

**В.С. ГАВРИЛОВ, С.В. КАМКИН, В.П. ШМЕЛЕВ**

**ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ  
СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ  
УСТАНОВОК**

В. С. Гаврилов, С. В. Камкин, В. П. Шмелев

# ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ, ПЕРЕРАБОТАННОЕ  
И ДОПОЛНЕННОЕ

Утверждено Управлением учебных заведений  
Министерства морского флота в качестве учебного пособия  
для учащихся судомеханической специальности  
высших инженерных морских училищ



МОСКВА, «ТРАНСПОРТ», 1975

Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. Изд. 2-е, перераб. и доп. Гаврилов В. С., Камкин С. В., Шмелев В. П. М., «Транспорт», 1975 г., 296 с.

Книга является учебным пособием по дисциплинам «Судовые двигатели внутреннего сгорания и их эксплуатация» и «Судовые силовые установки и их эксплуатация», которые читаются в высших инженерных морских училищах ММФ СССР.

Вопросы эксплуатации судовых дизельных установок рассматриваются с позиций технического использования и обеспечения максимальной надежности и моторесурса двигателей и механизмов. Большое внимание уделено эксплуатационным характеристикам главных и вспомогательных двигателей, характеристикам систем воздухообеспечения и топливоподачи, выбору рациональных режимов в различных условиях плавания. Отдельная глава посвящена организации вахтенной службы и особенностям управления автоматизированными установками с централизованным контролем.

Топливо-, водо- и маслоиспользование, а также эксплуатация систем установок освещаются в соответствии с задачами, решаемыми обслуживающим персоналом при обеспечении основных режимов работы дизеля и высоких технико-эксплуатационных показателей работы судна.

В заключительной части пособия анализируется экономичность работы установки при утилизации тепловых потерь двигателей.

Книга может быть полезна слушателям курсов повышения квалификации и судовым механикам, а также использована учебными заведениями Министерства рыбного хозяйства СССР. Рис. 143, табл. 17, список лит. 30.

С момента выхода в свет первого издания книги в 1967 г. значительно изменился состав флота, введены в строй новые типы автоматизированных установок с мощными малооборотными и среднеоборотными двигателями. Соответственно изменились условия и методы эксплуатации дизельных установок. Все большее внимание уделяется вопросу выбора рациональных режимов, сочетающих обеспечение высокой надежности установки с максимальной эффективностью работы судна.

Существенные изменения произошли и в методах управления и обслуживания главных, вспомогательных двигателей, механизмов и систем. Установки оснащаются системами дистанционного управления, контроля и диагностики технического состояния двигателей. С развитием судовых дизельных установок должны совершенствоваться методы и качество подготовки инженеров-механиков.

В 1972 г. введено в действие «Положение о технической эксплуатации морского флота», предусматривающее комплексное совершенствование задач эксплуатации на основе организации технического использования, обслуживания и ремонта судов и энергетического оборудования.

Техническая эксплуатация подразделяется на техническое использование, техническое обслуживание и ремонт.

Под техническим использованием понимаются мероприятия, направленные на решение первого комплекса задач технической эксплуатации.

Основное содержание технического использования состоит в: управлении двигателем и его обслуживании; задании рациональных режимов двигателю и обслуживающим его механизмам и системам; поддержании заданных режимов работы путем постоянно или периодически осуществляемого контроля за параметрами двигателя и проведения необходимых работ по его регулировке; обеспечении использования рациональных сортов топлива, смазочных масел и прогрессивных методов обработки воды.

Техническое обслуживание (ТО) призвано решать второй комплекс задач технической эксплуатации, направленных на поддержание двигателя в технически исправном состоянии. Основное

Г 31806-289  
049(01)-75 289-75

содержание работ по ТО: осмотры, проверки установочных размеров и регулировка их, снятие эксплуатационных отложений, замена изношенных деталей и узлов.

Ремонт должен обеспечивать восстановление до необходимого уровня частично или полностью утраченных в процессе использования технико-эксплуатационных характеристик двигателей.

Все это авторы попытались учесть в переиздаваемом учебном пособии, отражающем вопросы технического использования судовых дизельных установок. В начале книги рассматриваются эксплуатационные характеристики главных и вспомогательных двигателей, их систем воздухообеспечения и топливopодачи, анализируются режимы работы установок. Этот материал связан общей идеей — показать взаимосвязь рабочих процессов, напряженного состояния и параметров двигателей с условиями работы судна, состоянием корпуса, винта, особенностями систем управления, контроля и защиты от перегрузок. Учитывая важность обобщения опыта эксплуатации автоматизированных установок, вопросы организации вахтенной службы, программированного управления и централизованного контроля рассматриваются в отдельной главе.

Во второй части рассматриваются системы главных и вспомогательных двигателей, вопросы подготовки и использования топлива, масла, охлаждающей воды. Системы рассматриваются с позиций поддержания оптимальных температур, давлений и уровня на ходовых и маневренных режимах.

Существенное место отводится системам сжатого воздуха и управления. Задачи обеспечения эффективного пуска и реверса главных двигателей «увязаны» с параметрами сжатого воздуха, работой элементов управления на двигателе, с программами и алгоритмами системы ДАУ.

В заключительной части дан общий метод анализа экономичности работы установки при различных способах утилизации тепла выпускных газов, охлаждающей воды и привода вспомогательных механизмов.

При написании книги нашли отражение опыт эксплуатации и исследования судовых дизельных установок.

Введение, главы I, II, V, VI (кроме § 1), XII и § 2 главы X написаны канд. техн. наук С. В. Камкиным; главы III и IV — канд. техн. наук — В. П. Шмелевым; § 1 главы VI, главы IX (кроме § 1), X, XI — канд. техн. наук В. С. Гавриловым.

Авторы весьма признательны канд. техн. наук Л. И. Кутьину, написавшему главу VII, и канд. техн. наук И. В. Возницкому, написавшему главу VIII и § 1 главы IX.

По способу передачи мощности главных двигателей на гребной винт судовые дизельные установки принято разделять на установки с прямой передачей, дизель-редукторные и дизель-электрические.

Такая классификация позволяет в первом приближении судить о типе главных двигателей, комплектации установки вспомогательными механизмами и устройствами, о ее конструктивных и эксплуатационных особенностях.

Наибольшее распространение на морских теплоходах получили установки с прямой передачей мощности на винт фиксированного шага (ВФШ). В качестве главных двигателей обычно применяются малооборотные двухтактные крейцкопфные дизели (табл. 1).

Благодаря наддуву, совершенствованию рабочих процессов и конструкции среднее эффективное давление  $p_e$  этих двигателей достигло 10—11 кгс/см<sup>2</sup>, что вдвое превышает величину  $p_e$  двигателей без наддува. Возросли линейные размеры цилиндра (диаметр  $D$  — до 1060 мм, ход поршня  $S$  — до 2000 мм и максимальная цилиндровая мощность — до 4000÷4500 л. с.).

Дизели характеризуются высокими максимальным давлением сгорания  $p_z$  (80—85 кгс/см<sup>2</sup>), температурой выпускных газов  $t_T$  (до 480°C), повышенными напряжениями в деталях и нагрузками на подшипники. В связи с этим существенно повысилась роль эксплуатационных факторов в обеспечении надежности, моторесурса, снижения затрат на обслуживание. Дизели оборудуют системами автоматизированного управления и контроля за параметрами и техническим состоянием, что позволяет более обоснованно назначать режимы и сроки проведения профилактических мероприятий.

На теплоходах дедвейтом до 3000 т используют тронковые двух- и четырехтактные двигатели.

В качестве вспомогательных для привода электрогенераторов применяют в основном четырехтактные двигатели с наддувом и без наддува с частотой вращения не выше 750 об/мин.

Расположение и привод вспомогательных механизмов, обслуживающих главный двигатель, зависят от мощности двигателя.

## Показатели судовых дизелей

Марка двигателя	Показатели											Наименование или тип судна
	Мощность, л. с.	n об/мин	$p_e$ кгс/см <sup>2</sup>	$p_1$ кгс/см <sup>2</sup>	$\tau_m$	$B_e$ г/л. с. ч	$B_B$ кг/л. с. ч	$p_2$ кгс/см <sup>2</sup>	$p_c$ кгс/см <sup>2</sup>	$p_s$ кгс/см <sup>2</sup>	$t_f$ °C	
<i>БМЗ — Бурмейстер и Вайн</i>												
5ДКРН 62/140-3	6100	140	9,3	10,2	0,91	162	7,56	70	56	1,9	480	Универсальный сухогруз «Николай Жуков»
8ДКРН 74/160-3	13700	120	9,3	10,2	0,91	158	7,58	70	55	1,9	480	Навалочное судно
9ДКРН 84/180-3	21100	110	9,6	10,5	0,915	157	7,55	71	55	1,95	450	Контейнеровоз-пакетовоз
<i>Хитачи — Бурмейстер и Вайн</i>												
874VT2BF-160	12000	115	8,55	9,5	0,9	157	7,5	65	55	1,75	440	Сухогруз «Омск»
<i>Бурмейстер и Вайн</i>												
684VT2BF-180	12600	110	8,65	9,5	0,9	158	7,6	65	55	1,75	430	Сухогруз «Белорецк»
<i>Валмет — Бурмейстер и Вайн</i>												
18U50HU 500/540	13500	465	13,6	15	0,91	166	6,3	85	60	2,0	420	Судно для колесной техники
<i>Вяртсиля — Зульцер</i>												
6RD-76	9000	119	8,07	9,0	0,9	158	7,65	69	45	1,65	400	Сухогруз «Красноград»
6RD-76	9600	119	8,61	9,6	0,9	155	7,65	75	50	1,85	400	Сухогруз «Новгород»
<i>Мицубиси — Зульцер</i>												
9RD-90	18000	119	7,67	8,55	0,897	155	7,65	69	45	1,7	380	Танкер «Лисичанск»
<i>Цигельски — Зульцер</i>												
8RND-68	13200	150	10,9	12,0	0,91	152	7,5	91	65	2,3	390	Рефрижератор «Николай Коперник»
6RND-76	12000	122	10,49	11,5	0,91	153	7,5	85	60	2,3	390	Судно для массовых грузов
6RND-90	17400	122	10,85	12,0	0,907	153	7,5	85	60	2,3	380	Контейнеровоз
<i>Згода — Зульцер</i>												
16ZVB 40/48	10400	500	8,0	9,4	0,85	158	7,0	80	55	1,8	420	Судно для колесной техники
<i>ДМР — МАН</i>												
K8Z 70/120E	11200	140	9,75	10,75	0,91	158	7,8	75	60	2,2	420	Сухогруз «Варнемюнде»
K8Z 70/120E	9600	135	8,66	9,5	0,91	154	8,0	75	60	1,85	400	Сухогруз «Владимир Ильич»
<i>ФЕБ — МАН</i>												
K6Z 57/80E	5400 (6294)	225	8,8	10,2	0,86	170	7,5— 8,0	75	45	2,0	450	Сухогруз «Росток»
<i>Фиат</i>												
B687 S	7700	140	8,12	9,55	0,85	158	7,35	70	55	2,04	390	Рефрижератор «Чапаев»
909 S	19000	122	8,0	8,95	0,85	158	7,3	70	57	1,95	360	Танкер «Леонардо да Винчи»
<i>С. Е. М. Т. Пильстик</i>												
12PC3V 480	11400	470	19,5	21,4	0,915	160	5,4	115	75	2,83	450	Проект

