоне впускных. Кроме того, втулка в области окон сопрягается с весьма жестким бандажем рубашки охлаждения, поэтому возможность деформации втулки в направлении наружной цилиндрической поверхности сильно ограничена, и она деформируется в сторону зеркала цилиндра. Последнее часто приводит к заеданию поршня. Уплотнение пояса окон достигается с помощью медных и резиновых колец, которые ставятся в кольцевые канавки на втулке.

Герметичность уплотнения нижнего конца втулки достигается с помощью резиновых колец, насаживаемых на цилиндрическую часть втулки. Поэтому данное сочленение втулки с рубашкой практически является нежестким, что способствует вибрации втулки.

Для приближения омывающего потока к камере сгорания и устранения массивного неохлаждаемого пояса цилиндрическую втулку часто устанавливают не на рубашку, а на промежуточное кольцо (двигатели Зульцер, Гетаверкен, завода Цегельского). В отличие от конструкции двигателей Зульцер на двигателях Гетаверкен применяется дополнительная рубашка, которая изолирует блок от воды.

Улучшение условий работы поршня, колец и втулки в двигателях MAN, Сторк и завода Цегельского достигается применением колпачковой крышки, в которой располагается камера сгорания. В двигателях Бурмейстер и Вайн, Фиат и др. аналогичный эффект получается в результате опускания днища крышки ниже верхней кромки цилиндра.

Увеличению интенсивности теплоотдачи от верхней части втулки способствует также повышение скорости циркуляции

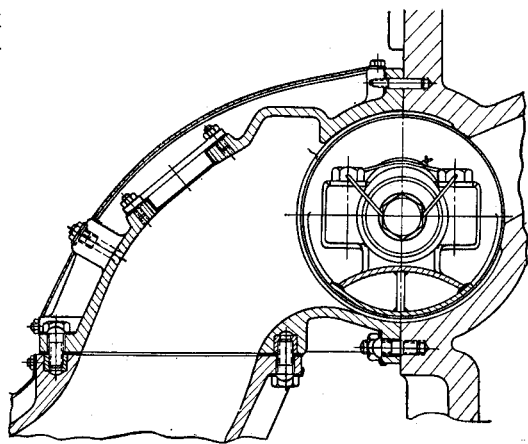


Рис. 305. Золотник двигателя MAN

охлаждающей воды. Для этого на двигателях завода Цегельского Зульцер, Доксфорд и MAN имеются ребра на наружной поверхности втулки. Для того чтобы втулка могла деформироваться в зоне окон, на двигателях Зульцер на втулках делают косой разрез. Для уменьшения деформации в осевом направлении втулку изготавливают из двух частей. Такая же втулка применяется на двигателях MAN. Для компенсации радиальной тепловой деформации втулки ее делают с пружинящим уплотнительным поясом (двигатель Зульцер).

На двигателях Доксфорд с противоположно движущимися поршнями цилиндрические втулки состоят из трех частей: верхней с выпускными окнами, нижней с впускными окнами (из чугуна) и средней (из стали). Между собой части соединяются болтами.

Крейцкопфы изготавливаются с односторонним (двигатели Зульцер, Фиат, MAN и др.) и двухсторонним (двигатели Бурмейстер и Вайн) направлением. Поршень соединяется с крейцкопфом при помощи штока круглого сечения.

Характерным для развития конструкции поршней дизелей большой мощности является уменьшение их длины вследствие применения диафрагмы, отделяющей полость картера от подпоршневого пространства. Короткие поршни имеют дизели Бурмейстер и Вайн, Гетаверкен, Зульцер, Доксфорд и др. У дизелей Зульцер при положении поршня в в. м. т. заслонка перекрывает выпускные патрубки, и поэтому поршень сделан коротким. На двигателях Зульцер и MAN подпоршневая полость используется в качестве продувочного насоса.

Для охлаждения поршней применяются масло и вода. Охлаждение водой более эффективно, но требует весьма тщательно изготовленной уплотнения. На двигателе Доксфорд выпускной поршень охлаждается водой, а впускной — маслом.

Шатуны двигателей делают обычно морского типа. Шатунные подшипники заливают баббитом с толщиной слоя 5—7 мм.

На двигателях применяется циркуляционная замкнутая система охлаждения с использованием пресной воды. Охлаждение пресной воды осуществляется в холодильниках, в свою очередь, охлаждаемых забортной морской водой. Температура воды на выходе около 55° С при работе на дизельном топливе и 70—75° С — при работе на тяжелом топливе типа котельного.

Топливные системы проектируются так, что дизель может работать на дизельном и тяжелом топливах. Как правило, пуск двигателя, работа его на малых нагрузках и при остановках производится на дизельном топливе.

Все двигатели оборудованы воздушной системой пуска и выполнены реверсивными.

Для судов выпускаются только двухтактные двигатели большой мощности простого действия. Выпуск двухтактных двигателей двойного действия прекращен, так как по показателям

телям работы и по цилиндровой мощности они уступают двигателям простого действия.

В 1963 г. во всем мире было произведено 656 силовых установок общей мощностью 5 875 480 л. с. для судов дедвейтом свыше 2000 т. Из этого числа 422 силовые установки общей мощностью 3 672 800 л. с. (62,2% по мощности) представляют собой двухтактные двигатели большой мощности, 126 силовых установок общей мощностью 374 050 л. с. (6,4% по мощности — четырехтактные двигатели и 108 силовых установок общей мощностью 1 828 630 л. с. (31% по мощности) — паровые турбины. На 422 двухтактных двигателя большой мощности приходится только 14 двигателей с противоположно движущимися поршнями Доксфорд. Их общая мощность составляет 110 500 л. с., или всего 1,9% мощности всех силовых установок. За восемь лет (с 1955 по 1963 г.) число силовых установок с двухтактными двигателями с противоположно движущимися поршнями среди общего числа силовых установок с двухтактными двигателями сократилось с 22 до 3,34%, т. е. почти в 7 раз.

Большинство двухтактных двигателей большой мощности выпускается с петлевой схемой газообмена. Характерно, что за последние годы из двигателей с этой схемой газообмена резко увеличился выпуск дизелей конструкции фирмы Зульцер, которая в настоящее время вместе с лицензиантами производит наибольшее количество двигателей.

Усовершенствование органов газораспределения, применение золотников на выпуске и комбинированного наддува позволило значительно повысить мощность и улучшить экономичность двухтактных двигателей с петлевой схемой газообмена. Из табл. 14 видно, что по величине среднего эффективного давления и удельного расхода топлива двухтактные двигатели с петлевой схемой газообмена не уступают двигателям с прямоточной схемой.

Удельный расход топлива больших судовых двигателей с газотурбинным наддувом составляет 150—160 г/(л. с. ч); среднее эффективное давление выросло до 9,5—12,0 кг/см<sup>2</sup>, т. е. по сравнению с двигателями без наддува увеличилось в 1,65—2 раза. Механический к. п. д. двигателей без наддува составляет примерно 0,82, а у двигателей с газотурбинным наддувом достигает 0,91—0,96, т. е. выше на 9—14%. Максимальное давление сгорания в цилиндре за последние годы увеличилось примерно на 10 кг/см<sup>2</sup>, но не превосходит 75 кг/см<sup>2</sup>. Значительное увеличение мощности, применение тяжелого топлива и уменьшение массы и габаритных размеров двигателей с газотурбинным и комбинированным наддувом обусловили широкое применение их на судах. В настоящее время практически все двухтактные двигатели большой мощности строятся с газотурбинным или комбинированным наддувом.

Основные параметры судовых малооборотных комбинированных двухтактных

Двигатель	Схема газообмена	Схема наддува	$N_{\text{eff}}$ в л. с.	$P_e$ в кг/см <sup>2</sup>
Бурмейстер и Вайн 74VT2BF-160	Прямоточная клапанно-щелевая	Одноступенчатая импульсная	1500	8,5
Гетаверкен DM 750/1600	То же	Двухступенчатая постоянного давления и поршневые компрессоры . . . . .	1725	9,2
Сторк HOTLo 75/160	»	Одноступенчатая импульсная	1666	9,0
Мицубиси UEC 75/150	»	То же . . . . .	1338	7,54
Зульцер RD76	Петлевая	Импульсная, ТК с последовательно включенной подпоршневой полостью . . . . .	1500	8,07
MAN KZ 78/155 C	»	Импульсная, ТК с использованием подпоршневых полостей	1600	8,0
Фиат С 750 S	»	Двухступенчатая постоянного давления, ТК и поршневые компрессоры . . . . .	1000	6,2
Бурмейстер и Вайн 84VT2BF-180	Прямоточная клапанно-щелевая	Одноступенчатая импульсная	2100	8,55
Гетаверкен GVA—U 850/1700	То же	Двухступенчатая, ТК постоянного давления и поршневые компрессоры . . . . .	2200	8,9
Сторк SW 90/170	»	Одноступенчатая импульсная	3000	10,9
Мицубиси UEC 85/160	»	То же . . . . .	2300	9,10
Зульцер RD 90	Петлевая	Импульсная, ТК с последовательно включенной подпоршневой полостью . . . . .	2300	8,8
MAN KZ 93/170	»	Импульсная, ТК с использованием подпоршневых полостей	2500	8,7
MAN-Нагасаки KZ 93/170 E	»	Постоянного давления с инжектором и с использованием подпоршневых полостей . . . . .	2600	9,05
Фиат 900 S	»	Двухступенчатая постоянного давления, ТК и поршневые компрессоры . . . . .	2100	7,61
Доксфорд 77 J9	Прямоточная с противоположно движущимися поршнями	Одноступенчатая импульсная	2200	9,18

## дизелей

$n$ в об/мин	$D$ в мм	$S$ в мм	$\frac{S}{D}$	$V_h$ в м <sup>3</sup>	$c_m$ в м/сек	$\frac{P_e}{P_{e0}}$ $\lambda_K = \frac{P_e}{P_{e0}}$	$P_i$ в кг/см <sup>2</sup>	$\eta_K$	$g_e$ в г/(л.с.ч.)	$P_2$ в кг/см <sup>2</sup>	$P_C$ в кг/см <sup>2</sup>	$P_K$ в кг/см <sup>2</sup>	$\eta_e$	$c_m P_e$
115	740	1600	2,16	0,69	6,13	1,63	9,5	0,895	160	65	51	1,7	0,395	52,1
120	750	1600	2,13	0,71	6,4	1,66	10,4	0,885	—	—	—	—	—	58,8
118	750	1600	2,13	0,71	6,3	1,73	10,0	0,90	149	—	—	—	0,424	56,6
120	750	1500	2,0	0,66	6,0	1,45	8,38	0,90	156	55,4	43,2	1,38	0,407	45,3
119	760	1550	2,04	0,70	6,14	1,6	9,33	0,865	159	69,6	45,3	1,7	0,398	49,6
118	780	1550	1,99	0,74	6,1	1,52	—	—	—	—	—	—	—	48,7
125	750	1320	1,76	0,58	5,5	1,21	7,1	0,874	162	62	46,7	1,63	0,392	34,1
110	840	1800	2,14	1,00	6,6	1,64	9,5	0,9	161	66,3	58,5	1,75	0,394	56,4
115	850	1700	2,0	0,96	6,5	1,61	10,2	0,875	160	62	46	2,0	0,40	57,6
115	900	1700	1,89	1,08	6,5	2,1	12,0	0,91	148	70	—	—	0,427	71
125	850	1600	1,88	0,91	6,4	1,75	10,1	0,9	154	72	52	1,7	0,41	58,2
119	900	1550	1,72	0,96	6,14	1,74	9,7	0,91	154	75	53	1,9	0,41	54,6
112	930	1700	1,83	1,15	6,35	1,65	—	—	—	—	—	—	—	54,8
112	930	1700	1,83	1,15	6,35	—	—	—	158	70	45	2,05	—	—
122	900	1600	1,78	1,02	6,5	1,48	—	—	157	65	54	1,93	0,403	49,5
115	760	520+ 1660	—	—	—	—	—	—	160	61,2	—	1,65	—	—

Давление наддува достигло  $2 \text{ кг/см}^2$ . Для снижения тепловой и механической напряженности на судовых двигателях большой мощности применяется промежуточное охлаждение воздуха (после первой ступени или после первой и второй ступеней).

При использовании котельного топлива, что является эффективным средством удешевления эксплуатации дизелей, затрудняется их эксплуатация. Для обеспечения бесперебойной прокачки топлива требуется подогрев его перед поступлением в топливный насос и подогрев топливпроводов, по которым топливо подается из насоса к форсункам. Поэтому при маневрировании и при плавании судов в районах, где возможны непредвиденные остановки на продолжительное время, рекомендуется применять дизельное топливо.

Котельное топливо содержит повышенное количество золы и серы. Поэтому при переводе двигателей на котельное топливо наблюдается повышенный износ и коррозия деталей двигателя (втулок, поршней, подшипников, коленчатого вала и т. п.). Так, износ цилиндрических втулок при работе на котельном топливе увеличивается примерно в 2 раза. Практика показывает, что износ их и поршневых колец ускоряется в случае работы двигателей при низких температурах топлива и охлаждающей воды и при поздней подаче топлива.

Основной износ при работе на котельном топливе получается вследствие коррозии. Интенсивная коррозия объясняется присутствием в масле сернистой кислоты, поэтому при работе на котельном топливе для лучшего удаления воды и сернистой кислоты рекомендуется двойное центрифугирование масла. Кроме того, для предотвращения попадания нагара (в котором может находиться большое количество серы) и продуктов сгорания в картер двигателя устанавливается диафрагма, отделяющая полость картера от полости цилиндра.

Износ цилиндрических втулок может быть уменьшен примерно вдвое путем применения хромирования зеркала цилиндра. Обычно износ нехромированных втулок при работе на котельном топливе составляет примерно  $0,4 \text{ мм}$  на  $1000 \text{ ч}$  работы. Однако в связи с небольшой толщиной хромированного слоя его влияние на увеличение срока службы втулки относительно невелико, вследствие чего хромирование зеркала цилиндра не получило широкого распространения.

Эффективным средством увеличения срока службы двигателей, работающих на котельном топливе, является применение эмульсированных масел с присадками для смазки цилиндра и специальных присадок к топливу.

Наибольший диаметр цилиндра выпускаемых в настоящее время двигателей равен  $1080 \text{ мм}$  (двигатель Фиат), строятся двигатели с диаметром цилиндра  $1050 \text{ мм}$ . Общепринятые диаметры цилиндров двигателей большой мощности изменяются в

пределах 680—1050 мм, а ход поршня в пределах 1300—1800 мм (кроме двигателей с противоположно движущимися поршнями). Это свидетельствует о единообразном подходе к выбору оптимального и допустимого размера цилиндров двигателей большой мощности.

Отношение хода поршня к диаметру изменяется в пределах 1,76—2,16; тенденции к его уменьшению не наблюдается. Вероятной причиной этого может быть то, что с уменьшением этого отношения ухудшается процесс газообмена и повышается необходимое давление продувочного воздуха; некоторое значение имеет и увеличение длины двигателя. У двигателей с противоположно движущимися поршнями отношение хода поршня, управляющего впуском, к диаметру цилиндра несколько больше (до 2,27). Отношение хода поршня, управляющего впуском, к ходу поршня, управляющего выпуском, равно 3 или несколько более.

Межцилиндровое расстояние у двигателей обычной конструкции практически одинаково [ $L_{\text{ч}} = (1,78 \div 1,87) D$ ]. В последние годы произошло заметное уменьшение  $L_{\text{ч}}$  у двигателей с противоположно движущимися поршнями: это расстояние, например, у двигателей Доксфорд уменьшено с  $3,33D$  до  $2,27D$ . При большом межцилиндровом расстоянии у двигателей с противоположно движущимися поршнями увеличивается длина двигателя и уменьшается жесткость коленчатого вала, а также возрастает объем выпускной системы. С увеличением объема последней падает интенсивность импульса выпускных газов, что снижает эффективность импульсной системы наддува. Поэтому двигатели с противоположно движущимися поршнями даже при наличии импульсной системы наддува снабжались вспомогательными воздухоудовками.