Преимущественное распространение получил автономный привод от судовой электростанции. Он позволяет обеспечить оптимальные режимы смазки и охлаждения независимо от частоты вращения и нагрузки двигателя, упрощает обслуживание и проведение профилактических мероприятий.

Эксплуатационные достоинства установок с прямой передачей обуславливаются типом главного двигателя и отсутствием дополнительных устройств в передаче; главные преимущества: высокая надежность и экономичность установки; большой моторесурс (до 120 000 ч); сравнительно низкий уровень шума; широкие возможности использования тяжелого топлива.

Недостатки установок с прямой передачей: большие габариты и масса двигателя, что затрудняет ремонт, моточистку и осмотр деталей.

Установки этого типа достаточно просты и надежны в эксплуатации. Обслуживание их во время хода судна состоит в поддержании требуемой частоты вращения главных двигателей, наблюдении за нагрузкой цилиндров, работой вспомогательных двигателей и обслуживающих механизмов.

Главные двигатели выполняют реверсивными: перемена хода судна осуществляется изменением направления вращения вала двигателя или изменением положения лопастей винта в установках с винтом регулируемого шага (ВРШ).

За последнее десятилетие в связи со специализацией судов для перевозки контейнеров, пакетных грузов, колесной техники, лихтеров получили развитие дизель-редукторные установки, позволяющие значительно (на 50—40%) сократить габариты машинного отделения по высоте.

Установки komponуют несколькими двигателями (от одного до четырех), работающими на один винт. Наиболее распространенный вариант — установка с двумя двигателями. Передача мощности главных двигателей на гребной винт осуществляется через редукторы с гидравлическими (гидрозубчатая передача), электромагнитными (электрозубчатая передача) или фрикционными муфтами.

Тип передачи (характеристика соединительной муфты) определяет ряд эксплуатационных особенностей установки при работе в различных условиях.

В качестве главных двигателей в дизель-редукторных установках используют дизели с высоким наддувом, преимущественно четырехтактные. Основные параметры некоторых типов среднеоборотных дизелей, устанавливаемых на судах ММФ СССР, приведены в табл. 1. При  $D=500 \div 550$  мм,  $p_c=15 \div 18$  кгс/см<sup>2</sup> и  $n=350 \div 500$  об/мин их цилиндровая мощность составляет 800—1000 л. с. В стадии проектирования находятся среднеоборотные дизели с мощностью в цилиндре 1500—2000 л. с.

Применение редуктора облегчает отбор мощности от вала для привода генераторов тока (валогенераторов). Главные двигатели используют также для привода грузовых насосов на танкерах.

К преимуществам дизель-редукторных установок следует отнести:

более широкие возможности выбора типа главного двигателя и обеспечение высокого пропульсивного к. п. д. комплекса двигатель—винт—корпус;

большую надежность установки (при нескольких двигателях); меньшую сложность ремонтных работ на ходу судна и использование агрегатного метода при ремонте двигателей; возможность предохранить двигатели от ударов со стороны винта и валопровод от опасных крутильных колебаний.

Однако из-за потерь в редукторе и муфтах экономичность дизель-редукторных установок на 5—6% ниже экономичности установок с прямой передачей. Большим недостатком является высокий уровень шума установки (110 дБ и более). Дополнительные устройства в виде редуктора, муфт, насосов усложняют обслуживание установок.

Эти трудности преодолеваются высокой степенью автоматизации управления движительным комплексом, обычно включающим управление винтом регулируемого шага, муфтами, главными и вспомогательными двигателями.

В установке с винтами фиксированного шага главные двигатели выполняют реверсивными. Маневрирование в обычных условиях осуществляется поочередным подключением муфт двигателей, работающих в различных направлениях. В экстренных случаях маневрирование производят непосредственно двигателями при включенных муфтах.

Менее распространены дизель-редукторные установки с быстросходными реверсивными двигателями мощностью до 3000 л. с. В таких установках направление вращения гребного винта изменяют при помощи реверс-редуктора с дистанционным управлением или винта регулируемого шага.

Дизель-электрические установки применяют на ледоколах, паромах, экспедиционных судах ледового плавания, где маневренные качества установки имеют первостепенное значение. Высокие маневренные качества достигаются при работе на постоянном токе, однако при этом, по сравнению с работой на переменном токе, увеличиваются потери в передаче. К. п. д. дизель-электрических установок на постоянном токе на 15—20% ниже к. п. д. установок с прямой передачей. Обслуживание установки ведется более квалифицированным и многочисленным персоналом. Главные двигатели не связаны непосредственно с винтом, частота вращения их постоянна или регулируется «ступенями». В качестве главных двигателей используют дизель-генераторы комплексной поставки стационарного и транспортного назначения. При отсутствии дистанционного управления главными двигателями высокий уровень шума затрудняет обслуживание установки.

# ХАРАКТЕРИСТИКА ГЛАВНЫХ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

## § 1. Понятие режима работы и характеристики двигателя

Эксплуатация судовых дизелей протекает в многообразных условиях и связана со значительными изменениями показателей.

В зависимости от условий работы и назначения двигателя определенным образом оцениваются развиваемая мощность, экономичность, надежность и другие качества. Эта оценка производится по совокупности значений показателей двигателя и в целом обобщается понятием режима работы двигателя.

Таким образом, под *режимом работы двигателя* понимаются условия его эксплуатации, характеризуемые комплексом технико-эксплуатационных показателей. Обычно один из показателей выбирается в качестве основного, его наименование и величина определяют название режима. Так, *скоростной режим* характеризует работу двигателя при данном значении частоты вращения  $n$ ; *нагрузочный режим* — при данном значении нагрузки (среднего эффективного давления  $p_e$  или крутящего момента  $M_e$ ).

При определенных значениях  $n$  и  $p_e$  соответственно уточняется и наименование режима. Например, эксплуатационные качества двигателя могут оцениваться путем сопоставления скоростных и нагрузочных режимов при номинальных и эксплуатационных значениях частоты вращения и нагрузки, при минимально устойчивой частоте вращения  $n_{min}$  при холостом ходе  $p_e=0$ . Каждому из этих режимов свойственны свои условия работы и свои оценочные значения технико-эксплуатационных показателей двигателя. Так, для главных двигателей с прямой передачей мощности на винт режим минимально устойчивых оборотов прежде всего характеризуется самой величиной  $n_{min}$ , определяющей маневренные качества судна, а также показателями рабочего процесса, условиями смесеобразования, распыливания и распределения топлива по цилиндрам, при которых достигается это значение  $n_{min}$ . Для вспомогательных двигателей имеют значение оценки экономичности и качества протекания индикаторного процесса на режиме холостого хода.

Для главных двигателей понятие режима иногда отождествляется с режимом работы судна: режим полного, среднего, малого ходов, в грузу, в балласте, буксировочный и т. д. Это — ос-

новные эксплуатационные режимы работы главных судовых дизелей. Возможны и специфические режимы: при выключенных цилиндрах, аварийном состоянии газотурбонагнетателей и т. п. Анализ работы двигателя на этих режимах, выбор нагрузки и частоты вращения, оценка состояния двигателя имеют большое значение для эксплуатации (см. гл. VI).

Если работа двигателя в данных условиях характеризуется постоянством показателей или допускаемыми колебаниями их около средних значений, то режим называется *установившимся*.

Переход от одного установившегося режима к другому происходит через ряд *неустановившихся* режимов и сопровождается изменением показателей двигателя по времени. Он может совершаться произвольно (например, для главных двигателей — при изменении сопротивления движению судна), автоматически под действием регулятора или назначаться изменением подачи топлива в соответствии с режимом работы судна. При определенных условиях перехода получается совокупность одноименных установившихся режимов, связанных закономерным изменением показателей двигателя. Представленное в виде графических или табличных зависимостей от основного показателя, такое изменение параметров называется *характеристикой двигателя*.

При графическом построении характеристики по оси абсцисс откладывают абсолютные или относительные значения основного показателя. Соответствующие значения интересующих показателей откладывают по оси ординат. По точкам строят кривые, изображающие характеристику двигателя.

Поскольку значение основного показателя в сочетании с другими определяет режим работы двигателя, то характеристика двигателя состоит из ряда установившихся одноименных режимов. В соответствии с этим различают скоростные и нагрузочные характеристики двигателей.

*Скоростные характеристики* представляют совокупность скоростных режимов; за независимую переменную (основной показатель) принимают частоту вращения.

Скоростные характеристики подразделяются на внешние, винтовые и ограничительные.

*Нагрузочные характеристики* — совокупность нагрузочных режимов; за независимую переменную принимают нагрузку.

Таким образом, основными эксплуатационными характеристиками судовых дизелей являются нагрузочные, внешние, винтовые и ограничительные. По ним работают главные и вспомогательные двигатели при изменении режима работы судна, условий плавания, нагрузки судовой электростанции. Наиболее полно они воспроизводятся на стенде и на судне при испытаниях и сдаче двигателей. Примером таких характеристик являются винтовые характеристики главных двигателей и нагрузочные характеристики вспомогательных, снимаемые на стенде завода и на судне при ходовых сдаточных испытаниях. Эти характеристики существенно дополняют паспортные данные и являются основными отчетными

документами, показывающими не только изменение энергоэкономических показателей, но и состояние регулирования двигателя и обслуживающих его систем. Сопоставление этих данных с величинами, получаемыми при последующей эксплуатации двигателя, помогает ориентироваться в выборе режима работы двигателя и оценивать техническое состояние его узлов и элементов систем.

Кроме того, в процессе освоения (доводки) двигателя на стенде завода снимают доводочные характеристики, представляющие собой зависимости отдельных его показателей от угла опережения, фаз газо-топливораспределения, давления распыливания, давления наддува, расположения форсунки по высоте камеры сгорания и т. п. Доводочные характеристики не являются эксплуатационными; изменение показателей имеет значение для данного конкретного двигателя и не всегда может быть распространено на другие двигатели. Вне завода с ними приходится встречаться при исследованиях двигателей, проводимых с целью изыскания путей улучшения показателей.

Таким образом, характеристики двигателя наиболее полно раскрывают эксплуатационные качества двигателя. Изучение их закономерностей позволяет судить о качественном изменении показателей двигателя. Без знания характеристик затрудняются правильное назначение режима и оценка надежности работы двигателя, особенно в условиях плавания, отличных от нормальных (при обростании корпуса, буксировке, волнении и т. п.).

Анализ характеристик целесообразно вести в направлении изучения трех групп показателей: энергоэкономических; механической напряженности; тепловой напряженности. Естественно, что эти показатели связаны между собой. Например, нагрузка двигателя по среднему индикаторному давлению не может быть установлена без учета механической и тепловой напряженности.

## § 2. Энергетические и экономические показатели

К этой группе показателей относятся мощность, момент, среднее эффективное и среднее индикаторное давления, к. п. д. и удельные расходы топлива.

Индикаторная мощность двигателя пропорциональна цикловой подаче топлива  $g_{ц}$  индикаторному к. п. д.  $\eta_i$  и частоте вращения  $n$ :

$$N_i = k_N h_a \eta_{п} \eta_i n, \quad (1)$$

где  $h_a$  — геометрический активный ход плунжера — величина, обычно пропорциональная положению органа управления подачей топлива (ТР);

$\eta_{п}$  — коэффициент подачи топливной аппаратуры;

$k_N$  — постоянная, не зависящая от режима.

Формула (1) содержит переменные величины  $h_a$ ,  $\eta_{п}$ ,  $\eta_i$ ,  $n$ , в зависимости от величин которых изменяется (анализируется)  $N_i$  на различных режимах. Заметим, что здесь произведение  $h_a \eta_{п}$  при неизменной плотности топлива  $\gamma_t$  и сечении плунжера насоса  $f_{п}$  пропорционально величине  $g_{п} = f_{п} h_a \gamma_t \eta_{п}$ .

В ряде случаев, например при наддуве двигателя, изменении атмосферных условий, представляет интерес связь величины  $N_i$  с массой заряда воздуха  $G_g$ :

$$N_i = k'_N (\gamma_s \eta_{п} / \alpha) \eta_i n, \quad (2)$$

где  $\gamma_s$  — плотность воздуха перед впускными органами двигателя;

$\eta_{п}$  — коэффициент наполнения цилиндра;

$\alpha$  — коэффициент избытка воздуха при сгорании;

$k'_N$  — новая постоянная.

В этой формуле произведение  $\gamma_s \eta_{п}$  пропорционально массе заряда воздуха  $G_g = V_s \gamma_s \eta_{п}$ , а отношение  $\gamma_s \eta_{п} / \alpha$  — цикловой подаче топлива. Следует помнить, что изменение заряда воздуха, если оно не сопровождается соответствующим изменением подачи топлива, непосредственно не влияет на величину  $N_i$ . При изменении произведения  $\gamma_s \eta_{п}$  в  $k$  раз во столько же раз изменится коэффициент  $\alpha$  и отношение  $\gamma_s \eta_{п} / \alpha$  останется постоянным.

Влияние  $G_g$  на мощность сказывается лишь в той мере, в какой изменение заряда отражается на качестве индикаторного процесса, т. е. на величине  $\eta_i$ . Следовательно, при изменении режима переменные величины в формулах (1) и (2) должны рассматриваться не изолированно, а во взаимосвязи с изменением заряда воздуха, подачи топлива и с качеством протекания рабочего процесса.

Заметим, что формулы вида (1) и (2) не являются расчетными. Их значение — в выявлении связи энергетического или другого показателя с контролируемыми параметрами  $h_a$  (ТР)  $n$ , по которым непосредственно задается режим работы двигателя.

Среднее индикаторное давление  $p_i$  в функции контролируемых параметров найдем из формулы мощности

$$N_i = k p_i n,$$

где  $k$  — постоянная двигателя.

Отсюда, с учетом формул (1) и (2), находим выражения для  $p_i$  через цикловую подачу топлива

$$p_i = k_p h_a \eta_{п} \eta_i \quad (3)$$

и заряд воздуха

$$p_i = k'_p (\gamma_s \eta_{п} / \alpha) \eta_i, \quad (4)$$

где  $k_p$ ,  $k'_p$  — постоянные.



Поскольку индикаторный крутящий момент двигателя  $M_i$  и давление  $p_i$  связаны пропорциональной зависимостью

$$M_i = V_h i p_i / 2\pi m,$$

где  $V_h$  — рабочий объем цилиндра;

$i$  — число цилиндров;

$m$  — коэффициент тактности,

то формулы (3) и (4) одновременно характеризуют и изменение момента  $M_i$ . Зависимости для эффективных энергетических показателей  $N_e$ ,  $p_e(M_e)$  получаются путем умножения формул (1) — (4) на механический к. п. д. двигателя  $\eta_m$ .

Заметим, что мощность двигателя непосредственно зависит от частоты вращения, тогда как величины  $p_i$  и  $p_e$  и соответствующие крутящие моменты  $M_i$  и  $M_e$  зависят от частоты вращения косвенно — через изменение величин  $\eta_i$ ,  $\alpha$ ,  $\eta_m$ ,  $\gamma_s$ ,  $\eta_m$ ,  $\eta_n$ .

Индикаторный к. п. д., согласно формулам (3), (4), можно представить как отношение  $p_i$  к  $g_u$

$$\eta_i = \frac{1}{k_p} \frac{p_i}{h_a \eta_n} \quad (5)$$

или отношением  $p_i$  к  $G_g$  при  $\alpha = \text{const}$

$$\eta_i = \frac{1}{k_p} \frac{\alpha p_i}{\gamma_s \eta_n} \quad (6)$$

Формулы (5) и (6) не вскрывают истинных причин изменения  $\eta_i$ . Входящие в них величины  $N_i$  и  $p_i$  сами зависят от  $\eta_i$ . Однако значение этих уравнений в том, что они позволяют установить формальное влияние режима работы двигателя на величину  $\eta_i$  по результатам количественного изменения среднего индикаторного давления, цикловой подачи топлива и массы заряда воздуха. Например, если при неизменной цикловой подаче ( $h_a \eta_n = \text{const}$ ,  $\gamma_s \eta_n / \alpha = \text{const}$ ) увеличение массы заряда  $\gamma_s \eta_n$  сопровождается пропорциональным увеличением  $p_i$ , то  $\eta_i$  возрастает пропорционально увеличению коэффициента  $\alpha$ .

Наоборот, величина  $\eta_i$  сохраняется постоянной, если между цикловой подачей, зарядом воздуха и значением  $p_i$  устанавливается пропорциональная зависимость или когда при неизменном заряде воздуха наблюдается обратно пропорциональная зависимость между  $\alpha$  и  $p_i$ . Естественно, что при изучении характеристик двигателей формальной оценки изменения величины  $\eta_i$  недостаточно. Необходим непосредственный анализ индикаторного процесса.

Для конкретного двигателя индикаторный к. п. д. в основном зависит от скорости сгорания топлива и ориентации видимого процесса сгорания относительно в. м. т. поршня. При ухудшении сгорания или запаздывании самовоспламенения топлива уменьшается степень расширения газов в цилиндре, возрастают относительные потери тепла с выпускными газами и в конечном итоге снижается индикаторный к. п. д. двигателя. Развитие процес-

са сгорания по времени и относительно в. м. т. поршня в свою очередь зависит от условий смесеобразования, теплового состояния двигателя, способа регулировки топливной аппаратуры.

Исследованиями установлено большое влияние на скорость сгорания коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ . При уменьшении  $\alpha$  (увеличении цикловой подачи топлива) смесеобразование ухудшается вследствие роста числа зон в камере сгорания, где местные соотношения топлива и воздуха (местные  $\alpha$ ) достигают значений, меньших единицы. Сгорание топлива затягивается по времени и может сопровождаться догоранием на линии расширения. При работе на форсированных режимах с малыми коэффициентами  $\alpha$  возможно и неполное сгорание топлива. Увеличение избытка воздуха компенсирует несовершенство процесса смесеобразования, сгорание заканчивается за меньший промежуток времени, и индикаторный к. п. д. обычно возрастает.