Число оборотов двигателей изменяется в пределах 110—125 в минуту, что обеспечивает умеренные скорости поршня ( $c_m = 5,5 \div 6,6$  м/сек) и увеличивает износостойкость поршня и других трущихся деталей.

Важной конструктивной характеристикой является удельная масса двигателя. У двигателей с наддувом за последние годы она снижена с 40—50 до 30—40 кг/л. с. Как правило, в настоящее время применяются сварные конструкции остова. Удельная масса двигателей сварной конструкции примерно на 25% меньше удельной массы литых. Цилиндровая мощность изменяется в пределах 1000—2000 л. с., достигая 3000 л. с. и более у двигателей Сторк, MAN, Зульцер и др.

Для оценки судовых двигателей большой мощности используется мощность, снимаемая с 1 м длины двигателя. Этот оценочный параметр введен потому, что длина машинного отделения (и объем) у одновинтовых судов определяется длиной главного двигателя. Поэтому чем больше отношение  $\frac{N_e}{L}$ , тем мень-

ше машинное отделение и лучше полезное использование объема судна. Величина этого параметра у двигателей с диаметром цилиндра 720—780 мм увеличилась за последние годы примерно на 20—25% и достигла 750—800 л. с./м; у двигателей с диаметром цилиндра 850—930 мм  $\frac{N_e}{L} = 1100 \div 1300$  л. с./м.

## § 69. Тепловозные, судовые и стационарные двигатели повышенной быстроходности

В качестве двигателей повышенной быстроходности наряду с четырехтактными двигателями широко применяются также и двухтактные двигатели, которые выпускаются как с прямоточной, так и с петлевой продувкой.

Двухтактные двигатели с прямоточной схемой газообмена выпускаются с противоположно движущимися поршнями и с клапанно-щелевой схемой газообмена. К первому типу двигателей с прямоточной схемой газообмена относятся двигатели типа ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (типа Д100) (рис. 306), Фербенкс — Морзе различных серий, Нэпир «Делтик» (рис. 307), Гетаверкен ТОР и др. Ко второму типу двигателей с прямоточной схемой газообмена относятся двигатели 12ДН  $\frac{23}{30}$  (40Д), 16ДН  $\frac{23}{30}$  (45Д) (рис. 308), Зульцер, Мицубиси, ГМС, Бурмейстер и Вайн и др.

К двухтактным двигателям с петлевой схемой газообмена относятся двигатели Иенбах, Кроссли, Поляр, Дейтц и др.

В настоящее время практически все двухтактные тепловозные, судовые и стационарные двигатели средней быстроходности выпускаются только с комбинированным наддувом или наряду с комбинированными конструкциями производятся модификации без использования энергии выпускных газов.

По конструктивной компоновке двигатели с противоположно движущимися поршнями могут быть разделены на две группы: двигатели с однорядным расположением цилиндров (типа ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  — Д100, Фербенкс — Морзе и др.) и двигатели со сложным расположением цилиндров (типа ДН  $\frac{13}{2 \times 18,4}$  — «Делтик» и 38А20 Фербенкс — Морзе).

Характерным для компоновки двигателей первой группы является применение сварного из стальных листов остова и двух коленчатых валов: один связан с поршнями, управляющими выпускными окнами, и расположен снизу, а другой — с поршнями, управляющими впускными окнами, и расположен сверху.



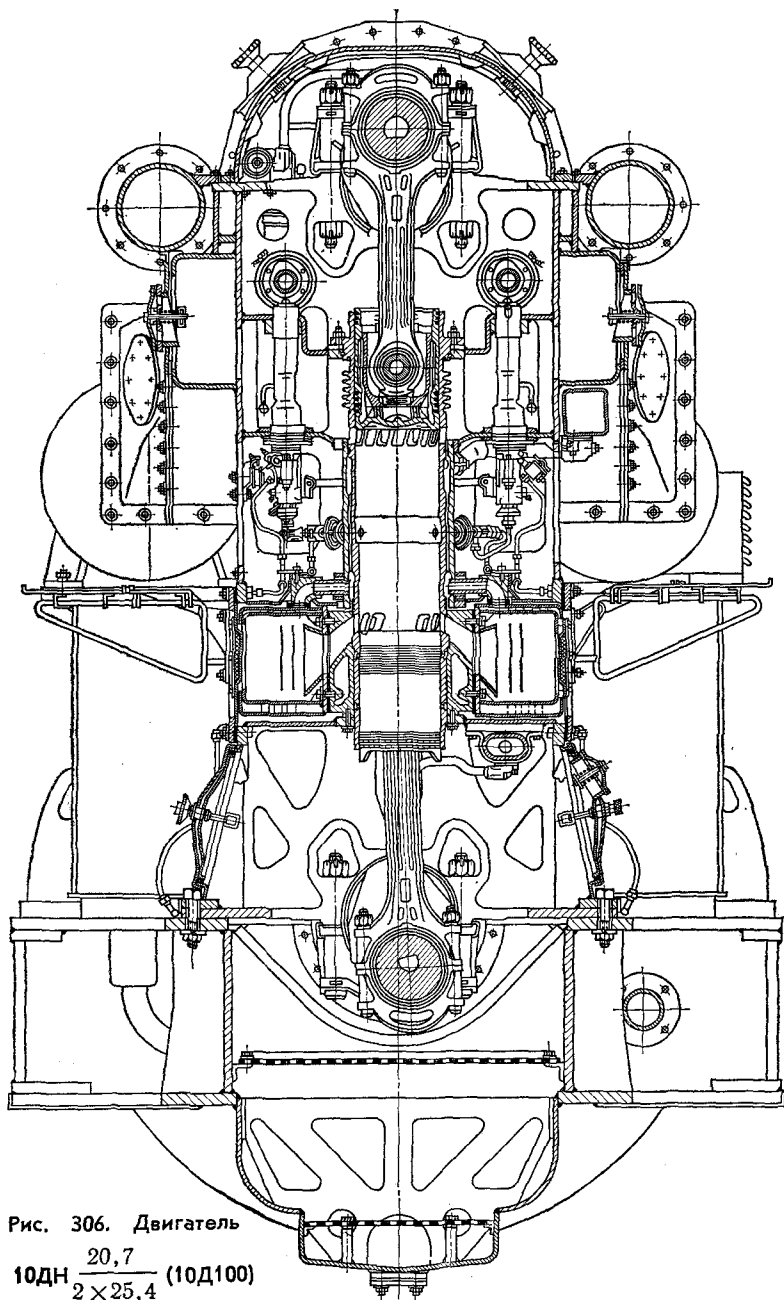


Рис. 306. Двигатель

10ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (10Д100)

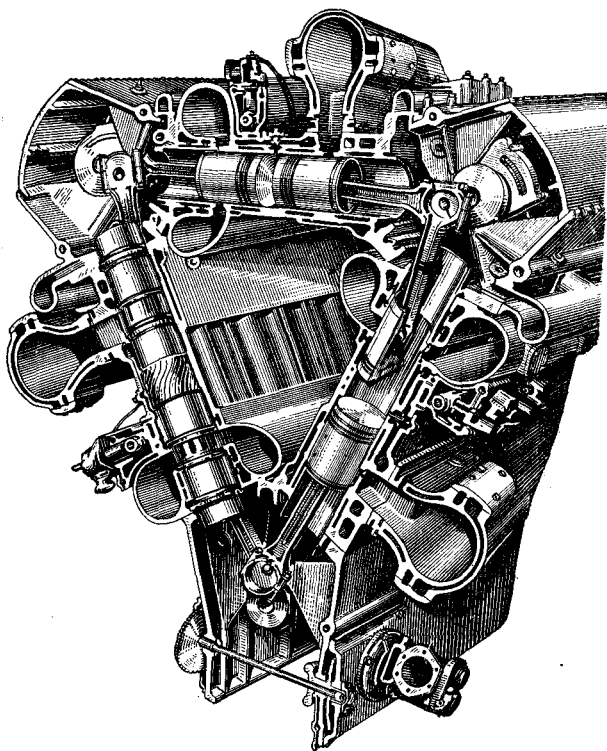


Рис. 307. Двигатель 18ДН  $\frac{13}{2 \times 18,4}$  («Делтик»)

Исключение составляет двигатель 10ДН  $\frac{18,5}{2 \times 23}$  (Гетаверкен ТОР), у которого расположение коленчатых валов противоположное. Отбор мощности осуществляется от нижнего коленчатого вала. Мощность с верхнего вала на нижний передается с помощью конических шестерен и вертикального вала на двигателях типа ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$  (типа Д100), Фербенкс—Морзе и др., с помощью цилиндрических шестерен на двигателях Гетаверкен ТОР и Фербенкс—Морзе типа 38А20. На последних двигателях верхний коленчатый вал расположен сбоку в рядных конструкциях и в развале цилиндров — в V-образных. Для нормального протекания газообмена коленчатый вал, связанный с выпускными поршнями, смещен на 10—12° в сторону вращения по отношению к валу, связанному с впускными поршнями. Вследствие этого коленчатый вал, управляющий выпускными поршнями,

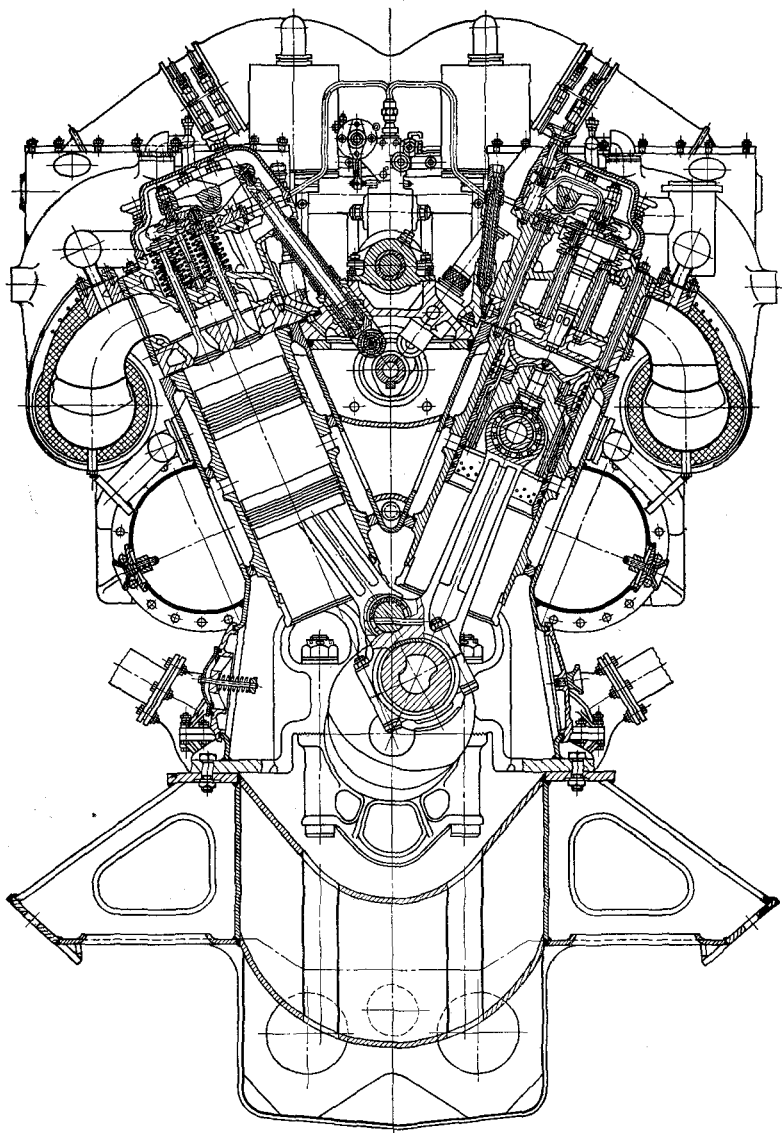


Рис. 308. Двигатель 16ДН $\frac{23}{30}$  (45Д)

передает около 70% всей мощности в двигателях, в которых диаметр верхнего и нижнего поршней одинаков. У судовых двигателей типа 38A20 предварение выпуска может быть изменено с помощью специального механизма, что необходимо для нормального протекания рабочего процесса при реверсе.

От верхнего коленчатого вала приводится в движение приводной компрессор типа Рут или центробежного типа (двигатель 10ДН  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$ ). В системе привода компрессора имеется пружинный амортизатор.

Выбранная схема отбора мощности от двигателя и привода компрессора обеспечивает наилучшие условия для работы вертикальной передачи (являющейся весьма напряженным узлом двигателя): через нее передается минимальная мощность, так как часть мощности от верхнего коленчатого вала [около 200 л. с. на номинальном числе оборотов у двигателей типа  $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$

(Д100)] расходуется на привод компрессора. Поэтому у двигателей этого типа при работе на полной мощности через вертикальную передачу на нижний вал передается около 400 л. с., если нет наддува, и около 600 л. с., если он имеется. При работе на малой нагрузке и на холостом ходу часть мощности с нижнего коленчатого вала передается через вертикальную передачу на верхний вал и используется для привода компрессора.

Цилиндровые втулки, изготавливаемые из стальных поковок, снаружи охватываются водяной рубашкой. Часть втулки выше впускных окон не охлаждается водой и имеет кольцевые ребра для увеличения поверхности теплоотдачи. Однако, как показывает практика, значение этих ребер для охлаждения практически ничтожно, поэтому на некоторых двигателях их не делают. Втулки крепятся со стороны верхнего коленчатого вала и могут свободно удлиняться в сторону выпускных окон. На двигателях типа 38A20 в каждом блоке устанавливается по две втулки. Верхняя втулка с меньшим диаметром отливается из хромоникелемолибденового чугуна.

Поршень двигателей составной, отливается из чугуна. Внутри поршня находится вставка, в которой закреплен палец. Поршень охлаждается маслом, подаваемым по каналу в теле шатуна. В днищах поршней имеются углубления, которые при сближении поршней образуют камеру сгорания.

На двигателях применяется литой коленчатый вал. Шейки вала пустотелые. Расположение шеек зависит от числа цилиндров и порядка работы.

В каждом цилиндре по бокам двигателя установлены по две форсунки, топливо к которым подается от отдельных одноплунжерных топливных насосов. Насосы расположены по обеим сторонам двигателя и приводятся в движение от кулачковых вали-

ков. Подача топлива регулируется с помощью зубчатой рейки, перемещаемой продольной тягой. Применение продольной тяги вносит известные помехи в регулирование подачи, так как температурное состояние блока и тяг различно, а следовательно, различно и их тепловое удлинение.

Наличие в конструкции вертикального вала упругого элемента обуславливает крутильные колебания и может приводить к поломкам. Весьма затруднено обслуживание нижнего подвешенного коленчатого вала. В эксплуатации также неудобно вынимать нижние поршни через картер. В процессе производства определенные трудности представляет обеспечение полного снятия напряжений в сварном остова.

Стремление получить двигатели компактной конструкции привело к появлению двигателей с противоположно движущимися поршнями с V-образным расположением цилиндров (двигатель типа 38A20 Фербенкс — Морзе) и с расположением осей цилиндров по сторонам треугольника (двигатель Нэпир «Делтик»).

V-образный двигатель Фербенкс — Морзе типа 38A20 выпускается в 12-цилиндровом исполнении для судовых и стационарных установок. Наддув двигателя осуществляется двумя турбокомпрессорами фирмы Эллиот. Подвод газов к газовой турбине осуществляется по импульсной схеме; имеется промежуточное охлаждение воздуха.

Поршни, управляющие впускными окнами, расположены снизу в цилиндрах диаметром 508 мм; их ход равен 546,1 мм. Поршни, управляющие выпускными окнами, расположены сверху в цилиндрах диаметром 254 мм; их ход равен 273,05 мм. Таким образом, диаметр цилиндра и ход поршня, управляющего выпуском, в 2 раза меньше диаметра цилиндра и хода поршня, управляющего впуском.

С верхних поршней мощность передается на коленчатый вал, расположенный в развале цилиндров, через систему рычагов и тяг. Этот вал соединяется с нижним коленчатым валом при помощи зубчатой передачи.

Все детали движения — коленчатые валы, шатуны, рычаги, шатунные тяги, шестерни передачи — отливаются из высокопрочного чугуна со сфероидальным графитом. Шатунные и коренные шейки коленчатых валов пустотелые.

Коренные и шатунные подшипники изготавливаются из алюминиево-оловянистого сплава.

Блок-картер двигателя стальной сварной. Втулки цилиндров литые из чугуна. В верхней втулке устанавливаются по две форсунки, пусковой и предохранительный клапаны и штуцеры для смазки верхнего поршня.

Поршни охлаждаются маслом, поступающим через каналы в шатунах и установленные в их головках невозвратные клапаны. Поршни имеют вставки, в которых крепятся пальцы.

Двигатели приспособлены для работы на тяжелом топливе. В этом случае нижнее маслосъемное кольцо устанавливается не на поршне, а во втулке нижнего цилиндра, что позволяет отводить загрязненную продуктами сгорания цилиндров смазку для очистки. Смазка цилиндров осуществляется с помощью лубрикаторов; смазка других трущихся пар двигателя и охлаждение поршней производится с помощью отдельного масляного насоса.

Двигатель Нэпир «Делтик» имеет восемнадцать цилиндров, оси которых расположены по сторонам треугольника. В зависимости от назначения двигатель имеет различную мощность и число оборотов. Двигатель выпускается с комбинированным наддувом (приводными турбокомпрессором и центробежным компрессором). Наибольшую мощность имеют двигатели типа СТ18-42К, предназначенные для установки на быстроходные катеры. Длительная мощность их равна 2790 л. с. при  $n = 1800$  об/мин, а часовая при перегрузке 3750 л. с. при  $n = 2100$  об/мин.

Кроме того, фирма Нэпир выпускает девятицилиндровый тепловозный двигатель типа Т9-29 «Делтик» мощностью 1100 л. с. при  $n = 1600$  об/мин, имеющий комбинированный наддув.

Остов двигателя представляет собой три шестицилиндровых или трехцилиндровых блока, отлитых из легкого сплава. От действия сил газов блоки разгружены анкерными связями.

В вершинах треугольника расположены три коленчатых вала. Для равномерного чередования вспышек в цилиндрах двигателя выпускной коленчатый вал сдвинут на  $20^\circ$  вперед по вращению по отношению к впускному валу. Кроме обеспечения равномерного чередования вспышек, выбранный угол сдвига коленчатых валов способствует наиболее рациональному расположению выпускных и впускных окон и высокому качеству процессов очистки и наполнения с минимальной потерей хода поршня (доля потеряннного хода около 0,228). Двигатель имеет геометрическую степень сжатия  $\epsilon_2 = 19,26$  и действительную  $\epsilon = 15,1$ . Удельный расход топлива изменяется от 152,1 до 179 г/(л. с. ч) в зависимости от форсирования двигателя.

Мощность со всех коленчатых валов при помощи цилиндрических шестерен передается на один общий вал отбора мощности, расположенный в середине треугольника.

Цилиндровые втулки мокрого типа изготовлены из стальных поковок. Внутренние поверхности втулок покрыты слоем пористого хрома; кроме того, на их рабочей поверхности путем специальной обработки нанесены мелкие углубления. Эти углубления при сборке заполняются графитом, пропитанным маслом, что обуславливает надежную смазку поршней при пуске. На наружной поверхности втулки для циркуляции охлаждающей воды проточены кольцевые и спиральные канавки, а в самой втулке — отверстия.

Четырнадцать впускных и девять выпускных окон расположены по всей окружности цилиндра. Впускные окна имеют небольшой тангенциальный наклон.

Втулка закреплена в блоке корончатой гайкой, навинченной на нее со стороны впускных окон, и может свободно удлиняться в сторону выпускных окон. От поворота втулка фиксируется двумя переходными штуцерами, в которых крепятся форсунки.

Поршни составные, отливаются из алюминиевого сплава; первые конструкции имели днища из аустенитной стали. В настоящее время головки поршней изготавливаются из сплава с большим содержанием меди (до 90%). Поршневой стакан и внутренняя вставка с бобышками соединяются посредством конического разрезного пружинного кольца. Поршень охлаждается маслом, подаваемым по каналу в теле шатуна.

На двигателе применено центральное сочленение шатунов: внутренний шатун соединяется с впускным поршнем, а вильчатый — с выпускным.

Коленчатые валы, изготавливаемые из легированной стали, кругом азотируются и имеют гасители крутильных колебаний.

Каждый блок двигателя имеет свой кулачковый валик для привода топливных насосов. Топливо подается в цилиндр двумя форсунками, обслуживаемыми одним одноплунжерным насосом. Подача топлива регулируется зубчатой рейкой, перемещаемой с помощью вращающегося валика. Применение вращающегося валика вместо продольных тяг дает возможность исключить влияние температурных условий и удлинений блока на величину подачи топлива каждым топливным насосом. Охлаждение двигателя производится смягченной водой. Система смазки выполнена с сухим картером.

Большая группа двухтактных двигателей повышенной быстроходности имеет прямоточную клапанно-щелевую схему газообмена. Число выпускных клапанов на этих двигателях изменяется от одного до четырех. Двигатели Сторк STT424/36 имеют по одному большому выпускному клапану, двигатели Мицубиси 9UET 44/55 — по три выпускных клапана, а двигатели 8Д  $\frac{39}{45}$  (37Д), 12ДН  $\frac{23}{30}$  (40Р), 16ДН  $\frac{23}{30}$  (11Д45), GMC567 и др. — по четыре клапана.

Двигатели Сторк STT4  $\frac{24}{36}$ , Зульцер 9Z  $\frac{40}{48}$  и 9Z  $\frac{40}{65}$ , Мицубиси DE950VBU-60 и др. имеют рядную конструкцию; двигатели Мицубиси ZC-7074, GMC567, 12ДН  $\frac{23}{30}$  и 16ДН  $\frac{23}{30}$  — V-образную с углом развала между блоками у первого 60° и у последних 45°. Двигатели Мицубиси 12WZ и 24WZ имеют W-образное расположение цилиндров с углом развала между блоками 60°.

Двигатели имеют общий блок-картер, отлитый из чугуна или легкого сплава (двигатель 12WZ) или сваренный из стальных листов и поковок (двигатели 8Д  $\frac{39}{45}$ , типа ДН23/30, GMC567, Бурмейстер и Вайн 1622VB34 и др.). У двигателей Бурмейстер и Вайн 1215VB25V блок-картер стальной литой и рама стальная сварная.

Двигатели Бурмейстер и Вайн имеют индивидуальные литые рубашки цилиндров. Цилиндры одного ряда сдвинуты по отношению к другому на половину диаметра цилиндра. Благодаря этому на каждой шатунной шейке коленчатого вала работают по два одинаковых шатуна — по одному из каждого ряда.

Двигатели, как правило, имеют отдельные головки на каждый цилиндр. На двигателях типа GMC 567 втулка цилиндра отливается как одно целое с водяной рубашкой, другие двигатели имеют отдельную от рубашки втулку чаще всего мокрого типа. Материалом для втулок служит высококачественный чугун. Изготовление втулок вместе с рубашкой на двигателях типа GMC 567 приводит к значительным тепловым напряжениям при работе двигателя, усложняет его производство и ремонт. Преимуществом такого способа изготовления втулок является устранение уплотнительных колец и облегчение эксплуатации.

Поршни двигателей (литые, составные, чугунные) охлаждаются маслом. Камера сгорания выполнена в поршне. В отдельных двигателях на юбке поршня имеются бронзовые антифрикционные кольца (например, в двигателях 1215VB25V и 1622VB34V в нижней части поршней установлено по четыре таких кольца).

На двигателях GMC, 12WZ, 24WZ и др. применяется топливоподающая аппаратура, объединяющая насос и форсунку в одном агрегате; другие двигатели имеют топливоподающую аппаратуру раздельного типа. Форсунки на большей части двигателей расположены вертикально в центре камеры сгорания.

Коленчатый вал шестнадцатилитровых двигателей типа GMC 567 состоит из двух частей; на остальных двигателях коленчатый вал изготавливается из общей поковки.

Оригинальную конструкцию шатунов имеют двигатели типа GMC 567. Сочленение шатунов обоих блоков центральное. Шатуны одного ряда цилиндров имеют кривошипную головку вильчатого типа и отличаются от обычных шатунов этого типа зубчатой нарезкой на боковых сторонах крышки и тела шатуна. Крышка состоит из двух половин, прикрепляемых винтами к телу шатуна и стягиваемых болтами. У других двигателей этого типа конструкция шатунов обычная.

Двигатели имеют комбинированный или газотурбинный наддув. На двигателях Бурмейстер и Вайн, например, подача воздуха в ресивер осуществляется под давлением  $1,5 \text{ кг/см}^2$  двумя



турбокомпрессорами с импульсными газовыми турбинами через холодильники. Турбокомпрессоры смонтированы на торце двигателя у каждого ряда цилиндров. Продувочный воздух охлаждается до температуры 35—40° С. Комбинированный наддув имеют двигатели Мицубиси 12WZ, 24WZ, 12ДН  $\frac{23}{30}$ , 16ДН  $\frac{23}{30}$  и др.

В качестве приводного компрессора используются компрессоры типа Рут или центробежные.

Характерным для большей части комбинированных двигателей с петлевой схемой газообмена является рядное расположение цилиндров. При V-образном расположении цилиндров применяется одинаковая конструкция шатунов для обоих блоков. Поэтому цилиндры правого и левого блоков смещены один относительно другого, а шатуны качаются на одной шейке рядом. Применение такого сочленения шатунов несколько увеличивает длину двигателя и уменьшает жесткость коленчатого вала, но одновременно упрощает изготовление и ремонт. Остовы отливаются из чугуна. На двигателях применяется общая отливка блок-картера и отливка блоков отдельно от картера. Все двигатели снабжены отдельными для каждого цилиндра крышками.

Втулки цилиндров мокрого типа уплотняются кольцами. На двигателях Дейтц и Иенбах они крепятся к крышкам цилиндров, которые, в свою очередь, с помощью шпилек протягиваются к блок-картеру. В двигателях Кроссли втулка цилиндра зажата между крышкой и блоком. На двигателе NZD-48A втулка изготавливается из серого чугуна методом центробежной отливки. В зоне окон втулки, как правило, имеют утолщение для лучшего направления потока. На двигателе NZD-48A с этой целью втулки имеют специальные козырьки над впускными окнами.

Поршни обычно отливаются из легкого сплава, а у двигателей Кроссли — из чугуна. На всех двигателях применена неразделенная камера сгорания и масляное охлаждение поршней. Днище поршней плоское; у двигателей Кроссли для лучшего направления потока продувочного воздуха на головке поршня протачивается большая фаска.

Наддув двигателей комбинированный. В качестве второй ступени применяется обычно компрессор типа Рут. На двигателе Кроссли выпускная система сконструирована с учетом использования газодинамических явлений в выпускной трубе для улучшения качества газообмена.

Основные параметры двухтактных двигателей средней и повышенной быстроходности приведены в табл. 15. Среднее эффективное давление изменяется от 7,89 до 11,83 кг/см<sup>2</sup> и более у двигателей с прямоточной схемой газообмена и от 5,3 до 6,8 кг/см<sup>2</sup> у двигателей с петлевой схемой газообмена. Среднее эффективное давление вместе с числом оборотов коленчатого вала определяет литровую мощность двигателя. Число оборотов коленчатого

## Параметры тепловозных, судовых и стационарных двигателей повышенной

Двигатель	Число цилиндров	Расположение цилиндров	<i>D</i> в мм	<i>S</i> в мм	$\frac{S}{D}$	Число клапанов	Подача воздуха
-----------	-----------------	------------------------	---------------	---------------	---------------	----------------	----------------

## Двигатели с противоположно движущимися

10ДН $\frac{20,7}{2 \times 25,4}$ (10Д100)	10	Рядное	207	2 × 254	1,23	—	ТК и ПЦК
Фербенкс—Морзе 38А20	12	V-образное	$\frac{254}{508}$	$\frac{273,05}{546,1}$	$\frac{1,075}{1,075}$	—	ТК
Нэпир «Делтик» СТ18-42К	18	∇-образное	130	2 × 184	1,415	—	ПТК
Гетаверкен TOP	10	Рядное	185	2 × 230	1,24	—	ПТК

## Двигатели с прямой клапанно-

Мицубиси 9UET 44/55	9	Рядное	440	550	1,25	3	ТК
GMC 498	16	V-образное	222,25	266,7	1,2	4	ТК и РУТ
Зульцер 12 $\frac{30}{38}$	12	То же	300	380	1,267	4	ТК
Зульцер 9 $\frac{40}{48}$	9	Рядное	400	480	1,2	4	ТК
GMC16-567Д3А	16	V-образное	216	254	1,175	4	ТК и РУТ
Мицубиси 12WZ	12	W-образное	150	200	1,34	4	ТК и РУТ
Мак 8 Z421AK	8	Рядное	290	420	1,45	4	ТК
12ДН $\frac{23}{30}$ (40Д)	12	V-образное	230	300	1,3	4	ТК и РуТ
16ДН $\frac{23}{30}$ (45Д)	16	То же	230	300	1,3	4	ТК и ПЦК

## Двигатели с петлевой

6ДН $\frac{19}{30}$	6	Рядное	190	300	1,58	—	ТК и РУТ
6ДРН $\frac{30}{50}$	6	»	300	500	1,67	—	ТК и ПК
Кроссли НКР-8	8	»	266,7	342,9	1,28	—	ТК и ПК
Поляр SN 165	6	»	340	570	1,67	—	ТК и вентилятор с электродвигателем
Кроссли НТВР16	16	V-образное	266,7	342,9	1,28	—	ТК и РУТ
Дейц ВТ12М625	12	То же	200	250	1,25	—	ТК и РУТ
NZD48А	8	Рядное	320	480	1,5	—	ТК и ПЦК

Примечание. В таблице приняты следующие условные обозначения: ТК — турбо-рессор, ПК — поршневой компрессор.