Иначе говоря, на величину  $\eta_i$  влияют нагрузка, частота вращения и связанное с ними качество протекания рабочего процесса. Определенной характеристике двигателя свойственны свои закономерности изменения  $\eta_i$ , которые и подлежат изучению при анализе характеристик.

Если установлено изменение индикаторного к. п. д. двигателя, то эффективный к. п. д.  $\eta_e$  и удельные расходы топлива  $g_i$ ,  $g_e$  определяют по формулам:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m; \quad g_i = 632,2 / (\eta_i Q_n); \quad g_e = g_i / \eta_m. \quad (7)$$

Из формул следует, что зависимости  $g_i$ ,  $g_e$  от частоты вращения или нагрузки двигателя имеют характер, обратный изменению  $\eta_i$  и  $\eta_e$ .

Выражения для энерго-экономических показателей  $N_i$ ,  $N_e$ ,  $p_i(M_i)$ ,  $p_e(M_e)$ ,  $\eta_i$ ,  $g_i$ ,  $\eta_e$ ,  $g_e$  определяют связь их с параметрами рабочего процесса, частотой вращения и подачей топлива.

Однако в формулы, помимо независимых переменных  $n$  и  $h_a$ , входят величины  $\alpha$ ,  $\eta_m$ ,  $\eta_n$ , которые сами являются функцией частоты вращения и нагрузки двигателя. Поэтому анализ энерго-экономических показателей был бы далеко не полным без выяснения физического смысла и установления дополнительных связей, раскрывающих характер изменения коэффициентов  $\alpha$ ,  $\eta_m$ ,  $\eta_n$  при работе двигателя на различных режимах.

Коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  в дизелях является условной величиной, характеризующей не состав смеси, а соотношение между зарядом воздуха  $\gamma_s \eta_n$  и подачей топлива  $h_a \eta_n$ :

$$\alpha = k_a \frac{\gamma_s \eta_n}{h_a \eta_n}, \quad (8)$$

где  $k_a$  — постоянная.

Можно видеть, что коэффициент  $\alpha$  непосредственно зависит от величины  $h_a$ , определяющей нагрузку двигателя, и косвенно —

частоты вращения, так как коэффициенты  $\eta_{\text{п}}$ ,  $\eta_{\text{ц}}$  и плотность воздуха  $\gamma_s$  при изменении скоростного режима работы двигателя не остаются постоянными. Однако изменение комплекса  $\gamma_s \eta_{\text{п}} / h_a \eta_{\text{ц}}$  в основном является функцией нагрузки двигателя, т. е. зависит от величины  $h_a$ , или, что то же, положения указателя нагрузки регулятора или топливной рукоятки на посту управления двигателем.

Коэффициент наполнения цилиндра двигателя

$$\eta_{\text{п}} = G_g / V_s \gamma_s \quad (9)$$

определяется отношением действительного заряда к тому теоретическому заряду  $V_s \gamma_s$ , который мог бы разместиться в рабочем объеме цилиндра  $V_s$  при параметрах состояния воздуха  $p_a$  и  $T_a$  перед впускными органами двигателя к моменту начала сжатия.

Развернутое выражение для  $\eta_{\text{п}}$  имеет вид

$$\eta_{\text{п}} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_s} \frac{T_s}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r} (1 - \psi_s), \quad (10)$$

где  $p_a$ ,  $T_a$  — соответственно давление и температура рабочего тела в цилиндре к началу сжатия;

$\gamma_r$  — коэффициент остаточных газов;

$\varepsilon$  — степень сжатия;

$\psi_s$  — коэффициент потеряннного хода;

Различие между значениями  $G_g$  и  $V_s \gamma_s$  обуславливается потерями массы заряда воздуха вследствие: гидравлического сопротивления впускных органов  $p_a/p_s$ , подогрева воздуха о стенки и при смешивании с остаточными газами  $T_s/T_a$ , наличия остаточных газов ( $\frac{1}{1 + \gamma_r} =$

$\frac{c_g}{G_a}$  — качества очистки цилиндра). Вместе с тем при наполнении цилиндра действительный заряд воздуха размещается в полном, а не в рабочем объеме цилиндра, что ведет к увеличению коэффициента  $\eta_{\text{п}}$  на величину отношения  $V_a/V_s = \varepsilon/(\varepsilon - 1)$ . При изменении режима влияние на  $\eta_{\text{п}}$  оказывают отношение  $\gamma_a/\gamma_s = p_a T_a / p_s T_s$  и коэффициент  $\gamma_r$ .

Для двухтактных двигателей и четырехтактных с наддувом изменение скоростного режима мало отражается на величине  $\eta_{\text{п}}$ . Исключение составляют четырехтактные двигатели без наддува, у которых с ростом скорости поршня отношение  $\gamma_a/\gamma_s$  уменьшается из-за снижения  $p_a$  (рис. 1).

Увеличение нагрузки двигателя или температур в системах охлаждения ведет к повышению температуры стенок, а следовательно, к увеличению подогрева заряда и снижению  $\eta_{\text{п}}$  на 2—3%.

Незначительное изменение  $\eta_{\text{п}}$  указывает на то, что коэффициент наполнения скорее является конструктивным параметром, характеризующим качество обработки впускного тракта и газооб-

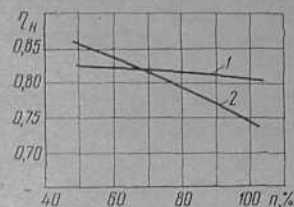


Рис. 1. Зависимости  $\eta_{\text{п}} = f(n)$  двигателей:

1 — двухтактного и четырехтактного с наддувом; 2 — четырехтактного без наддува

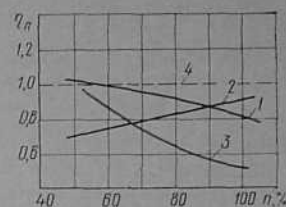


Рис. 2. Характеристики подачи топливной аппаратуры:

1 — с преобладающим влиянием сжимаемости топлива; 2 — с преобладающим влиянием дросселирования топлива; 3 — для системы косвенного впрыска с гидравлическим аккумулятором; 4 — геометрическая

мена, чем параметром, отражающим режим работы двигателя. Однако влияние изменения коэффициента  $\eta_{\text{п}}$  на величину заряда воздуха в ряде случаев не менее значительно, чем влияние изменения плотности воздуха  $\gamma_s$ .

Например, в зависимости от влажности имеем:

$$\eta_{\text{п}} = \eta_{\text{п,сух.в}} 1 / (1 + d) \quad (11)$$

и

$$\gamma_s = \gamma_{s,сух.в} 1 + d / (1 + 1,61d),$$

где  $d$  — влагосодержание (отношение количества водяного пара к массе заряда сухого воздуха).

Тогда при изменении влагосодержания наружного воздуха с  $d=0,01$  до  $d'=0,05$  (в тропиках) получим

$$\frac{\eta_{\text{п}}'}{\eta_{\text{п}}} = \frac{1 + d}{1 + d'} = 0,963, \text{ а}$$

$$\frac{\gamma_s'}{\gamma_s} = \frac{1 + d'}{1 + d} \frac{1 + 1,61d}{1 + 1,61d'} = 0,978.$$

Коэффициент подачи топливной аппаратуры представляет собой отношение действительной цикловой подачи  $g_{\text{ц}}$  к геометрической  $f_{\text{п}} h_a \gamma_r$ :

$$\eta_{\text{п}} = g_{\text{ц}} / (f_{\text{п}} h_a \gamma_r). \quad (12)$$

Изменение  $\eta_{\text{п}}$  в функции частоты вращения и нагрузки зависит от типа топливной аппаратуры и обычно отражается кривыми  $\eta_{\text{п}} = f(n)$  или  $g_{\text{ц}} = f(n)$ , которые снимают при  $h_a = \text{const}$ . Как видно из рис. 2, фиксированному положению органа управления подачей топлива не всегда соответствует постоянство  $g_{\text{ц}}$ , что оказывает влияние на работу двигателя по внешней характеристике и поддержание устойчивой частоты вращения на режиме малого хода.

Механический к. п. д. двигателя легко определяется, если для рассматриваемой характеристики известны за-

зисности  $N_i$ ,  $p_i$  ( $M_i$ ), мощности механических потерь  $N_m$ , среднего давления  $p_m$  или момента механических потерь двигателя  $M_m$ :

$$\eta_m = 1 - N_m/N_i = 1 - p_m/p_i = 1 - M_m/M_i. \quad (13)$$

Механические потери суммируются из потерь на трение, на привод навешенных насосов, в том числе продувочных насосов двухтактных двигателей и наддувочных компрессоров четырехтактных двигателей с механическим наддувом.

К числу механических потерь условно относят и работу насосных ходов четырехтактного двигателя. У двигателей без наддува она имеет отрицательный знак и суммируется с механическими потерями. У двигателей с наддувом работа насосных ходов в зависимости от соотношения давления наддува  $p_s$  и противодавления на выпуске  $p_r$  может быть положительной (при  $p_s < p_r$ ) или отрицательной (при  $p_s > p_r$ ).

При анализе изменения механических потерь двигателя на различных режимах обычно исходят из того факта, что величина механических потерь мало зависит от нагрузки двигателя, но весьма существенно — от частоты вращения. Это положение установлено многочисленными исследованиями и может быть объяснено закономерностями изменения коэффициента трения в условиях жидкостного трения. С ростом скорости скольжения увеличивается сила внутреннего трения в масляном слое и коэффициент трения возрастает. Повышение же удельного давления до определенных пределов ведет к уменьшению коэффициента трения.

Кроме того, мощность, расходуемая на привод навешенных механизмов, в зависимости от типа насоса изменяется пропорционально квадрату или кубу частоты вращения.