## Быстроходности

$N_e$ в л. с.	$n$ в об/мин	$P_e$ в кг/см <sup>2</sup>	$c_{тг}$ в м/сек	$N_{ел}$ в л. с./л	$N_{еп}$ в л. с./лм <sup>2</sup>	Масса в кг	Удельная масса в кг/л. с.	Длина в мм	Ширина в мм	Высота в мм	$N_{ев}$ в л. с./л <sup>2</sup>	$P_k$ в кг/см <sup>2</sup>	$g_e$ в г/(л. с. ч)
---------------	--------------	----------------------------	------------------	--------------------	----------------------------------	------------	---------------------------	------------	-------------	-------------	---------------------------------	----------------------------	---------------------

## поршнями и прямоточной схемой газообмена

3 000	850	9,45	7,21	17,80	45,5	—	—	—	—	—	—	—	—
12000	400	9,1	—	8,08	—	120100	10	—	—	—	—	—	—
2 790	1800	7,89	11	31,6	58	7 186	2,57	4000	1900	2140	172	—	165
3 250	1000	11,83	7,65	26,3	60,5	8 130	2,5	—	—	—	—	2,75	—

## щелевой схемой газообмена

6 000	380	9,44	6,97	8,0	43,8	66 000	11	9437	1500	3285	145	—	158
2 800	750	10,26	6,7	17	45,4	20 200	7,21	5950	1675	2250	167	2,01	168
4 500	590	10,65	7,47	14	53	35 000	7,7	—	—	—	—	—	—
5 400	445	10,1	7,12	10	48	59 400	10,9	—	—	—	—	—	—
2 790	900	9,6	7,63	18,7	47,7	13 500	5,55	6350	1615	2330	82,5	—	—
1 350	1500	9,55	10	32	64	3 800	2,82	1800	2000	2050	—	—	—
1 600	375	8,45	5,25	7,25	30,4	1 900	11,8	—	—	—	—	—	—
2 500	780	9,7	7,8	16,8	50,3	9 500	3,8	3720	1730	2190	165	—	170+5
3 000	750	9,1	7,6	15,2	45,5	12 000	4	4347	1950	2600	140	2,3	170+5

## схемой газообмена

400	600	5,85	6,0	7,85	23,5	—	—	—	—	—	—	1,72	175
750	300	5,3	5,0	3,52	17,6	18 700	25	4810	1700	3150	29	—	170
1 600	600	7,7	6,8	10,25	35	—	—	—	—	—	—	—	168
1 650	335	—	6,35	—	—	35 500	21,5	5300	2260	3785	—	—	162
3 385	625	8,05	7,15	11,05	37,9	24 600	7,24	5969	1676	2362	142	—	—
1 050	750	6,7	6,25	11,15	27,9	6 350	6,2	3578	1800	2460	66,4	1,70	157
1 750	375	6,8	6	5,7	27,2	—	—	—	—	—	—	—	—

компрессор, ПЦК — приводной центробежный компрессор, ПТК — приводной турбокомп-

вала для двигателей с диаметром цилиндра 200 мм и выше изменяется в пределах 400—850 в минуту; двигатели с меньшим диаметром цилиндров имеют более высокие числа оборотов (до 2000 в минуту).

Литровая мощность для всех двигателей изменяется в основном в пределах 5—16 л. с./л и только у быстроходных двигателей она поднимается выше 17 л. с./л. Поршневая мощность, определяющая в основном тепловую напряженность поршня двигателя, изменяется в пределах 30—60 л. с./дм<sup>2</sup> у двигателей с прямоточной схемой газообмена и в пределах 17—27 л. с./дм<sup>2</sup> у двигателей с петлевой схемой газообмена.

Практика эксплуатации двухтактных двигателей повышенной быстроходности также подтверждает, что двигатели с петлевой схемой газообмена могут иметь такой же удельный расход топлива, как и двигатели с прямоточной схемой газообмена, уступая последним по среднему эффективному давлению и удельной мощности.

При компоновке двигателей применяют рядную, V-образную и более сложную схему расположения цилиндров. При V-образном расположении угол развала равен 45, 60 и 90°. В последнем случае проще решаются вопросы уравнивания, получается меньшая высота двигателя при большей ширине. На высоту двигателя влияет величина отношения  $\frac{S}{D}$ , изменяющаяся от 1,2 до 1,67. В последнее время наблюдается тенденция к его уменьшению, что легко осуществимо у двигателей с противоположно движущимися поршнями. Однако следует иметь в виду, что с уменьшением отношения  $\frac{S}{D}$  возрастают трудности в организации процессов газообмена, смесеобразования и сгорания в камере, увеличивается межцилиндровое расстояние и уменьшается жесткость коленчатого вала. Кроме того, с уменьшением отношения  $\frac{S}{D}$  необходимо более высокое давление воздуха в ресивере для обеспечения необходимого качества газообмена в цилиндре.

Важными конструктивными характеристиками являются удельная масса и габаритные размеры двигателя. Сравнение удельных масс двигателей показывает, что применение сварки заметно не понижает удельную массу двигателя, что объясняется сравнительно небольшими габаритными размерами тепловозных двигателей.

С увеличением числа цилиндров двигателя уменьшается удельная масса и увеличивается мощность, снимаемая с единицы объема двигателя. Поэтому вполне понятна тенденция проектировать для получения малогабаритных силовых установок двигателя с большим числом цилиндров. Эта тенденция ярко выраже-

на в конструкциях двигателей Нэпир «Делтик» и Мицубиси 12WZ и 24WZ. При одном и том же числе цилиндров удельная масса двигателя возрастает с увеличением агрегатной мощности, что в значительной мере объясняется стремлением получить достаточно жесткую конструкцию. При одной и той же мощности, снимаемой с двигателя, удельная масса его уменьшается, а мощность, снимаемая с единицы объема, увеличивается с ростом числа цилиндров, что подтверждает ранее сделанный вывод.

На двигателях широко применяется газотурбинный и комбинированный наддув с промежуточным охлаждением воздуха. В качестве второй ступени используются компрессоры типа Рут (двигатели 10ДН  $\frac{23}{30}$  12WZ, Дейтц и др.) и центробежные. Например, применение комбинированного наддува на судовых двигателях GMC498 дало возможность увеличить цилиндрическую мощность на 75%, уменьшить удельную массу на 35% и улучшить экономичность на 12%. Двигатели Зульцер 12ZV  $\frac{30}{40}$ , 9Z  $\frac{40}{48}$  с газотурбинным наддувом имеют  $p_e \approx 10,5 \text{ кг/см}^2$ .

Практика развития тепловозных и судовых двухтактных двигателей повышенной быстроходности показывает, что в будущем будут применяться двухтактные двигатели как с прямоточной, так и с петлевой схемой газообмена. Однако в тех случаях, когда требуются двигатели высокой мощности, преимущества остаются на стороне двигателей с прямоточной схемой газообмена.

Одной из характерных особенностей развития двухтактных дизелей повышенной быстроходности является также использование в двигателях этого класса тяжелых топлив и даже сырой нефти. На тяжелом топливе, например, может работать двигатель Фербенкс — Морзе 38A20. Интересные исследования работы двигателя на сырой нефти были проведены фирмой Мицубиси на

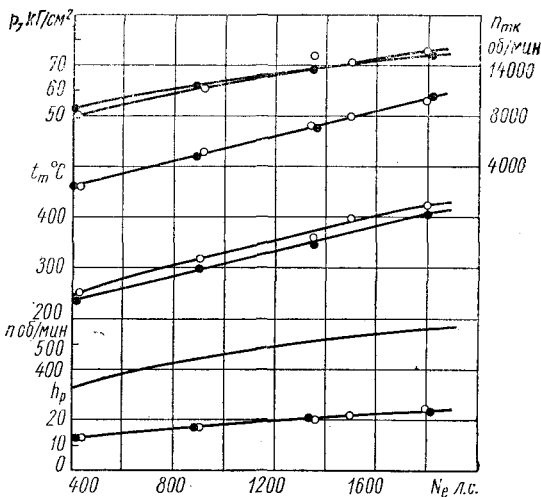


Рис. 309. Изменение показателей двигателя 6UEV  $\frac{30}{40}$  при работе по нагрузочной характеристике:

● — работа на сырой нефти; ○ — работа на дизельном топливе

шестицилиндровом V-образном двухтактном тронковом двигателе 6VEV  $\frac{30}{40}$  с диаметром цилиндра 300 мм и ходом поршня 400 мм. Двигатель имеет номинальную мощность 2600 л. с. при  $n = 600$  об/мин и  $p_e = 11,5$  кг/см<sup>2</sup>. Во время испытаний исследовалась не только возможность работы двигателя на сырой нефти, но была оценена опасность выделения из сырой нефти газов.

При работе двигателя на сырой нефти выпускные газы были такими же, как и при работе на дизельном топливе; процесс сгорания протекал нормально. Существенной разницы в протекании рабочего процесса при работе по винтовой характеристике на дизельном топливе и на сырой нефти обнаружено не было (рис. 309); только температура выпускных газов перед турбиной была приблизительно на 15°С выше, чем при работе на дизельном топливе. Перед пуском топливо иногда подогревалось. Положение рейки топливного насоса было одинаковым в обоих случаях.

Исследования работы двигателей повышенной быстроходности на тяжелых топливах проводились и на других двигателях (GMC, Фербенкс — Морзе и др.).

## § 70. Быстроходные двигатели автотракторного типа

В эксплуатации находится ряд двухтактных двигателей с комбинированным наддувом и среди них двигатели GMC8V-71T и Фоден типа FD6MkVII с прямоточной клапанно-щелевой продувкой. Основные параметры двигателей приведены в табл. 16.

Таблица 16

Основные параметры двигателей GMC 8V-71T и FD6MkVII

Параметры	GMC8V-71T	FD6MkVII
Максимальная мощность в л. с. . . . .	405	220
Максимальное число оборотов в минуту . . . . .	2300	2200
Число и расположение цилиндров . . . . .	8; V-образное	6; рядное
Диаметр поршня в мм . . . . .	108	92
Ход поршня в мм . . . . .	127	120
$\frac{S}{D}$ . . . . .	1,18	1,30
Число клапанов . . . . .	4	2
Рабочий объем двигателя . . . . .	9,28	4,8
Среднее эффективное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	8,5	8,4
Средняя скорость поршня в м/сек . . . . .	9,75	8,8
Литровая мощность в л. с./л . . . . .	43,2	46
Поршневая мощность в л. с./дц <sup>2</sup> . . . . .	55	55

На обоих двигателях в качестве первой ступени наддува применяются турбокомпрессоры с центростремительными турбинами (марки Эйрисерч модели Т3030 на двигателе GMC 8V-71T и марки Холсет на двигателе FD6MkVII); в качестве второй ступени используются компрессоры Рут с уменьшенными размерами по сравнению с компрессорами двигателей без наддува. На двигателе FD6MkVII имеется промежуточное охлаждение воздуха после турбокомпрессора.

Холодильник устанавливается над выпускным трубопроводом двигателя.

Созданию двигателей с комбинированным наддувом GMC 8V-71T предшествовала большая работа по усовершенствованию серийных двигателей без наддува, выпускаемых фирмой GMC.

Первая модернизация двигателей серии 71 была проведена в 1955 г. На двигателе серии 71E были применены овальные впускные окна, что позволило увеличить их суммарное проходное сечение на 5,8%. Число выпускных клапанов было увеличено с двух до четырех, вследствие чего суммарное проходное сечение клапанов возросло на 23%. Увеличение проходных сечений впускных и выпускных органов способствовало уменьшению сопротивления газоздушного тракта двигателя. Это позволило уменьшить передаточное число к компрессору с 2 до 1,7. В результате этого мощность, затрачиваемая на привод компрессора, уменьшалась на 57%, а мощность шестицилиндрового двигателя серии 71E увеличилась на 18,5 л. с.

Для улучшения четкости фаз газораспределения на поршне на расстоянии около 3 мм от верхней кромки было установлено жаровое кольцо. Применение кольца уменьшило объем пространства между головкой поршня и стенками цилиндра, вследствие чего снизились потери тепла в охлаждающую воду и улучшилась равномерность температурного поля поршня. Вместе с применением закрытой форсунки внедрение указанных конструктивных мероприятий позволило увеличить мощность двигателя на 9—12% и снизить удельный расход топлива. Давление топлива в начале впрыска составляет около 210 кг/см<sup>2</sup>.

В процессе дальнейшего усовершенствования двигателя наружная выступающая часть днища поршня была поднята на 0,75 мм, что увеличило воздушный заряд в объеме выемки в поршне и повысило степень сжатия с 17 до 18,75. Кроме того, была уменьшена высота нижнего компрессионного кольца с 3,15 до 2,14 мм и введено хромирование первого (сверху) маслосъемного кольца с трех сторон, чтобы замедлить приработку кольца и несколько уменьшить съем масла со стенок цилиндра в первый период работы двигателя. В результате усовершенствования двигатель серии 71N имеет мощность на 20 л. с. большую, а удельный расход топлива на 5% меньший, чем двигатель серии 71E.

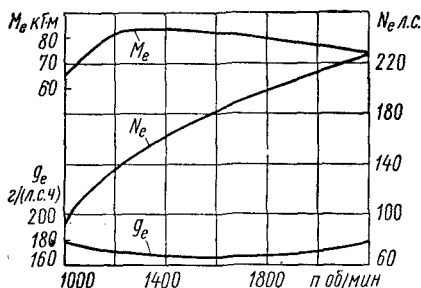


Рис. 310. Характеристика двигателя FD6MkVII

Проведенные мероприятия повысили надежность, улучшили удельные показатели и облегчили применение газотурбинного наддува двигателей GMC 8V—71T.

Блок-картер, головки и гильзы двигателя GMC 8V—71T отливаются из легированного чугуна. Стык блока с головкой уплотняется при помощи индивидуальных металлических колец из мягкого металла и колец из синтетической резины.

Клапаны изготавливаются из стали, легированной никелем. Привод клапанов и насос-форсунок осуществляется при помощи толкателей от двух кулачковых валиков, расположенных в развале между блоками. Вкладыши коренных подшипников взаимозаменяемы.

Поршни изготавливаются из ковкого чугуна и охлаждаются маслом. Наружная поверхность их шлифуется и лудится гальваническим способом для предохранения от задира при приработке.

Пуск двигателя при низкой температуре окружающего воздуха осуществляется с помощью заливки эфира или с помощью подогрева воздуха в ресивере, который расположен в развале между блоками.

Двигатели GMC 8V-71T и FD6MkVII имеют достаточно высокое среднее эффективное давление — соответственно 8,5 и 9,4 кг/см<sup>2</sup>. Характеристика двигателя FD6MkVII показана на рис. 310. Удельный расход топлива не превосходит 180 г/(л. с. ч); минимальный удельный расход составляет около 158 г/(л. с. ч).





## ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

**§ 71. Развитие конструкций**

Анализ состояния и перспектив развития энергосиловых установок различного назначения позволяет сделать заключение о том, что в ближайшие десятки лет поршневой двигатель и, в частности, дизель сохранит свое значение в диапазоне агрегатных мощностей до 35—40 тыс. л. с. как самая экономичная в отношении расхода топлива энергетическая установка для наземного и водного транспорта. Сказанное относится в первую очередь к комбинированному двигателю, являющемуся дальнейшим развитием поршневых двигателей.

Исключительно широкое применение двигателей внутреннего сгорания, в несколько раз превосходящих по мощности и по количеству вырабатываемой энергии все остальные первичные двигатели, предопределяет необходимость дальнейшего их совершенствования, так как даже незначительное улучшение показателей их работы дает весьма значительный суммарный народнохозяйственный эффект.

В течение более чем шестидесятилетнего развития поршневых двигателей внутреннего сгорания они достигли высокой степени совершенства. Однако еще не исчерпаны все возможности дальнейшего прогресса, о чем свидетельствует ряд существенных успехов в двигателестроении в течение последних лет, касающихся создания новых сочетаний поршневых двигателей и газовых турбин, применения высокого наддува, новых систем смесеобразования и т. п. Естественно, однако, что дальнейший прогресс возможен только в результате достаточно широких поисковых и углубленных исследовательских и опытно-конструкторских работ.

Что касается расчета процессов и определения основных конструктивных параметров, то здесь вопрос тоже усложнился, так как повышение быстроходности двигателей, а также давлений и

температур процесса и широкое применение газотурбинного наддува настоятельно требуют построения расчета, учитывающего влияние газоздушного тракта, включающего выпускную систему со всеми ее устройствами (трубопроводы, в частности разделенные, внутренние полости в них и т. д.), турбину, а также выпускную систему.