В конечном итоге  $N_m = f(n)$  приближенно определяется уравнением вида

$$N_m = An^\beta, \quad (14)$$

где  $A$ ,  $\beta$  — опытные коэффициенты, зависящие от типа, конструкции и технического состояния двигателя. Для быстроходных дизелей  $\beta = 1,5 \div 1,6$ ; для тихоходных  $\beta = 1 \div 1,2$ .

В эксплуатации коэффициент  $A$  может несколько изменяться в зависимости от температуры масла, состояния поверхностей трения, величины масляных зазоров, затрат энергии на привод навешенных механизмов.

Однако следует учитывать, что механический к. п. д. есть функция относительных механических потерь  $N_m/N_i = p_m/p_i = M_m/M_i$ . Это значит, что и при неизменных внутренних сопротивлениях двигателя коэффициент  $\eta_m$  не остается постоянным, если меняется качество протекания рабочего процесса, например, вследствие неудовлетворительного распыливания топлива, загорания окон, отложений в проточной части турбины, компрессора и т. п. Отсюда также следует, что в эксплуатации оценку эффективных

энергетических показателей по индикаторным правильнее производить не по стендовым значениям  $\eta_m$ , а непосредственно по кривым  $N_m = f(n)$ ,  $p_m = f(n)$ . Эти кривые более стабильны во времени и для данного двигателя легко определяются по результатам стендовых испытаний.

### § 3. Показатели механической напряженности

Механическая напряженность двигателя характеризуется величиной и изменением напряжений, деформаций, удельных давлений, возникающих в элементах остова двигателя и в узлах сопряжений под действием механических нагрузок. От уровня механической напряженности двигателя зависят работоспособность отдельных его деталей, приводов, подшипников, условия их смазки, износы, возможность появления усталостных разрушений и т. п.

Однако при измерении напряжений, деформаций, удельных давлений возникают определенные технические трудности, и эти величины в эксплуатации непосредственно не контролируются.

Поэтому важно установить те косвенные показатели, которые бы правильно отражали механическую напряженность двигателя и легко подвергались контролю или анализу в процессе эксплуатации.

Для конкретного двигателя с определенными линейными размерами такими показателями являются силы давления газов и силы инерции движущихся масс. Поскольку эти силы переменны, то показатели механической напряженности должны отражать величину и характер их действия во времени.

Наилучшим образом этим условиям удовлетворяют показатели, характеризующие динамику рабочего цикла и динамику двигателя (рис. 3).

К числу динамических показателей рабочего цикла относятся: максимальное давление сгорания  $p_z$ ; степень повышения давления  $\lambda' = p_z/p_c'$ ; скорость нарастания давления  $\Delta p/\Delta \varphi$ .

Давление  $p_z$  определяет величину силы, показатели  $\lambda'$ ,  $\Delta p/\Delta \varphi$  — характер ее действия.

Наибольшие механические нагрузки при всех прочих равных условиях возникают на таком режиме, когда величины  $p_z$ ,  $\lambda'$ ,  $\Delta p/\Delta \varphi$  достигают максимальных значений. Однако жесткая работа двигателя (повышенные значения  $\lambda'$ ,  $\Delta p/\Delta \varphi$ ) может вызвать разрушение подшипников и при умеренных значениях  $p_z$ .

Динамические показатели рабочего процесса являются основными параметрами, по которым на практике оценивают механическую напряженность двигателя. Они легко поддаются контролю

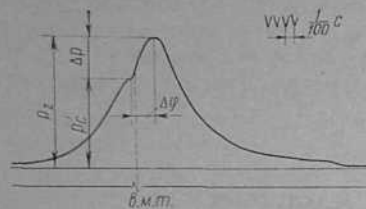


Рис. 3. К определению динамических показателей рабочего цикла

с помощью обычных механических индикаторов ( $\Delta p / \Delta \varphi$  — по развернутой диаграмме или по осциллограмме). Наибольшее внимание уделяется величине  $p_z$ . Превышение заданного значения  $p_z$  в эксплуатации не допускается. Для некоторых режимов это может служить достаточной гарантией от перегрузки двигателя в механическом отношении.

Такое положение объясняется

тем, что размеры основных деталей двигателя проверяются на прочность из расчета действия силы  $p_z$ . В действительности усилие от давления  $p_z$  полностью воспринимается днищем поршня, крышкой, рабочим цилиндром и другими элементами остова. Коленчатый вал и подшипники частично разгружаются от силы  $p_z$  в результате действия сил инерции поступательно движущихся и вращающихся масс двигателя.

Силы инерции оказывают большое влияние на напряжения деталей движения, работу подшипников, способствуют снижению амплитуды нормальных и касательных напряжений, выравниванию нагрузки на подшипники, улучшению условий их смазки и повышению износостойкости.

При постоянной массе силы инерции зависят от квадрата частоты вращения и вызывают значительные изменения механических нагрузок при изменении скоростного режима.

Для определения нагрузки на детали движения и подшипники введем следующие показатели механической напряженности:

максимальная движущая сила  $P_{max}$  (величина силы отнесена к площади поршня);

амплитуда движущей силы  $\Delta P$ ;

максимальная суммарная касательная сила  $\Delta T_{\Sigma max}$ .

амплитуда суммарной касательной силы  $\Delta T_{\Sigma}$ .

Показатели  $P_{max}$  и  $\Delta P$  определяют нагрузки на детали движения от действия сил газов и сил инерции поступательно движущихся масс одного цилиндра. Частично величины  $P_{max}$  и  $\Delta P$  характеризуют нагрузку на коленчатый вал и рамовые подшипники в силу зависимости радиальной и касательной составляющих от движущей силы  $P$ .

Кроме силы  $P_{max}$ , коленчатый вал и промежуточные валы нагружаются суммарной касательной силой  $T_{\Sigma}$  всех цилиндров двигателя, вызывающей напряжения кручения. Поэтому при оценке механической напряженности двигателя показатели  $P_{max}$  и  $\Delta P$  дополняются силами  $T_{\Sigma max}$  и  $\Delta T_{\Sigma}$ .

Движущая сила  $P$  определяется алгебраической суммой силы давления газов  $p_c$  и силы инерции поступательно движущихся масс  $P_j$  (рис. 4, а, б). Давление газов в цилиндре достигает величины  $p_z$  через  $(10-15)^\circ$  п. к. в. после в. м. т., когда сила  $P_j$  близ-

ка к максимальному значению  $p_{jmax}$ . Это дает основание с достаточной для практики точностью принять

$$P_{max} = p_z - P_{jmax} = p_z - k_j n^2, \quad (15)$$

где  $k_j$  — постоянная.

Из уравнения (15) видно, что величина  $P_{max}$  при изменении режима зависит от двух переменных —  $P_z$  и  $n$ .

Детали движения работают при переменных нагрузках и разрушения их являются обычно усталостными. Поэтому важно рассмотреть, в какой степени изменение режима влияет на характер циклических изменений нагрузки и на запас прочности деталей. Для этого необходимо найти зависимости амплитуды силы  $\Delta P$  от сил  $p_z$  и  $P_{max}$ .

Для несимметричного цикла изменения нагрузки (см. рис. 4, а, б) без большой погрешности можно принять:

для четырехтактного двигателя

$$\Delta P = (P_{max} + P_{jmax})/2 = p_z / 2;$$

для двухтактного

$$\Delta P = P_{max}/2 = (p_z - k_j n^2)/2.$$

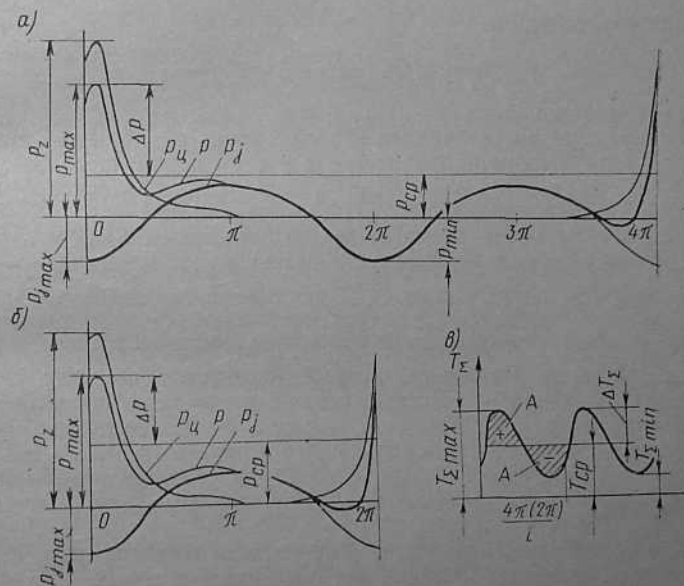


Рис. 4. К определению динамических показателей двигателей (изменение силы  $P$  за цикл): а — четырехтактного; б — двухтактного; в — изменение силы  $T_{\Sigma}$

(Влиянием давления газов за насосные ходы для четырехтактного двигателя и некоторым отклонением  $P_{\min}$  от нулевого значения для двухтактного двигателя пренебрегаем).

Зная величину  $\Delta P$ , нетрудно оценить и изменение запаса прочности деталей движения при изменении режима.

Запас прочности по нормальным напряжениям для несимметричного цикла изменения нагрузки в первом приближении равен

$$k_{\sigma} = \sigma_{-1} / (\sigma_a a_{\text{эф}} / \varepsilon), \quad (16)$$

где  $\sigma_{-1}$  — предел усталости (выносливости) материала лабораторного образца при симметричном цикле;

$\sigma_a$  — амплитуда напряжений;

$a_{\text{эф}}$  — эффективный коэффициент концентрации напряжений;

$\varepsilon$  — коэффициент, учитывающий снижение предела усталости с увеличением размера детали.