Отметим, что в настоящее время в связи с усложнением конструкций, увеличением быстроходности двигателей и повышением параметров процесса использование данных, полученных в результате аналитических исследований, и построение обоснованных концепций для разработки расчета и обобщенных зависимостей между параметрами процесса еще более затруднилось.

Последние 10—15 лет характеризуются значительными достижениями в области совершенствования и развития комбинированных двигателей, в том числе двухтактных, различных мощностей и назначения. В частности, это касается малооборотных судовых двигателей, мощность которых уже достигает более 35 тыс. л. с. в одном агрегате и имеются опытные конструкции мощностью до 40 тыс. л. с., т. е. мощности, достаточной для одной энергетической установки крупнотоннажного судна. Сказанное выше относится и к двигателям других классов и назначения, в частности к быстроходным двигателям транспортного типа.

В настоящее время уже можно констатировать уменьшение расхода топлива, достигнутое в результате применения рационального сочетания поршневого двигателя и лопаточных машин, а также снижения теплонапряженности комбинированных двигателей. Следует ожидать дальнейшего уменьшения расхода топлива, связанного с уменьшением потерь на охлаждение и тепловых нагрузок, что явится результатом понижения теплового уровня процесса вследствие промежуточного охлаждения воздуха.

Применение комбинированных двигателей обусловило значительное повышение среднего эффективного давления. Можно считать актуальными принимаемые меры, направленные на повышение количества поступающего в цилиндры воздуха (позволяющего увеличить количество подаваемого топлива) и использование в турбине с минимальными потерями потенциальной энергии выпускных газов при наибольшей эффективности подачи энергии компрессору. В свою очередь, сжатый в компрессоре воздух должен быть использован с высокой экономичностью для заряда цилиндра при хорошем коэффициенте продувки и наилучших условиях охлаждения.

Не менее важной проблемой при создании комбинированных двухтактных двигателей повышенной мощности остается снижение термических напряжений в поршнях и других деталях, воспринимающих тепловую нагрузку. Решение проблемы, кроме указанных выше путей (см. гл. X), должно идти по пути приме-

нения более высокого качества материалов для изготовления деталей и усовершенствования конструкций. При выборе числа цилиндров не следует забывать технологические и конструктивные вопросы. Особое внимание должно быть уделено выбору числа цилиндров и их расположению. Отметим, в частности, что в судовых установках обслуживание и эксплуатационные расходы во время рейсов растут почти пропорционально увеличению числа цилиндров.

Малооборотные двигатели большой мощности. Количество судов, оборудованных дизелями, резко возросло за последнее десятилетие. Этому способствовало в значительной степени создание дизелей новых типов и модернизация существующих.

В малооборотных дизелях с наддувом с непосредственной передачей мощности на гребной винт, строящихся исключительно двухтактными, применяется и будет применяться газовая связь турбины с поршневым двигателем.

В этом классе двигателей широко применяются и будут применяться как прямоточные клапанно-щелевые схемы (двигатели Бурмейстер и Вайн, Гетаверкен, Мицубиси, Верскпур, Сторк, завода Цегельского и др.), так и петлевые (двигатели Зульцер, Фиат, MAN), достаточно доработанные. Значительно реже применяются двигатели с противоположно движущимися поршнями (двигатели Доксфорд, Харланд и Вольф), имеющие мало перспектив для расширения их применения.

Среднее эффективное давление двигателей с прямоточными схемами газообмена несколько выше давления  $p_e$  у двигателей с петлевыми схемами. Применение золотников или клапанов в выпускных аппаратах, а также в продувочной системе двигателей с петлевой схемой газообмена повышает давление  $p_e$  до значений, близких к значениям этого давления у двигателей с прямоточной продувкой, но ведет к усложнению конструкции.

Значительного успеха добились фирмы Зульцер и MAN по улучшению показателей работы двигателей с петлевой схемой газообмена, особенно в последние годы. В лучших двигателях расход топлива достигает 140—145 г/(л. с. ч). Низкое число оборотов (не более 120—125 в минуту) и среднее эффективное давление, не превышающее 10—11 кг/см<sup>2</sup>, обуславливают сравнительно малые износы движущихся деталей.

Двигатели создаются для работы на тяжелых топливах. В последние годы построены и находятся в эксплуатации двигатели рассматриваемого типа с цилиндром диаметром до 980—1000 мм и выше и мощностью более 35 тыс. л. с. в агрегате. Эти двигатели получили применение главным образом на танкерах и супертанкерах.

Вряд ли рационально в двигателях большой мощности увеличивать  $D$  значительно более 1000 мм вследствие трудности

обеспечения прочности и умеренной теплонапряженности при повышенном давлении наддува и организации смесеобразования в неблагоприятной по форме камере сгорания. Кроме того, большие размеры поршней, поршневых колец, подшипников и других деталей вызывают значительные трудности в изготовлении, установке и обслуживании. Одновременно серьезными вопросами являются выбор типа двигателей и актуальность использования в этом классе двигателей средней и повышенной быстроходности с редукторными передачами. Учитывая сложность конструкции этих двигателей и их обслуживания, а также высокие эксплуатационные расходы, следует считать более перспективными малооборотные двигатели с непосредственным соединением с гребным винтом.

Вопрос о том, какую из схем газообмена следует считать более перспективной, является дискуссионным. Решение зависит от конкретных условий: какие должны быть габаритные размеры и масса двигателя, создается ли совершенно новая конструкция или будут использованы некоторые узлы и агрегаты существующих двигателей, какой опыт имеет завод, его конструкторские бюро и производственные отделы, насколько сложно применить газотурбинный наддув и т. п.

Конструкция двигателей с петлевой схемой газообмена более проста, чем двигателей с прямоточной, даже при наличии золотниковых устройств (вращающихся или качающихся) в выпускной системе. У отдельных двигателей с петлевой схемой газообмена мощность почти такая же, как у двигателя с прямоточной (клапанно-щелевой) схемой. Возможно также применение газотурбинного наддува. Не случайно поэтому ряд упомянутых выше фирм выпускают двухтактные двигатели большой мощности с петлевой схемой газообмена. Большое значение имеет и накопленный этими заводами многолетний опыт по построению подобных двигателей.

Таким образом, нет оснований ожидать заметного вытеснения в ближайшие годы данных двигателей двигателями с прямоточными схемами газообмена.

Останавливаясь на вопросах компоновки, следует отметить, что характерным для двухтактных тихоходных двигателей большой мощности являются: вертикальное рядное расположение цилиндров при числе их от 4 до 12 (и более); кресткопфная конструкция; малая длина поршня вследствие наличия диафрагмы, являющейся нижней стенкой ресивера, изготовленного в виде коробки, в которую опущена нижняя часть гильзы со впускными окнами.

Можно полагать, что в дальнейшем удельная мощность двухтактных двигателей будет повышаться главным образом вследствие применения и совершенствования систем газотурбинного наддува и повышения давления наддува.

Судовые и стационарные двигатели повышенной мощности и средней быстроходности. Эти двигатели строятся и будут строиться как четырехтактными, так и двухтактными. Вопрос о рациональном числе тактов, решаемый применительно к конкретным требованиям, часто является дискуссионным и в ряде случаев далеко не ясным. Основные параметры двигателей этого класса примерно следующие: мощность до 10—15 тыс. л. с., диаметр цилиндра и ход поршня в пределах 350—600 мм, число оборотов 300—500 в минуту. Среднее эффективное давление двухтактных двигателей  $p_e = 11 \div 12 \text{ кг/см}^2$ , расход топлива 150—160 г/(л. с. ч). Расположение цилиндров рядное или V-образное.

Исследования последних лет показали, что в двигателях и этого класса возможно применение тяжелых топлив. Последнее делает их в ряде случаев конкурентноспособными с малооборотными двигателями; тяжелые (котельные) топлива мало используются в двигателях данного класса.

Судовые двигатели рассматриваемого класса устанавливаются на грузовые и пассажирские суда среднего тоннажа, а также на суда специального назначения.

За исключением отдельных конструкций, двигатели данного класса характеризуются наличием газовой связи турбины и поршневого двигателя (как и для предыдущего класса). Чаще применяется и будет применяться прямоточная схема газообмена. Двигатели с противоположно движущимися поршнями, несмотря на известную сложность конструкции, следует считать перспективными из-за высокой удельной мощности и экономичности.

Быстроходные судовые и тепловозные двигатели. Данные двигатели строятся четырех- и двухтактными. Их основные параметры примерно следующие: мощность до 5000—7000 л. с., диаметр цилиндра и ход поршня в пределах 150—400 мм, число оборотов 800—1500 в минуту. Среднее эффективное давление двухтактных двигателей 10—13 кг/см<sup>2</sup> и выше, расход топлива 160—170 г/(л. с. ч).

Эксплуатационный расход топлива несколько выше в связи с наличием редуктора или электропередачи. Попутно следует отметить высокий уровень шума, что требует изоляции помещения, в котором находится обслуживающий персонал. Последнее лишний раз подтверждает необходимость оборудования двигателя дистанционным управлением.

В тех транспортных установках (специальных судовых и тепловозных, а также в установках для машин безрельсового транспорта повышенной мощности), к которым предъявляются жесткие требования по габаритным размерам и массе (при повышенных числах оборотов), наиболее рациональными в отношении мощности, экономичности и габаритных размеров являются двигатели с прямоточными схемами газообмена. Весьма перспектив-

ными в указанном отношении следует считать двигатели с противоположно движущимися поршнями. Двигатели с клапанно-щелевой схемой газообмена применяются довольно широко главным образом в США и СССР и, по-видимому, будут применяться в ближайшие годы.

Одним из основных условий, кроме удачной компоновки конструкции в отношении габаритных размеров и массы, а также срока службы, необходимо считать рационально выбранные конструкцию и размеры выпускной системы, количество объединяемых трубопроводами цилиндров и конструктивную схему их соединения с газовой турбиной.

Выбор системы наддува зависит от назначения двигателя и режимов его работы. Получить четко выраженную импульсную систему газотурбинного наддува, по-видимому, практически невозможно.

Расположение цилиндров может быть рядным или двухрядным V-образным. При больших мощностях применяются и будут применяться и сложные схемы, в частности, схемы с расположением осей цилиндров по сторонам треугольника или квадрата, X-образная, H-образная или более сложные схемы. Закрытые схемы, в частности, схемы с расположением осей цилиндров по сторонам треугольника или квадрата для транспортных двигателей следует считать при прочих равных условиях менее перспективными, чем открытые, так как при этом усложняется компоновка вспомогательных агрегатов и трубопроводов, а также нельзя расположить форсунки равномерно по окружности цилиндра с целью улучшения смесеобразования.

Конструирование двигателей рассматриваемого класса осложняется тем, что по литровой мощности и общей напряженности они должны быть близки к легким транспортным, а по условиям эксплуатации, надежности и сроку службы — к судовым и тепловозным.

Примерами подобных двигателей являются известные двигатели с противоположно движущимися поршнями: двигатели Нэпир с расположением осей цилиндров по сторонам треугольника; двигатели Фиат с расположением осей цилиндров по сторонам квадратов; двигатели Фербенкс — Морзе; двигатели Харьковского завода им. Малышева с рядным расположением цилиндров; двигатели ГМС, Гетаверкен и Коломенского тепловозостроительного завода им. Куйбышева с клапанно-щелевой схемой газообмена с V-образным расположением цилиндров и др.

Легкие турбопоршневые транспортные дизели. В последние годы все большее развитие получают легкие турбопоршневые транспортные дизели повышенной мощности и быстроходности ( $c\ n = 1500 \div 2500$  об/мин и более), нередко с механической связью турбины и поршневого двигателя. К этим двигателям относятся двигатели морского и наземного транспорта,

в том числе специального назначения, к которым, в частности, относятся зарубежные двухтактные двигатели Лейланд, Роллс-Ройс, Дженерал Моторс, Нэпир «Делтик» и др. Соображения, высказанные выше по вопросу конструктивных схем и расположения цилиндров, справедливы и в данном случае. Перспективны и сложные схемы с большим числом цилиндров, расположенных (в виде блоков) по лучам многорядной звезды.

Вопрос о рациональной конструктивной схеме соединения валов поршневого двигателя, газовой турбины и компрессора остается, однако, неясным. Во всяком случае отмеченная конструктивная схема, при которой турбина механически связана с поршневым двигателем, после отработки рациональна для двигателей рельсового и безрельсового транспорта, работающих при частых и резких изменениях режимов.

Легкие дизели автотракторного типа. Большого внимания заслуживают также легкие дизели автотракторного типа, показатели которых в последние годы доведены до весьма высокого уровня (как по удельной мощности, так и экономичности). Равным образом сказанное относится и к двигателям, работающим на легком топливе с зажиганием от постороннего источника.

Комбинированные двигатели в автотракторостроении получили пока еще сравнительно небольшое развитие, хотя в последние годы отмечается интенсивный рост количества выпущенных двигателей этого типа. В ближайшие годы будет доминировать газовая связь турбины и поршневого двигателя в первую очередь в тех конструкциях, где это обуславливается необходимостью, в частности в спортивных автомобилях, требующих кратковременного повышения мощности. Для грузовых автомобилей вопрос применения газотурбинного наддува должен решаться с учетом в первую очередь экономических соображений (в этом случае может оказаться более целесообразным увеличение рабочего объема двигателя).

Исключением будут являться отдельные установки специального назначения, в которых найдет применение механическая связь поршневых и лопаточных машин.

Следует отметить, что количество двухтактных двигателей, применяемых как на автомобилях, так и на тракторах, за последние годы увеличилось. Применяются как прямоточные, так и петлевые схемы газообмена.

Несмотря на то, что внимание к двухтактным автомобильным двигателям увеличивается вследствие их повышенной удельной мощности и равномерного крутящего момента при меньшем числе цилиндров по сравнению с четырехтактными двигателями, вопрос целесообразности применения двухтактных двигателей является еще дискуссионным. По трудоемкости изготовления, габаритным размерам и массе двухтактные автомобильные двига-

тели, особенно с прямоточными схемами газообмена, пока еще не имеют заметных преимуществ по сравнению с четырехтактными, несмотря на успехи, достигнутые в отдельных случаях (в том числе в Англии с двигателями Коммер, Роллс-Ройс и др. с противоположно движущимися поршнями). Что касается двигателей с петлевой схемой газообмена, которые строят во многих странах, то пока еще их габаритные размеры и масса бывают иногда даже несколько больше, чем у четырехтактных двигателей, вследствие трудности увеличения среднего эффективного давления выше  $6,0 \text{ кг/см}^2$ , а также необходимости размещения выпускных и впускных каналов в блоке цилиндров.

Целесообразность применения двухтактного процесса при петлевой схеме газообмена в тракторных двигателях является бесспорной.

Результаты исследовательских работ, проведенных с турбопоршневыми двухтактными двигателями повышенной удельной мощности и быстроходности в последние годы, свидетельствуют о том, что нередко удельные расходы топлива этих двигателей могут быть ниже, чем у четырехтактных двигателей такой же мощности. Особенно перспективны в этом отношении двигатели с противоположно движущимися поршнями, имеющие большие потенциальные возможности для получения высокого эффективного давления и низких удельных расходов топлива. Таким образом, весьма актуальными следует признать исследовательские работы с двухтактными двигателями, имеющие целью выбор наиболее рациональной конструкции, усовершенствование процессов смесеобразования и сгорания, газообмена и наддува, использование энергии выпускных газов, повышение надежности и срока службы двигателя.

Значительный интерес представляют экспериментально-исследовательские работы, проведенные в последние годы на высокооборотных двигателях с противоположно движущимися поршнями.