В силу пропорциональности  $\sigma_a$  амплитуде  $\Delta P$  формулы для анализа относительного изменения  $k_{\sigma}$  принимают вид:

для четырехтактного двигателя

$$k_{\sigma} = a / p_z; \quad (17)$$

для двухтактного

$$k_{\sigma} = a / (p_z - P_{J\max}) = a / P_{\max}, \quad (18)$$

где  $a$  — постоянная.

Таким образом, изменение запаса прочности деталей движения по нормальным напряжениям с учетом переменного действия нагрузки оценивается изменением величины  $p_z$  для четырехтактных двигателей и величины  $P_{\max}$  для двухтактных.

Рассмотрим теперь зависимости для показателей  $T_{\Sigma\max}$  и  $\Delta T_{\Sigma}$ .

Суммарная касательная сила  $T_{\Sigma}$  является периодической функцией угла поворота вала. За период  $\frac{2\pi}{i}$  для двухтактных двигателей и период  $\frac{4\pi}{i}$  для четырехтактных она изменяет свое значение от  $T_{\Sigma\max}$  до

$T_{\Sigma\min}$  (рис. 4, в). Изменение силы  $T_{\Sigma}$  определяет величину и амплитуду касательных напряжений, создает неравномерность крутящего момента и является источником вибраций от воздействия на фундамент неравномерного опрокидывающего момента двигателя и неравномерного упора винта. Влияние силы  $T_{\Sigma}$  на механическую напряженность может быть установлено по величине изменения максимума силы  $T_{\Sigma\max}$  и ее амплитуды  $\Delta T_{\Sigma}$ .

Для большинства двигателей амплитудное значение силы  $T_{\Sigma}$  определяется величиной  $\Delta T_{\Sigma}$  над или под прямой среднего суммарного касательного усилия  $T_{\text{ср}}$  (см. рис. 4, в):

$$T_{\Sigma\max} = T_{\text{ср}} + \Delta T_{\Sigma}. \quad (19)$$

Из равенства работы газов и работы сил внешнего и внутреннего сопротивления за цикл следует, что величина  $T_{\text{ср}}$  пропорциональна  $p_i$  и равна:

для четырехтактного двигателя

$$T_{\text{ср}} = (i/2\pi)p_i; \quad (20)$$

для двухтактного

$$T_{\text{ср}} = (i/\pi)p_i. \quad (21)$$

Амплитуду  $\Delta T_{\Sigma}$  можно выразить через амплитуду касательной силы одного цилиндра  $\Delta T$ :

$$\Delta T_{\Sigma} = k_i \Delta T, \quad (22)$$

где  $k_i$  — поправочный коэффициент, зависящий от тактности и числа цилиндров  $i$ .

Амплитуда  $\Delta T$  независимо от тактности двигателя определяется приближенным равенством

$$\Delta T = (T_{\max} - T_{\min})/2 \approx 0,2p_z.$$

Следовательно,

$$\Delta T_{\Sigma} = k_i 0,2p_z \quad (23)$$

и, согласно формулам (19), (20), (21), (23),  $T_{\Sigma\max}$  запишется в виде:

для четырехтактного двигателя

$$T_{\Sigma\max} = (i/2\pi)p_i + k_i 0,2p_z; \quad (24)$$

для двухтактного

$$T_{\Sigma\max} = (i/\pi)p_i + k_i 0,2p_z. \quad (25)$$

По аналогии с определением запаса прочности по нормальным напряжениям  $k_{\sigma}$  установим зависимость запаса циклической прочности валопровода по касательным напряжениям  $k_{\tau}$ . Для несимметричного цикла изменение нагрузки (см. рис. 4, в)

$$k_{\tau} \approx \tau_{-1} / (\tau_a a_{\text{эф}} / \varepsilon),$$

где  $\tau_{-1}$  — предел усталости лабораторного образца на кручение при симметричном цикле.

Амплитуда напряжений при кручении  $\tau_a$  пропорциональна силе  $\Delta T_{\Sigma}$ . Следовательно,

$$k_{\tau} = b' / \Delta T_{\Sigma} = b / p_z, \quad (26)$$

где  $b'$  и  $b$  — постоянные.

Формула (26) устанавливает относительное изменение запаса прочности валопровода по касательным напряжениям для различных режимов работы и показывает, что величина  $k_{\tau}$  есть функция силы  $p_z$ . Таким образом, показатели механической напряженности  $p_z$  и  $P_{\max}$  можно принять определяющими изменение запаса циклической прочности деталей движения и валопровода.

Заметим, что пропорционально величине  $\Delta T_{\Sigma}$  изменяется амплитуда колебаний крутящего и опрокидывающего моментов

двигателя и с некоторым приближением — степень неравномерности вращения вала  $\delta$ .

Согласно определению,

$$\delta = A / I \omega_{cp}^2, \quad (27)$$

где  $A$  — избыточная (недостающая) площадь на диаграмме (см. рис. 4, в), представляющая в некотором масштабе работу избыточного или недостающего момента движущих сил по сравнению с моментом сил сопротивления;  $I$  — момент инерции относительно оси вращения вала движущихся масс двигателя, валопровода и винта;

$\omega_{cp}$  — средняя угловая скорость.

Допуская пропорциональность площади  $A$  амплитуде  $\Delta T_{\Sigma}$  ( $A \approx \approx k \Delta T_{\Sigma}$ ) и учитывая, что  $\Delta T_{\Sigma} = k_1 0,2 p_z$ , получим:

$$\delta = k_{\delta} p_z / n^2,$$

где  $k_{\delta}$  — постоянная.

Следовательно, изменение  $p_z$  при  $n = \text{const}$  вызывает пропорциональное изменение амплитуды крутящего и опрокидывающего моментов двигателя и величины  $\delta$ .

Показатели механической напряженности  $P_{\max}$ ,  $\Delta P$ ,  $T_{\Sigma \max}$ ,  $\Delta T_{\Sigma}$  позволяют в общем виде судить о влиянии режима работы на максимальные напряжения, удельные давления, запасы прочности в предположении, что детали движения являются абсолютно жесткими.

В действительности в силу упругости материала и периодического изменения прикладываемых усилий возникают вынужденные колебания деталей, способные вызвать значительные дополнительные напряжения.

Наиболее подвержены колебаниям коленчатый и промежуточные валы, составляющие валопровод установки с прямой передачей. Валопровод с навешенными массами представляет собой упругую систему, обладающую инерцией и недостаточной крутильной и поперечной жесткостью. Во время работы валопровод испытывает крутильные, изгибные и осевые колебания. Возникающие при этом напряжения накладываются на основные напряжения от сил  $P$ ,  $T$  и снижают запас прочности деталей. Пример такого наложения показан на рис. 5.

Это обстоятельство учитывается при проектировании и последующей эксплуатации установки. В поверочных расчетах элементов коленчатого вала запас прочности определяется с поправкой на влияние крутильных и изгибных колебаний, которая вводится коэффициентом динамического усиления  $\lambda_d$ :  $k'_a = \frac{k_a}{\lambda_d}$ ,  $k'_z = \frac{k_z}{\lambda_d}$ , где  $\lambda_d$  колеблется от 1,07 — для вала из трех колен и до 1,56 — для вала из десяти колен [5].

По Правилам Регистра СССР и согласно ГОСТу головные установки проверяют на крутильные колебания. Расчетным или

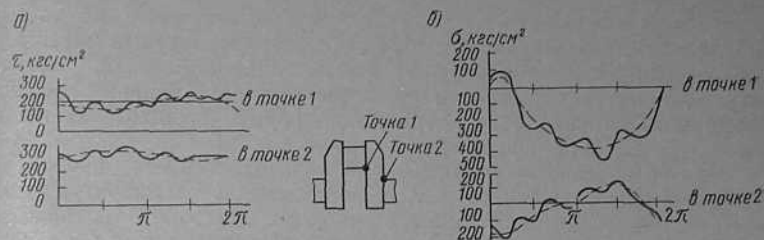


Рис. 5. Изменение напряжений кручения (а) и изгиба (б) в коленчатом вале двигателя Гетаверкен 850/1700 VGS-10U при  $p_1 = 8,65$  кгс/см<sup>2</sup> и  $p_2 = 60$  кгс/см<sup>2</sup>

экспериментальным путем определяют амплитуды колебаний, напряжений и критическую (резонансную) частоту вращения двигателя. В зависимости от величины напряжений назначается запретная зона частоты вращения или оговаривается в инструкции по эксплуатации диапазон ее, в котором не рекомендуется длительная работа двигателя. Для устранения опасных крутильных колебаний прибегают к конструктивным изменениям крутильной системы, к гашению колебаний с помощью демпферов, антивибраторов.

В мощных судовых дизельных установках наблюдаются также значительные осевые колебания коленчатых валов. Для их гашения применяют осевые масляные демпферы, располагаемые на носовом торце вала.

Таким образом, при назначении режима и оценке механической напряженности двигателя с учетом колебаний валопровода следует руководствоваться рекомендациями завода о зонах частоты вращения, работа в которых сопровождается увеличением амплитуды напряжений и снижением запаса прочности.

#### § 4. Показатели тепловой напряженности

Помимо механических нагрузок, детали цилиндра-поршневой группы (ЦПГ), соприкасающиеся с продуктами сгорания (крышка, рабочий цилиндр, поршень, кольца, клапаны), испытывают значительные тепловые нагрузки. Вследствие этого в них возникают температурные напряжения, деформации, создаются различные условия для смазки трущихся поверхностей, отложений нагара и износов. Тепловое состояние ЦПГ, таким образом, определяет работоспособность и надежность ее деталей в эксплуатации и обобщается термином *теплонапряженность двигателя*.

Показателями теплонапряженности в настоящее время принято считать температуры стенок цилиндра, поршня, крышки и температурные перепады в стенках. Например, для втулки

температура зеркала цилиндра  $T_{ст}'$  определяет состояние масляной пленки, условия смазки и износа, а температурные перепады  $\Delta T_{ст}$  и средние температуры  $T_{ст}$  по толщине стенки, высоте втулки и по ее окружности — температурные напряжения, деформации, изменение геометрической формы, возможность появления трещин, задиоров, местного износа.