Как показывают результаты этих работ, литровая мощность достигает  $150 \text{ л. с./л}$  и более при  $n = 3500 \div 4000 \text{ об/мин}$ . Среднее индикаторное давление  $20 \text{ кг/см}^2$  и выше при давлении наддува  $3,0\text{—}3,5 \text{ кг/см}^2$ , суммарном коэффициенте избытка воздуха  $2,0\text{—}2,5$ , степени повышения давления  $1,5\text{—}1,6$ , индикаторном к. п. д.  $0,45\text{—}0,46$  и скорости нарастания давления  $3,5\text{—}6,5 \text{ кг/(см}^2 \cdot \text{град)}$ .

Высокие значения литровой мощности были достигнуты в результате:

1) отработки процесса газообмена при наличии симметричного подвода теплоты к поршневой группе и отвода теплоты от нее, а также интенсивного охлаждения цилиндра;

2) осуществления благоприятного сочетания движения топливных струй с движением воздушного потока в камере сгорания, что обусловило эффективное протекание процесса сгорания;

3) подбора размеров и конструкции топливного насоса и форсунки и привода топливного насоса, обеспечивающих надежную работу впрыскивающей системы без колебаний угловой скорости привода, при наличии процесса впрыска малой продолжительности с высоким давлением без подтекания и подвпрыска;



4) создания надежной поршневой группы (составной), в которой, в частности, неохлаждаемый корпус соединен эластичным креплением со стальной жаростойкой накладкой. Для регулирования теплового потока в корпус введена прокладка между накладкой и корпусом. В результате этого корпус поршня работает при сравнительно низкой температуре (ниже  $300^{\circ}\text{C}$ ), в то время как накладка имеет высокую температуру ( $850\text{--}900^{\circ}\text{C}$ ), ускоряющую физико-химические процессы, активизирующие протекание сгорания [49].

Как известно, в двухтактном двигателе большое значение имеет вредный объем между корпусом поршня и стенкой цилиндра в зоне до первого кольца. Чем больше этот объем, тем больше потери энергии в начале сжатия и в конце расширения, влияющие на расход топлива, тем сложнее обеспечить надежную работу первого поршневого кольца. В то же время при расположении первого кольца ближе к днищу поршня условия работы кольца становятся особенно тяжелыми. Данная задача решена в первом приближении достаточно удовлетворительно путем изоляции колец от накладки и поршня, а также путем применения специальных жаровых колец (двигатели Роллс-Ройс, Лейланд и др.).

Преимущества газовой турбины в отношении тяговой характеристики заставляет исследовательские организации вести изыскательские работы в направлении создания конструкции комбинированного двигателя, в котором значительная часть мощности отбирается от вала турбины, работающей на выпускных газах (силовой).

## **§ 72. Научно-технические направления исследовательских работ**

В качестве основных научно-технических направлений в двигателестроении, обеспечивающих дальнейший прогресс отрасли и наибольший экономический эффект для народного хозяйства, надо считать следующие:

1. Дальнейшее повышение надежности работы и срока службы двигателей. Исследования должны включать разработку теории рабочих процессов рациональных конструкций, технологии, углубление методов расчета, разработку методов испытаний с учетом условий эксплуатации, переменных (нестационарных) режимов работы и срока службы двигателя.

Значительное внимание должно быть уделено вопросам жесткости и прочности узлов и деталей, однородности изготовления деталей, разработке методов прочностных расчетов и расчетов на жесткость, а также мероприятий по снижению вибраций и кавитационных разрушений. То же касается создания жаропрочных покрытий, понижающих температуру соответствующих деталей, и покрытий, повышающих износостойкость поршней, поршневых колец, плунжеров топливных насосов и т. п.

Не менее важными являются разработка и внедрение более совершенной технологии изготовления узлов двигателей и их деталей и в первую очередь деталей поршневой группы, коленчатых валов, подшипников, топливоподающей системы.

2. Улучшение топливной экономичности дизелей при работе их в широком диапазоне эксплуатационных режимов. Основные направления исследований — изыскание способов уменьшения тепловых потерь и улучшения использования выпускных газов, разработка новых и совершенствование существующих способов смесеобразования и камер сгорания, обеспечивающих надежную работу при невысоких коэффициентах избытка воздуха и уменьшение жесткости работы в широком диапазоне нагрузочных и скоростных режимов работы двигателя.

3. Создание новых рабочих циклов двигателей; создание двигателей с новыми конструктивными схемами, в частности с большим числом цилиндров, различным образом расположенных относительно одного или нескольких валов при различных конструктивных схемах соединения с газовыми турбинами и компрессорами или включающих новые главнейшие узлы движения и новые конструкции агрегатов и т. д.

4. Повышение агрегатной мощности комбинированных двигателей путем форсирования поршневой части наддувом и увеличением числа оборотов коленчатого вала.

Основные направления заключаются в исследовании рациональных уровней форсирования комбинированных двигателей на различных режимах, в разработке вопросов газообмена с учетом газодинамических процессов в выпускных и впускных трактах, вопросов эффективного охлаждения наддувочного воздуха. Не меньшее внимание должно быть уделено разработке топливоподающих систем, обеспечивающих умеренную динамику цикла и высокую топливную экономичность при повышенном наддуве, систем регулирования и улучшению параметров регулирования дизелей с высоким наддувом.

5. Создание комплексной системы автоматизации и управления двигателем для автоматического поддержания любых наперед заданных режимов работы и автоматического выхода двигателя на необходимый по условиям эксплуатации оптимальный режим работы.

Исследования рационально вести в следующих направлениях: теоретический анализ систем дистанционного управления и регулирования; разработка новых систем комплексной автоматизации и дистанционного управления.

При исследовании вопроса повышения надежности и долговечности двигателей большое значение имеет надежность работы транспортных двигателей (особенно специального назначения), которые обычно работают в условиях резких колебаний нагрузочного и скоростного режимов. Такая работа при неустановившихся

и переходных режимах, работа в периоды пуска и разгона двигателя, а также характерная для транспортного двигателя частая работа при весьма малой нагрузке или холостом ходе сопровождается увеличением износов и значительными механическими и тепловыми перегрузками деталей двигателя.

При работе двигателей в указанных условиях наблюдается:

1. Неудовлетворительное протекание рабочего процесса вследствие отсутствия или нарушения согласованности между подачей топлива и воздуха, нарушения смесеобразования из-за отсутствия или недостаточной скорости движения воздушного заряда в цилиндре, нарушения газообмена и т. п. При этом возникают пропуски рабочих циклов, сопровождающиеся затем циклами со сгоранием большого количества топлива, с резким повышением давления и одновременно со значительной неполнотой сгорания.

2. Нарушение условий теплообмена между газом и стенками цилиндра и поршня, возникновение недопустимо больших градиентов, температур и соответственно высокому температурных напряжений, суммирующихся с повышенными механическими напряжениями вследствие резкого увеличения («забрасывания») максимальных давлений циклов при увеличенной подаче топлива во время работы двигателя с пониженным числом оборотов.

3. Нарушение согласованности работы поршневой и лопаточной частей комбинированного двигателя вследствие различий их скоростных характеристик, наличия упругих (газовых) связей, различий в инерционности и т. п.

4. Разрушение масляного слоя в узлах трения и в особенности на поверхности зеркала цилиндра при изменении скоростного режима.

Необходимо отметить, что протекание рабочих процессов двигателей в условиях резких колебаний нагрузочного и скоростного режимов изучено совершенно недостаточно, а по рабочим процессам комбинированных двигателей имеются лишь отдельные исследования, далеко не достаточные для выяснения физической картины явлений. Поэтому крайне необходимо при проведении исследовательских работ учитывать особенности индикаторного процесса, температурного режима деталей, взаимосвязи поршневой и лопаточной частей двигателя и др.

### **§ 73. Пути улучшения конструкций органов газораспределения и устройств для повышения использования энергии выпускных газов**

Значительного изменения в конструктивных схемах газообмена и формах органов газораспределения в ближайшие годы ожидать не следует. Вряд ли целесообразно, особенно при прямых схемах, усложнять конструкцию введением дополнительных устройств во впускную систему для повышения скорости течения воздуха внутри цилиндра и получения необходимого направления потоков воздуха. Будут применяться четырехугольные впускные окна и реже овальные и круглые, несмотря на возможность более полного заполнения потоком воздуха полости

цилиндра при нескольких рядах последних и увеличение степени завихрения для улучшения качества смесеобразования.

Работы, направленные на получение обобщенных результатов по выбору формы и расположения органов газораспределения, целесообразно проводить применительно к определенному классу и назначению двигателя.

Количество клапанов при клапанно-щелевой схеме может быть различным. Хорошие результаты по очистке и наполнению цилиндра, как известно, получены при разном числе клапанов (от одного до четырех).

Возможны изменения отдельных элементов органов газораспределения: углов наклона окон, ширины и «глубины» последних, углов наклона конуса головки клапана и т. п.

Большое внимание при создании нового двигателя должно быть уделено созданию рациональной выпускной системы.

Как уже отмечалось выше, в последние годы в литературе появилось много материала по исследованию процессов в выпускных системах двухтактных двигателей и их влиянию на процесс в цилиндре. Значительное влияние на процесс газообмена указанных явлений в выпускных системах сводит зачастую на нет результаты экспериментальных работ, проведенных на одноцилиндровых и других отсеках. В то же время правильное использование влияния этих процессов обуславливает большие возможности создания экономичного комбинированного двухтактного двигателя повышенной удельной мощности.

Многие опубликованные работы содержат интересные выводы и уравнения, относящиеся к газодинамической стороне процессов. К сожалению, до настоящего времени еще не создано законченных в инженерном отношении решений, которые могли бы быть использованы непосредственно при конструировании новых двигателей. В связи со сказанным большого внимания заслуживают расчетно-экспериментальные работы, правильно поставленные и направленные на создание рациональной конструкции выпускных систем для тех или иных проектируемых комбинированных двигателей. До настоящего времени еще неясен вопрос о выборе рациональной системы наддува: с постоянным давлением или импульсной.

В ближайшие годы, по-видимому, придется считаться с наличием и созданием установок главным образом с газовой связью поршневого двигателя и газовой турбины. Исключение будут представлять отдельные транспортные двигатели, в основном специального назначения, с механической связью поршневого двигателя и лопаточных машин. Констатируя повышенный интерес к двигателям с петлевой схемой газообмена преимущественно для безрельсового транспорта, приходится учитывать наличие симметричного газораспределения и ухудшение условий газообмена при повышенном противодавлении на выпуске (применяе-

мом с целью повышения мощности турбины). Необходимо признать актуальным поисковые работы, направленные на изыскания лучшего использования энергии выпускных газов в двигателях этого типа. В последние годы в указанном направлении был проведен ряд экспериментальных работ в ЦНИДИ, МВТУ, фирмой MAN и др.

Результаты этих исследований позволяют сделать вывод о том, что для двигателей с петлевой схемой (не имеющих золотников или клапанов на выпуске) не может быть рекомендован наддув с использованием в турбине газов постоянного давления. По-видимому, целесообразно проводить исследования в направлении создания двигателя с импульсной системой наддува и с выпускной системой относительно малого объема. При этом можно добиться хороших условий работы двигателя при числе цилиндров, кратном трем и даже четырем. В последнем случае рационально применять разделенные трубопроводы, в частности на два, разделяемые непосредственно до соплового венца турбины.

Попутно напомним о целесообразности продолжения исследований, направленных на использование влияния выпуска в соседних цилиндрах для двигателей рассматриваемого типа, без усложнения конструкции введением дополнительных устройств в выпускной системе.

Следует признать перспективными работы, связанные с использованием смешанной системы газотурбинного наддува, при которой в качестве первой ступени используется турбокомпрессор с импульсной турбиной, а в качестве второй — турбокомпрессор с турбиной постоянного давления.

Современные комбинированные двигатели с прямоточной и петлевой схемами газообмена, как известно, характеризуются большей частью наличием выпускного трубопровода, общего для трех-четырёх и более цилиндров. Следует считать актуальными исследовательские работы на специальных экспериментальных отсеках, включающих группу цилиндров и трубопроводов, по возможности аналогичных по конструкции и параметрам процесса развернутому двигателю. Такие работы позволяют облегчить установление предпосылок построения рациональной выпускной системы для различных вариантов.

Весьма важным является решение вопроса соединения трубопроводов с турбинами, особенно при импульсной системе наддува. Рационально создание конструкции выпускной системы, в которой газовый поток дошел бы до турбины в период свободного (активного) выпуска с минимальными потерями энергии. В этом случае наряду с выбором формы трубопроводов приходится решать вопросы о размерах и форме выпускных органов и входной части турбины, а также о влиянии указанных звеньев системы в комплексе. Довольно распространенной остается систе-

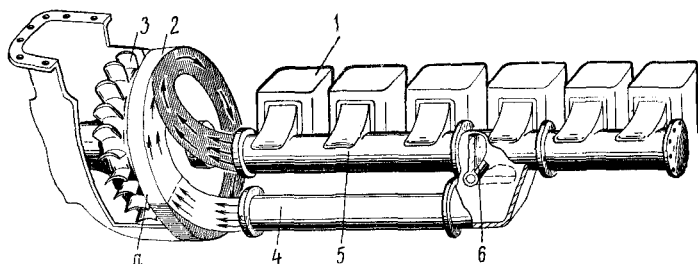
ма, характеризующаяся переменным давлением в выпускном трубопроводе, что, в частности, достигается разделением выпуска отдельных цилиндров. При повышении абсолютного давления наддува (выше  $2,0 \text{ кг/см}^2$ ) отмечается некоторое снижение эффективности данной системы вследствие замедленного падения давления в трубопроводе (от максимального значения), что ухудшает газообмен, а также вследствие некоторого понижения к. п. д. турбины из-за увеличения периода изменения  $\frac{u}{c_1}$  в течение одной пульсации.

Для повышения эффективности системы наддува с переменным давлением при повышенных давлениях  $p_x$  целесообразно уменьшить объем камеры  $V$  около выпускных органов по крайней мере до  $\frac{V}{V_h} = 0,7 \div 0,8$ . В этом случае пик второй давления в выпускной системе (в камере) смещается к началу выпуска, а падение давления становится более интенсивным.

Заслуживают внимания и, по-видимому, будут продолжаться работы по созданию специальных устройств для улучшения использования энергии выпускных газов при импульсной системе наддува, к каковым следует отнести усовершенствование преобразователей импульсов, диффузоров, выходных сопел и других устройств, созданных фирмами Лаваль, Дженерал Моторс, Харьковским заводом транспортного машиностроения им. Малышева и другими организациями.

Преобразование скорости в давление путем установки указанных устройств не является единственным решением вопроса. Может быть осуществлен непосредственный подвод высокоскоростного потока газов к лопаткам соплового аппарата (и к рабочим лопаткам) турбины. Экспериментальные работы, проведенные в различных организациях, показывают, что в ряде случаев можно объединить газовые потоки от нескольких цилиндров в одном трубопроводе в общий поток, движущийся с высокой скоростью и не препятствующий движению потоков газа из разных цилиндров. В этом случае, соединяя выпускной трубопровод с несколькими цилиндрами, можно добиться того, чтобы активный выпуск (в течение времени, соответствующего  $60\text{--}70^\circ$  угла поворота коленчатого вала) происходил из одного цилиндра; в это время в других цилиндрах будет происходить наполнение и принудительный выпуск. Выпускной трубопровод в данном варианте выполняется как асимметричный эжектор, способный во время активного выпуска из одного цилиндра подсасывать воздух из другого.