При обычных способах контроля непосредственное измерение уровня теплонапряженности, т. е. определение температур стенок, не производится. Тепловое состояние двигателя оценивают по температурам охлаждающей среды, выпускных газов, среднему индикаторному давлению и положению указателя подачи топлива.

Поддержание этих величин в определенных пределах и соблюдение ПТЭ обеспечивают такое тепловое состояние деталей ЦПГ, при котором завод-строитель в результате отработки конструкции и выбора рационального уровня форсировки гарантирует надежную и безаварийную работу двигателя.

Однако в эксплуатации вследствие изменения условий плавания, осадки, состояния корпуса, винта и самого двигателя всегда наблюдаются отклонения от «нормы», когда привычные соотношения между величинами, по которым оценивают тепловое состояние двигателя, нарушаются и выбор оптимальной нагрузки становится затруднительным. Например, на режимах работы с повышенным сопротивлением движению судна температуры стенок деталей ЦПГ могут возрасти при пониженной температуре выпускных газов. Положение усугубляется тем, что данные стендовых испытаний не в полной мере отражают теплонапряженность двигателя в условиях эксплуатации, а применение наддува ведет к увеличению уровня теплонапряженности и, как следствие, к уменьшению запаса надежности. Так, термометрированием втулки и поршня двигателя Бурмейстер и Вайн 774 VTBF160 непосредственно на судне установлены более высокие (на 15—20°) температуры этих деталей по сравнению с измеренными на стенде и повышение температур на 25° для втулки и до 40° для поршня уже при волнении в 3—4 балла.

Отсюда понятно стремление к непосредственному контролю за температурами деталей, который все шире внедряется на теплоходах с автоматизированными силовыми установками. Но и при автоматизированном контроле в целях выявления причин, вызывающих повышенные температуры деталей, необходимо знать связи рабочих процессов, условий охлаждения и состояния двигателя с показателями теплонапряженности. Имеет также значение оценка теплового состояния двигателя по обобщенным показателям.

Температуры стенок конкретного двигателя на установившихся режимах зависят от условий подвода тепла и условий охлаждения. Связь этих условий между собой и их влияние на температуры стенок наиболее наглядно могут быть показаны на упрощенной схеме теплообмена, именуемой в теплоотдаче *методом*

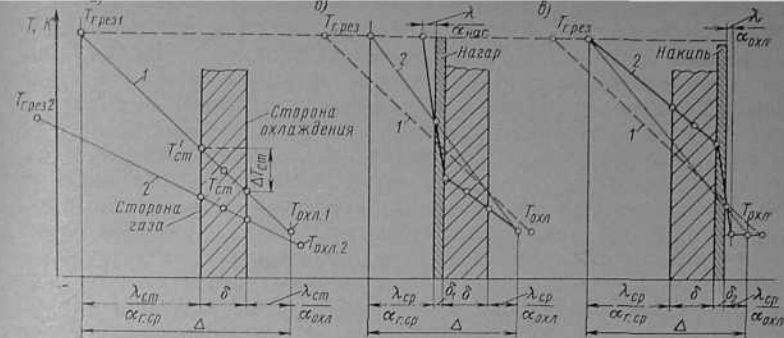


Рис. 6. К определению показателей теплонапряженности  $T_{ст}'$ ,  $\Delta T_{ст}$ ,  $T_{ст}$  по методу эквивалентной стенки:

*a* — для чистых поверхностей; *b* — при отложении нагара; *в* — при отложении накипи; 1 — исходные режим и условия; 2 — новые режим и условия

эквивалентных стенок. По этому методу передача тепла от газа к охлаждающей среде заменяется теплопроводностью через стенку эквивалентной толщины:

$$\Delta = \lambda_{ст}/\alpha_{г,ср} + \delta + \lambda_{ст}/\alpha_{охл}.$$

Воображаемая стенка складывается из эквивалентных толщин со стороны газа  $\lambda_{ст}/\alpha_{г,ср}$ , со стороны охлаждения  $\lambda_{ст}/\alpha_{охл}$  и толщины реальной стенки  $\delta$  (рис. 6).

В цилиндре двигателя часть поверхностей постоянно соприкасается с газом (дно крышки, поршня, постоянно открытая поверхность втулки), часть — периодически, по мере открытия их поршнем (боковая поверхность втулки на высоте хода поршня). Теплоотдача от газов к поверхностям, постоянно открытым и открытым периодически, протекает различно в количественном и качественном отношениях.

В дальнейшем ограничимся рассмотрением теплообмена между газом и охлаждающей средой через поверхности, постоянно соприкасающиеся с газом (стенки камеры сгорания). В связи с этим обозначения в приведенной выше формуле примут следующее значение:

- $\alpha_{г,ср}$  — средний за цикл и по поверхности теплообмена коэффициент теплоотдачи от газов к стенкам камеры сгорания, ккал/м<sup>2</sup>·ч·град;
- $\delta$  — средняя толщина стенок камеры сгорания, м;
- $\lambda_{ст}$  — средний коэффициент теплопроводности материала стенок камеры сгорания, ккал/м·ч·град;
- $\alpha_{охл}$  — средний коэффициент теплоотдачи от стенок камеры сгорания в охлаждающую среду, ккал/м<sup>2</sup>·ч·град.

Изменение температуры по толщине эквивалентной стенки от результирующей температуры газа  $T_{г.рез}$  до средней температуры со стороны охлаждения  $T_{охл}$  изображается прямой линией, точки пересечения которой с поверхностями реальной стенки и определяют искомые показатели теплонапряженности  $T'_{ст}$ ,  $\Delta T_{ст}$ ,  $T_{ст}$  (рис. 6, а). Для средних за цикл значений  $\alpha_{г.ср}$ ,  $T_{г.рез}$  температуры и температурные перепады получают усредненными по стенкам камеры сгорания и служат лишь условной, относительной мерой теплонапряженности двигателя на различных режимах. В действительности процессы теплообмена протекают значительно сложнее и теплонапряженность двигателя характеризуется местными условиями теплоотдачи и значениями температур и температурных перепадов по поверхностям и сечениям деталей цилиндрично-поршневой группы. При больших различиях в условиях отвода тепла от стенок камеры сгорания построение эквивалентной стенки и определение показателей  $T'_{ст}$ ,  $\Delta T_{ст}$ ,  $T_{ст}$  должны выполняться отдельно для крышки, поршня, части втулки, например при масляном охлаждении поршня и водяном охлаждении цилиндров, крышек. При этом меняются только величины, характеризующие конструкцию  $\delta$ , материал  $\lambda_{ст}$  и условия охлаждения  $\alpha_{охл}$ ,  $T_{охл}$  отдельных деталей. Условия же со стороны газа  $\alpha_{г.ср}$ ,  $T_{г.рез}$  для крышки, поршня и части втулки могут сохраняться одинаковыми.

Аналогичное построение можно выполнить и для поверхностей теплообмена с отложениями на них нагара, накипи. В этом случае эквивалентная толщина многослойной стенки

$$\Delta = \lambda_{ср} / \alpha_{г.ср} + (\delta_1 + \delta + \delta_2) + \lambda_{ср} / \alpha_{охл}$$

и средний коэффициент теплопроводности

$$\lambda_{ср} = \frac{\delta_1 + \delta + \delta_2}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}},$$

где  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  — усредненные по всей поверхности теплообмена толщины отложений соответственно нагара со стороны газов и накипи со стороны охлаждения;  $\delta_1 = (0,5 \div 2) \cdot 10^{-3}$  м,  $\delta_2 = (0,5 \div 6) \cdot 10^{-3}$  м;

$\lambda_1$ ,  $\lambda_2$  — коэффициенты теплопроводности соответственно нагара и накипи;  $\lambda_1 = 0,1$ ;  $\lambda_2 = 0,6 - 2$  ккал/м·град.

Показатели теплонапряженности  $T'_{ст}$ ,  $\Delta T_{ст}$ ,  $T_{ст}$  для многослойной стенки находят графически (рис. 6, б, в). Отложения на стенке затрудняют передачу тепла от газов в охлаждающую среду, но по-разному (см. рис. 6, б, в) влияют на теплонапряженность двигателя. Если нагарообразование на стенках камеры сгорания способствует снижению температур  $T'_{ст}$ ,  $T_{ст}$ , то загрязнение со стороны охлаждения вызывают резкое их повышение. В эксплуатации это может привести к значительному росту теплонапряженности двигателя. Можно также сказать, что теплоизолирующие свойства нагара на поршне, крышке, не всегда положительно влияют на теплонапряженность двигателя. Блокируя

частично теплоотвод в эти детали, нагарообразования вызывают усиление теплототока через зеркало цилиндра, что при рабочих температурах втулки в верхних поясах в 165—170°C приведет к их повышению до уровня, затрудняющего условия смазки и вызывающего интенсивные износы. Заметим, что отложения, износы и состояние колец могут служить причиной существенных расхождений в уровнях теплонапряженности двигателя на стенде и на судне.

Возвращаясь к построению графиков температур (см. рис. 6), видим, что задача оценки теплонапряженности по методу эквивалентной стенки сводится к определению величин  $\alpha_{г.ср}$ ,  $T_{г.рез}$ ,  $\alpha_{охл}$ ,  $T_{охл}$ .