Аналогично этому на Коломенском тепловозостроительном заводе им. Куйбышева для двигателя пассажирского тепловоза ТЭП-60 были созданы специальные выпускные трубопроводы, в которых скоростная энергия газов в период свободного выпуска используется для эжектирования остаточных газов и продувоч-



**Рис. 311. Выпускной трубопровод тепловозного двигателя:**

1 — цилиндры; 2 — газоприемный корпус турбины с сопловым аппаратом; 3 — рабочее колесо турбины; 4 — нижний трубопровод; 5 — верхний трубопровод; 6 — шибер

ного воздуха в соседних цилиндрах [6]. В этом случае усреднение давления перед турбинами привода компрессора первой ступени наддува двигателя происходит при более эффективном, чем обычно, использовании свободного выпуска.

Выпускной трубопровод (рис. 311) позволил повысить эффективный к. п. д. двигателя тепловоза в период его доводки с 0,34 до 0,36 [71]. Впоследствии для удобства монтажа лопатки *а*, обеспечивающие поворот потока газа в направлении оси трубопровода и создающие каналы сопел своеобразного эжектора, были укорочены, но практически без ухудшения к. п. д. системы выпуска.

Подобные экспериментальные работы, в которых используются указанные динамические явления, следует считать достаточно актуальными, особенно если учесть тот факт, что до настоящего времени еще не разработано ни расчета, ни обобщающих положений о выборе рациональных конструктивных схем и конфигураций выпускных систем.

Заслуживает внимания система с использованием энергии выпускных газов путем ступенчатого отбора газов из выпускных органов в период выпуска (рис. 312). Отделение высокоскоростного потока газов может способствовать увеличению эффективности использования энергии выпуска.

Разработка теории и экспериментальная проверка различных систем разделенного выпуска газов как средства повышения термодинамической работоспособности газотурбинных систем комбинированных двигателей не могут не интересовать конструкторов и исследователей.

Сущность разделенного выпуска газов, как это вытекает из изложенного в гл. X, состоит в том, что в процессе свободного выпуска (или предварения выпуска) часть газов из цилиндра двигателя отводится в газовую турбину со средним давлением, несколько превышающим давление наддува. Другая часть газов в период свободного и принудительного выпуска может быть по-

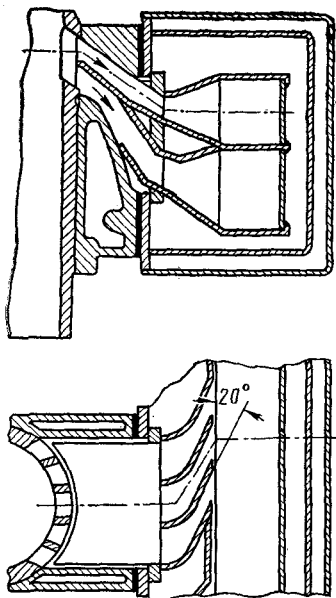


Рис. 312. Ступенчатый отбор газов из выпускных органов двигателя

дана через отдельный выпускной трубопровод в другую турбину или в другую ступень общей турбины с давлением ниже давления продувочного воздуха. В последнее время работы в данной области провел М. Г. Маханько, исследовавший эффективность основных схем применения разделенного выпуска. Две из них предусматривают использование в турбинах всех выпускных газов двигателя, т. е. из обоих трубопроводов. По первой схеме отдельные турбины работают независимо, параллельно (по току газов), по второй — последовательно, т. е. все газы первой турбины поступают во вторую. Третья схема предусматривает использование в турбине газов только высокого давления, т. е. первичного выпуска; при этом из второго трубопровода газы направляются непосредственно в атмосферу, что обеспечивает хорошие условия продувки цилиндра.

Одним из преимуществ разделенного выпуска является уменьшение потерь от дросселирования газов при выпуске. Замена общего выпуска разделенным при оптимальном разделении газов у двигателей со средней степенью форсирования может дать увеличение мощности газовой турбины на 80 и даже на 100%.

Можно согласиться с тем, что две первые схемы целесообразны для применения как в четырехтактных, так и в двухтактных двигателях. Третья схема более перспективна для двухтактных двигателей с невысоким давлением наддува.

Значительное внимание исследователи должны уделить уменьшению потерь энергии по длине выпускного трубопровода от цилиндра до турбины. При прочих равных условиях турбина должна устанавливаться по возможности в непосредственной близости к цилиндрам как для двигателей с петлевой, так и с прямоточной схемами газообмена. Не следует забывать также и о плавности очертаний выпускного трубопровода, который должен иметь минимум искривлений и сужений.

Еще неясен вопрос о рациональном распределении располагаемого перепада давлений между двигателем и турбиной. Задача сводится в основном к созданию конструкции и размеров органов газораспределения, обеспечивающих хорошее качество



газообмена (и смесеобразования) при минимальном перепаде давлений в цилиндре при газообмене и по длине выпускного трубопровода.

Многие вопросы требуют проведения специальных экспериментальных и расчетных исследований. В частности, это касается повышения давления наддува, температур охлаждающей воды и масла, улучшения условий пуска двигателя и протекания рабочего процесса в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов, методов снижения тепловой напряженности главных деталей.

Большой проблемой является также установление рациональных схем соединения поршневой и лопаточной частей комбинированного двигателя, систем воздухообеспечения, систем наддува и регулирования подачи наддувочного воздуха.

Условия эксплуатации машин наземного транспорта, в частности тепловозов, таковы, что способность длительно работать на режиме, близком к внешней характеристике, становится обязательной. Такая способность связана с необходимостью подачи воздуха в количествах, соответствующих примерно постоянному коэффициенту избытка воздуха и давлению наддува, мало зависящему от числа оборотов коленчатого вала. Одним из наиболее простых типов управления турбокомпрессорами (с целью поддержания достаточно высоких значений  $p_k$ ) следует считать ступенчатое регулирование проходного сечения сопел газовых турбин.



1. Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй. М., Физматгиз, 1960.
2. Бурин М. М. и Костин А. К. Влияние продувочного воздуха на температуру деталей двигателя. В сб. «Тепловые двигатели и транспортные машины». М.-Л., «Машиностроение», 1965 (Труды ЛПИ, № 249).
3. Ваншейдт В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Л., Судпромгиз, 1958.
4. Волчок Л. Я. Измерение переменной температуры в пульсирующих потоках газов. В сб. «Методы измерений и исследований в двигателях внутреннего сгорания». Л., Судпромгиз, 1958 (Труды ЦНИДИ. Вып. 36).
5. Волчок Л. Я. Тепловая инерция термометров сопротивления и термоанемометров. В сб. «Методы измерений и исследований в двигателях внутреннего сгорания». Л., Судпромгиз, 1958 (Труды ЦНИДИ. Вып. 36).
6. Газотурбинный наддув двигателей внутреннего сгорания. Сборник статей. М., «Машиностроение», 1961.
7. Глаголев Н. М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. М., Машгиз, 1950.
8. Глаголев Ю. Н. Улучшение показателей тепловозов путем изменения угла наклона продувочных окон в дизелях Д100. «Вестник Всесоюзного научно-исследовательского института ж.-д. транспорта», 1961, № 8.
9. Гухман А. А. Введение в теорию подобия. М., «Высшая школа», 1963.
10. Двигатели внутреннего сгорания. Под ред. А. С. Орлина. М., Машгиз, 1954 (Труды МВТУ. Вып. 25).
11. Двигатели внутреннего сгорания. Под ред. А. С. Орлина. М., Машгиз, 1955 (МВТУ. Вып. 35).
12. Двигатели внутреннего сгорания. Под ред. А. С. Орлина. М., Машгиз, 1958 (МВТУ. Вып. 76).
13. Двигатели внутреннего сгорания. Под ред. А. С. Орлина. М., Машгиз, 1958 (МВТУ. Вып. 83).
14. Двигатели внутреннего сгорания. Сборник работ, посвященных памяти Людвиг Карловича Мартенса. Под ред. Л. К. Коллерова. Л., «Машиностроение», 1965.
15. Двухтактные комбинированные поршневые двигатели. Сборник статей. Под ред. А. С. Орлина и Б. Н. Струнге. М., «Машиностроение», 1966.
16. Дейч М. Е. Техническая газодинамика. М.-Л., Госэнергоиздат, 1961.
17. Дизели. Справочник. Под ред. В. А. Ваншейдта. М.-Л., «Машиностроение», 1964.
18. Егоров Я. А. Определение работы поршня за время процессов газообмена в двухтактном двигателе. «Известия вузов. Машиностроение», 1963, № 8.

19. Жук Е. И. Повышение долговечности литых коленчатых валов тепловозных дизелей. В сб. «Двигатели внутреннего сгорания». М., НИИИИ-формтяжмаш, 1966.
20. Жуков А. И. Применение метода характеристик к численному решению одномерных задач газовой динамики. М., 1960, АН СССР (Труды математического института им. В. А. Стеклова. Вып. VIII).
21. Жуковский В. С. Измерение температуры газового потока при весьма больших скоростях. ЖТФ, 1938, Т. 8, Вып. 21.
22. Иванов П. В. Пропускная способность турбины. Под ред. А. А. Фади-на. Л., изд. ОТИ ЦНИДИ, 1961 (Труды ЦНИДИ. Вып. 41).
23. Идельчик Е. И. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.-Л., Госэнергоиздат, 1960.
24. Кирличев М. В. и Михеев А. А. Моделирование тепловых устройств. М.-Л., АН СССР, 1936.
25. Киселев Б. А. Исследование рабочего процесса и газообмена двухтактного автомобильного дизеля с петлевой продувкой. М., Машгиз, 1961 (Труды НАМИ. Вып. 30).
26. Конаков П. К. Теория подобия и ее применение в теплотехнике. М.-Л., Госэнергоиздат, 1959.
27. Коробцов А. А., Петров В. Н. и Буженко М. А. О применении ацетона в качестве трассирующего газа для исследования смены заряда в дизелях. В сб. «Методы измерений и исследований в двигателях внутреннего сгорания». Вып. 36. Изд. ЦНИДИ, 1958.
28. Кочин Н. Е., Кибель И. А. и Розе Н. В. Теоретическая гидромеханика. М., Гостехиздат, 1948.
29. Круглов М. Г. Термодинамика и газодинамика двухтактных двигателей внутреннего сгорания (процессы газообмена). М., Машгиз, 1963.
30. Круглов М. Г. и Дмитриев В. П. Влияние диаметра выпускного трубопровода на показатели газообмена и работы двухтактного двигателя. «Известия вузов СССР. Машиностроение», 1963, № 12.
31. Круглов М. Г. и Егоров Я. А. Определение располагаемой энергии выпускных газов по диаграмме изменения давления в выпускном трубопроводе. «Вестник машиностроения», 1963, № 12.
32. Круглов М. Г. и Егоров Я. А. Расчетно-экспериментальное исследование влияния выпускной системы на работу быстроходного двухтактного дизеля с петлевой продувкой при комбинированном наддуве. «Вестник машиностроения», 1965, № 8.
33. Круглов М. Г. и Егоров Я. А. Распределение энергии в выпускном импульсе двухтактного двигателя. «Известия вузов СССР. Машиностроение», 1966, № 9.
34. Круглов М. Г. и Козлов Н. П. Исследование газообмена в двухтактном двигателе на модели и на двигателе. «Вестник машиностроения», 1961, № 11.
35. Круshedольский Г. И. Экспериментальное исследование коэффициента теплоотдачи от днища поршня к продувочному воздуху. В сб. «Тепловозные и судовые двигатели». Вып. 2. Т. XXXII. Харьков, изд. Государственного университета им. А. М. Горького, 1961.
36. Курант Р. и Гильберт Д. Методы математической физики. Т. 2. Пер. с нем. Изд. 2-е, исправ. М.-Л., Гостехиздат, 1951.
37. Куриц А. А. и др. Дизели на судах с электродвижением. Л., Судпромгиз, 1963.
38. Ландау Л. Д. и Лившиц Е. М. Механика сплошных сред. М., Гостехиздат, 1954.
39. Лейкин А. С. Концентрации напряжений в галтелях коленчатых валов. «Вестник машиностроения», 1960, № 5.
40. Михеев М. А. Основы теплопередачи. М.-Л., Госэнергоиздат, 1947.
41. Моргулис П. С. и Перфилов В. Г. Турбокомпрессоры тепловозных двигателей. М., «Машиностроение», 1965.

42. Мюргулис П. С. Воздухоснабжение тепловозных турбопоршневых двигателей. «Известия вузов СССР. Машиностроение», 1962, № 1.
43. Орлин А. С. Исследование рабочего процесса авиадизеля ЮМО-207А. М., Оборонгиз, 1946.
44. Орлин А. С. Двухтактные легкие двигатели. М., Машгиз, 1950.
45. Орлин А. С. Двухтактные быстроходные двигатели. М., Машгиз, 1947.
46. Орлин А. С. и Барышников Г. А. Характер неустановившегося движения рабочего тела в выпускной системе комбинированного двигателя в начальный период свободного выпуска «Известия вузов. Машиностроение», 1965, № 7.
47. Орлин А. С. и Барышников Г. А. К вопросу о начальной стадии образования импульса давления в выпускном коллекторе комбинированного двигателя. «Энергомашиностроение», 1965, № 10.
48. Орлин А. С. и Круглов М. Г. Судовые двухтактные дизели большой мощности. М., Машгиз, 1958.
49. Орлин А. С. и Круглов М. Г. Двухтактные двигатели. М., Машгиз, 1960.
50. Петровский Н. В. Специальные вопросы теории судовых дизелей. Л., Судпромгиз, 1960.
51. Повх И. Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. Изд. 2-е, М.-Л., «Машиностроение», 1965.
52. Портнов Д. А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. Теория, рабочий процесс и характеристики. М., Машгиз, 1963.
53. Роганов С. Г. Исследование процесса газообмена в поршневых двигателях методом «одноразового отбора». «Энергомашиностроение», 1957, № 12.
54. Роганов С. Г. Об определении расходов воздуха через цилиндры. В сб. «Повышение мощности и улучшение экономичности двигателей внутреннего сгорания». Под ред. А. С. Орлина. М., Машгиз, 1959.
55. Ройzman Д. X. и Алейников С. К. Измерение мгновенных температур выпускных газов малооборотных дизелей малоинерционным термометром. Вып. 3. М., НИИИформтяжмаш, 1965.
56. Романенко Н. Т. Охлаждение наддувочного воздуха в турбопоршневых двигателях. «Известия вузов СССР. Машиностроение», 1962, № 1.
57. Рябцов А. А. Новый метод расчета выхлопа и продувки двухтактных двигателей. «Известия вузов СССР. Машиностроение», 1960, № 5.
58. Самсонов Л. А. К вопросу о расчетном определении выхлопного импульса давления двухтактного двигателя. Вып. 41. Л., Изд. ЦНИДИ, 1961.
59. Самсонов Л. А. Расчетное исследование влияния конструктивных элементов продувочно-выпускной системы на процесс газообмена. Вып. 47. Л., Изд. ЦНИДИ, 1964.
60. Сахно Е. Б. К вопросу о балансе мощности турбины и компрессора при газотурбинном наддуве двухтактного газового двигателя. Под ред. В. И. Балакина. Вып. 50. Л., Изд. ЦНИДИ, 1964.
61. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. Изд. 5-е. М., «Наука», 1964.
62. Симсон А. Э. Газотурбинный наддув дизелей. М., «Машиностроение», 1964.
63. Соколов В. С. Имитация газотурбинного наддува с переменным давлением выхлопных газов. Вып. 39. Л., Изд. ЦНИДИ, 1960.
64. Степанов Г. Ю. Основы теории лопаточных машин комбинированных и газотурбинных двигателей. Учебное пособие. М., Машгиз, 1958.
65. Стечкин Б. С. и др. Теория реактивных двигателей и лопаточных машин. М., Оборонгиз, 1956.
66. Сухомлинов Р. М. Повышение моторесурса мощных дизелей за рубежом. В сб. «Двигатели внутреннего сгорания». НИИИформтяжмаш, 1966.

67. Табачников Л. Я. К вопросу исследования колебаний давления и выпускных системах двухтактных двигателей. Вып. 47. Таллин, изд. Политехнического института, 1953.
68. Тихонов Ю. Г. Прочность коленчатых валов. В сб. «Двигатели внутреннего сгорания». Вып. 3. М., ЦИИИИформтяжмаш, 1966.
69. Толстов А. И. Процессы эмсееобразования и сгорания в быстроядном двигателе с воспламенением от сжатия при наддуве. В сб. «Повышение мощности двигателей с воспламенением от сжатия». М., Машигаз, 1954 (ВНИТОЭ).
70. Труды Куйбышевского авиационного института. Вып. V, 1958.
71. Турбопоршневые двигатели. Сборник статей. М., «Машиностроение», 1965.
72. Фабрикант Н. Я. Аэродинамика. Общий курс. М., «Наука», 1964.
73. Филимонов А. И. Метод исследования продувки и наполнения двигателей с помощью присадки ацетона. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1956, № 5.
74. Хайлов М. А. К вопросу о расчете теплонапряженности двигателей внутреннего сгорания. «Вестник машиностроения», 1965, № 4.
75. Хайлов М. А. Об использовании импульсных турбин. «Известия вузов СССР. Машиностроение», 1962, № 5.
76. Хайлов М. А. Расчетное уривнение колебаний давления во всасывающем трубопроводе. М., изд. Бюро новой техники, 1948.
77. Чебышев П. В. Электротермоанемометры. «Вестник электропромышленности», 1952, № 1.
78. Чирков А. А. Новый метод расчета теплонапряженности двигателей внутреннего сгорания. «Вестник машиностроения», 1962, № 11.
79. Чукаев К. А. О моделировании продувки двухтактных двигателей. «Вестник машиностроения», 1955, № 3.
80. Шварцман Э. Б. Дизель-генератор мощностью 250 квт. В сб. «Двигатели внутреннего сгорания». Вып. 3. М., ЦИИТИАМ, 1963.
81. Эйгенсон Л. С. Моделирование М., «Советская наука», 1952.
82. Bannister F. and Mucklow G. Wave Action Following sudden Releases of Compressed Gas from a Cylinder. «Proceedings. The Institution of Mechanical Engineers». Vol. 159, 1948.
83. Baumann G. Die Leistungssteigerung von Zweitaktmotoren mit Abgas-turboaufladung. MTZ, 1954, № 7 und 8.
84. Benson R. S. Measurement of Transient Exhaust Temperatures in I. C. Engines. «The Engineer». 1964. February 28.
85. Benson R. and Woods W. Wave action in the exhaust sistem of a Supercharged two—stroke engine. «Internation Journal of Mechanical Science». 1960, № 1.
86. Benson R. and others. A numerical Solution of unsteady flow problems. «Internation Journal of Mechanical Science», 1964, № 1.
87. Benson R. Instationare Strömung in verzweigten Systemen. MTZ, 1962, № 1.
88. Benson R. and Woods W. The energy content of exhaust pulses. «Internation Journal of Mechanical Science», 1961, vol. 2.
89. Binder R. An introduction to an analysis of gas vibration in engine manifolds. «Journal of Applied Mechanics», 1947, vol. 14.
90. Birmann R. Aerothermodynamics consideration involved in turbocharging four—and two—cycle engines. «Transaction of the ASME», 1956, № 1.
91. Elser K. Der instationare Wärmeübergang in Dieselmotoren. «Mitteilungen aus dem Institut für Thermodynamik und Verbrennungsmotorenbau», 1964, № 15.
92. Fairbanks—Morse 1000 Bhp/cylinder engine. «Marine Engineer and Naval Architect», 1965, April.
93. Features of a Polishdesigned engine. «Motor Ship», 1962, vol. 43, № 506.

94. Gole B. N. and Mills B. Theory of sudden enlargements applied to the poppet exhaust valve with special reference to exhaust pulse scavenging. «Proceedings of Institution of Mechanical Engineers», 1953, vol. 1-B.
95. Gyssler B. Investigation into the exhaust process of pressure charged two-stroke diesel engines. «BBC Review», 1960.
96. Jackson P. The evolution of the Doxford J—type opposed-piston engine. «Motor Ship», 1964, № 528.
97. Jante A. Über die Spülung von Zweitaktmotoren. Berlin, Akademie-Verlag, 1960.
98. Jenny E. Die Verwertung der Abgasenergie beim aufgelagerten Viertaktmotor. «The Brown-Boveri Review», 1950, № 11.
99. Koizume I. Experimental study on Exhaust and scavenging process regarding turbocharging of two-cycle diesel engine. «Bulletin of JSME», 1958, vol. VI, № 4.
100. Bazika V., Rödiger J. Metoda pro učenění složení náplně válce naftového motoru. «Technické Zprávy Československé závody naftového motorů», N° 1. Praha (N. P. Výzkumný ústav naftových motorů).
101. Shuhu I. Further development in the Mitsubishi UEC 85/160 engine. «Shipbuilding and Shipping Record», 1965, vol. 105, № 16.
102. List H. and Reyl G. Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschinen, T-1. Wien, Springer-Verlag, 1949.
103. May I. I. and Reddy V. C. Turbocharging the Series 71 Engine GMC. «SAE Transactions», 1958.
104. Mucklow G. Exhaust-pipe effects in a single-cylinder four-stroke engine. «Proceedings. The Institution of Mechanical Engineers», 1940, vol. 143.
105. Maab H. Die Gestaltsfestigkeit von Kurbelwellen insbesondere nach den Forderungen der Klassifikationsgesellschaften. MTZ, 1964, № 10.
106. Papenbock G. Die neuen englischen Vielstoff-Zweitaktmotoren für die Wehrmacht. MTZ, 1964, № 10.
107. Pflaum W. Der Wärmeübergang bei Dieselmotoren mit und ohne Aufladung. MTZ, 1961, H. 3.
108. Richard St. Weiterentwicklung von Spülung und Turboaufladung Sulzer-RD-Motoren. MTZ, 1963, B. 24, № 11.
109. Roeder J. W. and Doane J. K. Determining the strength of a large crankshaft. «Paper American Society. Mechanical Engineers», 1962, № ODP-5.
110. Smith P. H. The Scientific Design of Exhaust and Intake systems. London, Foulis, 1963.
111. Seifert H. Stationäre Strömungsvorgänge in Rohrleitungen an Verbrennungskraftmaschinen. Die Berechnung nach der Charakteristikenmethode. Berlin—Göttingen—Heidelberg, Springer-Verlag, 1962.
112. Schweitzer P. H. Scavenging of two-stroke cycle diesel engines. «The Macmillan company», New York, 1949.
113. Schweitzer P. H. Researchs in exhaust manifolds. «Transactions of the ASME», 1952, № 4.
114. Schweitzer P. H., Husman A. W. and Sieminski A. E. Development of the Lycoming S and H multifuel engines. «Automot. Industr», 1964, № 7.
115. Taylor C. F. and Rogovski A. R. Loop scavenging versus through scavenging of two-stroke engines. «SAE Transactions», 1958.
116. Two new Götaverken diesels. «Shipping World and Shipbuilder», 1964, vol. 150, № 3692.
117. Watanabe I. and others. Effect of exhaust-pipe system upon the performance characteristics of a two-stroke diesel engines. «Bulletin of ISME», 1958, № 4.
118. Wolf G. Die neuen Sulzer «Z». MTZ, 1965, B 26, № 4.
119. Woods W. On the formation of a blowdown pulse. «Internation Journal of Mechanical Science», 1962, vol. 2.



<b>Введение</b> . . . . .	<b>5</b>
<b>Глава I. Основные схемы комбинированных двигателей</b> . . . . .	<b>11</b>
§ 1. Комбинированные двигатели с газовой связью поршневого двигателя внутреннего сгорания и лопаточных машин . . . . .	11
§ 2. Комбинированные двигатели с механической связью поршневого двигателя внутреннего сгорания и лопаточных машин . . . . .	13
§ 3. Комбинированные двигатели со свободнопоршневыми генераторами газа и свободнопоршневые дизель-компрессоры . . . . .	17
<b>Глава II. Особенности двухтактных двигателей повышенной удельной мощности</b> . . . . .	<b>19</b>
§ 4. Сравнение двухтактных и четырехтактных двигателей . . . . .	20
§ 5. Конструктивные схемы комбинированных двухтактных двигателей . . . . .	29
<b>Глава III. Основные схемы газообмена</b> . . . . .	<b>35</b>
§ 6. Петлевые схемы газообмена . . . . .	37
§ 7. Прямоточные схемы газообмена . . . . .	44
<b>Глава IV. Термодинамические основы процесса газообмена и расчеты органов газораспределения</b> . . . . .	<b>72</b>
§ 8. Общие положения . . . . .	72
§ 9. Расчет сечений органов газораспределения . . . . .	80
§ 10. Расчет сечений органов газораспределения с помощью приведенного время-сечения . . . . .	97
§ 11. Соотношения между время-сечениями органов газораспределения . . . . .	109
§ 12. Параметры процесса газообмена и расчетные коэффициенты . . . . .	115
§ 13. Диаграммы изменения площадей открытия органов газораспределения . . . . .	125
§ 14. Последовательность расчета и примеры . . . . .	130

§ 15. Изменение давления в цилиндре по углу поворота коленчатого вала . . . . .	138
§ 16. Особенности теплового расчета . . . . .	144
<b>Глава V. Неустановившиеся процессы при газообмене . . . . .</b>	<b>148</b>
§ 17. Процессы, происходящие в цилиндре при газообмене . . . . .	148
§ 18. Характер неустановившегося движения газов в начальный период свободного выпуска . . . . .	150
§ 19. Течение газов в выпускных органах и в выпускном трубопроводе комбинированного двухтактного двигателя . . . . .	154
§ 20. Исследования процесса газообмена, основанные на уравнениях неустановившегося движения . . . . .	158
§ 21. Начальная стадия образования импульса давления в выпускном трубопроводе . . . . .	162
§ 22. Экспериментальные исследования динамических явлений при процессе выпуска . . . . .	166
§ 23. Исследование процессов в выпускных системах . . . . .	178
§ 24. Экспериментальные работы, связанные с использованием энергии выпускных газов . . . . .	188
§ 25. Расчет неустановившегося процесса . . . . .	198
§ 26. Расчет процесса в выпускной системе . . . . .	213
§ 27. Использование метода характеристик для определения параметров газа при газообмене . . . . .	219
<b>Глава VI. Совместная работа двигателя, газовой турбины и компрессора . . . . .</b>	<b>228</b>
§ 28. Особенности совместной работы двухтактного двигателя с газовой турбиной и компрессором . . . . .	228
§ 29. Газотурбинный наддув . . . . .	230
§ 30. Комбинированный наддув . . . . .	233
§ 31. Температура газа в цилиндре в начале выпуска . . . . .	236
§ 32. Потери при истечении через выпускные органы . . . . .	239
§ 33. Параметры газа перед турбиной постоянного давления . . . . .	245
§ 34. Параметры газа перед турбиной с переменным давлением на входе . . . . .	252
§ 35. Определение располагаемой энергии выпускных газов по диаграмме изменения давления в выпускном трубопроводе . . . . .	262
§ 36. Определение переменных параметров газового потока в выпускном трубопроводе по диаграммам изменения давления в нем . . . . .	270
§ 37. Распределение энергий в выпускном импульсе двухтактного двигателя . . . . .	278
§ 38. Определение диаметра выпускного трубопровода двигателя при импульсной системе наддува . . . . .	282
§ 39. Расчетно-экспериментальное исследование влияния выпускной системы на работу двухтактного дизеля с комбинированным наддувом . . . . .	288
<b>Глава VII. Экспериментальные исследования рабочего процесса двигателей . . . . .</b>	<b>299</b>
§ 40. Методы экспериментальных исследований . . . . .	299
§ 41. Экспериментальное определение показателей качества газообмена . . . . .	300
§ 42. Приспособления для отбора газовых проб . . . . .	309



§ 43. Индицирование давлений в газозоудушном тракте двигателя во время газообмена	310
§ 44. Экспериментальное определение мгновенной температуры выпускных газов	322
§ 45. Определение скорости движения заряда в цилиндре	340
§ 46. Определение расхода воздуха через отдельные цилиндры двигателя	348
§ 47. Экспериментальные исследования двигателя с петлевой схемой газообмена	374
§ 48. Влияние выпускной системы и время-сечения выпуска на работу двигателя типа МАЗ	380
§ 49. Рабочий процесс двигателя $10ДН \frac{20,7}{2 \times 25,4}$ (10Д100)	388

**Глава VIII. Исследование газообмена на моделях** . . . . . **388**

§ 50. Возможность исследования газообмена с помощью моделей	388
§ 51. Параметры работы подобных двигателей	390
§ 52. Параметры работы модели	397
§ 53. Обобщенное выражение для определения коэффициента избытка продувочного воздуха	402
§ 54. Параметры для оценки сходимости результатов опытов на моделях и двигателях	406
§ 55. Зависимость между показателями газообмена подобных двигателей и моделей	408
§ 56. Исследование газообмена на моделях	412
§ 57. Сопоставление результатов исследований двигателя и моделей при работе на подобных режимах	424

**Глава IX. Пределы повышения удельной мощности комбинированных двигателей** . . . . . **428**

§ 58. Причины, ограничивающие повышение удельной мощности	428
§ 59. Теплопередача в цилиндре	431
§ 60. Уменьшение жесткости работы двигателя и максимального давления в цилиндре	441

**Глава X. Конструкция основных узлов и деталей комбинированных двигателей** . . . . . **445**

§ 61. Расположение и размеры цилиндров	445
§ 62. Особенности конструкции коленчатых валов, подшипников и остова	450
§ 63. Поршневая группа	461
§ 64. Органы газораспределения	482

**Глава XI. Особенности воздухообеспечения комбинированных двухтактных двигателей** . . . . . **493**

§ 65. Воздухообеспечение судовых малооборотных двигателей большой мощности	493
§ 66. Воздухообеспечение тепловозных, судовых и стационарных двигателей повышенной быстроходности	507
§ 67. Воздухообеспечение быстроходных двигателей автотракторного типа	517

<b>Глава XII. Конструкции комбинированных двухтактных двигателей</b>	<b>520</b>
§ 68. Малооборотные судовые двигатели большой мощности	520
§ 69. Тепловозные, судовые и стационарные двигатели повышенной быстроходности	534
§ 70. Быстроходные двигатели автотракторного типа	548
<b>Глава XIII. Перспективы развития двухтактных двигателей</b>	<b>551</b>
§ 71. Развитие конструкций	551
§ 72. Научно-технические направления исследовательских работ	559
§ 73. Пути улучшения конструкций органов газораспределения и устройств для повышения использования энергии выпускных газов	561
<b>Литература</b>	<b>568</b>



Андрей Сергеевич Орлин, Михаил Георгиевич Круглов  
 «КОМБИНИРОВАННЫЕ ДВУХТАКТНЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

Редактор издательства Л. И. Егоркина  
 Технический редактор Т. Ф. Соколова. Корректоры Г. И. Сурова и  
 Л. Ф. Никифорова  
 Оформление художника Е. В. Бекетова

---

Сдано в производство 3/VII 1967 г.	Подписано к печати 12/III 1968 г.
Т-04944.	Тираж 6000 экз. Печ. л. 36 Бум. л. 18 Уч.-изд. л. 37
Формат 60 × 90 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>	Цена 2 р. 89 к. Зак. 1100

---

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ», Москва, Б-66, 1-й Басманный пер., 3

---

Экспериментальная типография ВНИИП  
 Комитета по печати при Совете Министров СССР  
 Москва К-51, Цветной бульвар, 30.