Средний коэффициент теплоотдачи от газов к стенкам камеры сгорания и результирующую температуру газа для судовых двигателей можно определять по формуле В. С. Семенова (ОИИМФ):

для двухтактных двигателей

$$\alpha_{г.срII} = \sqrt{\frac{C_m p_a T_a}{D} \left[ 3,34 + 1,6 \cdot 10^{-5} \left( \frac{p_i g_i T_s}{p_s} \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{1}{1 - \psi_a} \right)^2 \right]}, \quad (28)$$

$$T_{г.резII} = T_a \left[ 1,74 + 13,6 \cdot 10^{-4} \left( \frac{p_i g_i T_s}{p_s} \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{1}{1 - \psi_a} \right)^{1,25} \right]; \quad (29)$$

для четырехтактных

$$\alpha_{г.срIV} = (0,5 \alpha_{г.срII} + 125), \quad (30)$$

$$T_{г.резIV} = 0,5 \frac{\alpha_{г.срII}}{\alpha_{г.срIV}} T_{г.резII} + \frac{62,5}{\alpha_{г.срIV}} [(T_{г.ср})_{вп} + (T_{г.ср})_{вып}], \quad (31)$$

где

- $D$  — диаметр цилиндра, м;
- $C_m = Sn/30$  — средняя скорость поршня, м/с;
- $p_a$ ,  $T_a$  — параметры газа в цилиндре в начале сжатия, кгс/см<sup>2</sup>, К;
- $p_i$  — среднее индикаторное давление, кгс/см<sup>2</sup>;
- $g_i$  — удельный индикаторный расход топлива, кг/л.с·ч;
- $p_s$ ,  $T_s$  — параметры воздуха в ресивере перед впускными органами, кгс/см<sup>2</sup>, К;
- $(T_{г.ср})_{вп}$ ,  $(T_{г.ср})_{вып}$  — средняя температура воздуха и газов в цилиндре соответственно на тактах впуска и выпуска, К;
- $\varepsilon$  — действительная степень сжатия;
- $\psi_a$  — коэффициент потерянного хода на такте сжатия.

Из формул (28) — (31) следует, что  $\alpha_{г.ср}$ ,  $T_{г.рез}$  зависят от отношения цикловой подачи топлива к плотности воздуха  $p_i g_i T_s / p_s = k \eta_n / \alpha$ . Кроме того, величина  $\alpha_{г.ср}$  непосредственно зависит от частоты вращения в  $\sqrt{C_m}$ , давления  $p_a$  и температуры газа  $T_a$  в начале сжатия. С увеличением давления наддува возрастание  $p_a$  и  $\alpha_{г.ср}$  не компенсируется величиной коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ .



Для двухтактных малооборотных дизелей  $\alpha_{г.ср} = 270 \div 320$  ккал/м<sup>2</sup> × ч · град,  $T_{г.рез} = 750 \div 1000$  К; для четырехтактных  $\alpha_{г.ср} = 260 \div 280$  ккал/м<sup>2</sup> · ч · град,  $T_{г.рез} = 600 \div 750$  К.

Коэффициент теплоотдачи от стенок к охлаждающей воде  $\alpha_{охл}$  зависит от скорости и характера потока, состояния поверхности. Для втулок и крышек судовых двигателей удовлетворительные результаты дает формула

$$\alpha_{охл} = 300 + 1800 \sqrt{W_v}, \quad (32)$$

где  $W_v$  — скорость воды относительно стенок, равная для верхних поясов втулки 0,25—1,5 м/с, для крышки 0,5—1,5 м/с.

Для крышек и втулок судовых дизелей средние значения  $\alpha_{охл} = 1000 \div 2000$  ккал/м<sup>2</sup> · ч · град.

В полости охлаждения поршня движение жидкости имеет неустановившийся, пульсирующий характер и условия теплообвода сложнее. Значения  $\alpha_{охл}$  по опытным данным для охлаждаемых поршней мощных судовых дизелей достигают 4000 при водяном и 1500 ккал/м<sup>2</sup> · ч · град при масляном охлаждении поршня.

Температура охлаждающей среды  $T_{охл}$  может приниматься как среднее арифметическое температур воды или масла на входе и выходе из двигателя:

$$T_{охл} = (T'_{охл} + T''_{охл})/2; \quad (33)$$

При анализе теплонапряженности по методу эквивалентной стенки важно оценивать не абсолютные значения температур  $T_{ст}'$ ,  $\Delta T_{ст}$ ,  $T_{ст}$ , а их относительные изменения на различных режимах. Задача упрощается, если величины  $\alpha_{г.ср}$ ,  $T_{г.рез}$ ,  $\alpha_{охл}$ ,  $T_{охл}$  анализировать по существу изменений в рабочем процессе или в условиях охлаждения. Например, на режимах при  $\alpha = \text{const}$ ,  $\eta_n = \text{const}$  изменение величин  $\alpha_{г.ср}$  и  $T_{г.рез}$  в двухтактном двигателе определяется отношениями:

$$\alpha_{г.ср}/(\alpha_{г.ср})_{ном} \approx \sqrt{np_s T_s} / \sqrt{(np_s T_s)_{ном}}, \quad (34)$$

$$T_{г.рез}/(T_{г.рез})_{ном} \approx T_s / (T_s)_{ном}.$$

При автономном приводе насосов охлаждения постоянство принятого для номинального режима коэффициента  $\alpha_{охл}$  определяется постоянством перепада давления воды и охлаждающего масла на двигателе.

Таким образом, при изменении режима для оценки величины  $\alpha_{г.ср}$ ,  $T_{г.рез}$ ,  $\alpha_{охл}$ ,  $T_{охл}$  нетрудно выполнить построение новой линии изменения температуры по толщине эквивалентной стенки (линии 2 на рис. 6, а) и графически найти новые значения осредненных температур и температурных перепадов в стенках днища крышки, поршня, верхней части втулки. С помощью этого метода решается и обратная задача — выбор таких эксплуатационных режимов и условий охлаждения, при которых теплонапряженность двигателя сохраняется или изменяется незначительно.

Из анализа передачи тепла через эквивалентную стенку вытекают следующие положения.

1. При постоянных условиях подвода тепла ( $T_{г.рез} = \text{const}$ ,  $\alpha_{г.ср} = \text{const}$ ) изменение условий со стороны охлаждения вызывает противоположное влияние на показатели теплонапряженности. С понижением температуры  $T_{охл}$  или с увеличением значения  $\alpha_{охл}$  температуры стенки  $T_{ст}'$ ,  $T_{ст}$  понижаются, а температурный перепад  $\Delta T_{ст}$  возрастает.

В силу незначительного изменения  $\alpha_{охл}$  и  $T_{охл}$  на различных режимах влияние условий охлаждения мало сказывается на температурах стенки (при изменении  $T_{охл}$  на 1 К  $T_{ст}'$  изменяется на 0,6—0,8 К).

2. Основное влияние на температуры стенок оказывают условия подвода тепла. Результирующая температура газа  $T_{г.рез}$  и средний коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{г.ср}$  значительно изменяются при изменении режима работы двигателя.

3. Для конкретного двигателя при постоянных условиях охлаждения ( $T_{охл} = \text{const}$ ,  $\alpha_{охл} = \text{const}$ ) показатели теплонапряженности  $T_{ст}'$ ,  $\Delta T_{ст}$ ,  $T_{ст}$  определяются величиной среднего удельного теплотока в охлаждающую среду  $q_{ср}$ :

$$T'_{ст} = T_{охл} + q_{ср} \left( \frac{1}{\alpha_{охл}} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} \right), \quad (35)$$

$$\Delta T_{ст} = q_{ср} \delta / \lambda_{ст}, \quad (36)$$

$$T_{ст} = T_{охл} + q_{ср} \left( \frac{1}{\alpha_{охл}} + \frac{1}{2} \frac{\delta}{\lambda_{ст}} \right). \quad (37)$$

Эти положения имеют важное значение, так как при незначительных изменениях в условиях охлаждения они позволяют оценивать температурные уровни деталей цилиндра-поршневой группы (а следовательно, и теплонапряженность двигателя) по обобщенному показателю  $q_{ср}$  — удельному тепловому потоку.

При анализе теплонапряженности по величине  $q_{ср}$  можно рассматривать удельные тепловые потоки изолированно через крышку, поршень, втулку. Однако опытным путем определение  $q_{ср}$  возможно лишь при раздельных системах охлаждения.

Суммарный тепловой поток, отнесенный ко всей поверхности теплообмена  $(q_{ср})_{\Sigma}$ , называется *удельной тепловой нагрузкой* цилиндра. При известных долях тепла, отдаваемого в охлаждающую среду деталями цилиндра-поршневой группы или всей поверхностью теплообмена, связь величины  $(q_{ср})_{\Sigma}$  с параметрами рабочего процесса обобщается выражением

$$(q_{ср})_{\Sigma} = k_q q_{охл} h_n \eta_n n, \quad (38)$$

где  $k_q$  — постоянная, не зависящая от режима;

$q_{охл}$  — доля тепла, отдаваемого стенками крышки, поршня, втулки или общей поверхностью рабочего цилиндра в охлаждающую среду (воду, масло).

Из формулы (38) следует, что при  $q_{охл} = \text{const}$  обобщенный показатель теплонапряженности  $(q_{ср})_{\Sigma}$  пропорционален цикловой подаче топлива  $h_a \eta_{п}$  и его расходу  $h_a \eta_{п} n$ . Величина  $q_{охл}$  на различных режимах не остается постоянной. Изменение величины  $q_{охл}$  зависит от типа и особенностей конструкции двигателя, систем охлаждения и наддува. Наиболее достоверно эта величина и ее изменение определяются по данным теплосбалансовых испытаний двигателя.

Относительное изменение суммарного удельного теплотока на различных режимах в функции параметров рабочего процесса может оцениваться по формуле А. К. Костина

$$(q_{ср})_{\Sigma} = (B \sqrt{n} h_a \eta_{п}) T_s / \sqrt{p_s}, \quad (39)$$

где  $B$  — постоянная, не зависящая от режима.

Из сравнения формул (38), (39) вытекает следующая зависимость для относительного теплоотода в стенке:

$$q_{охл} = B_1 \frac{1}{\sqrt{n}} T_s / \sqrt{p_s}, \quad (40)$$

где  $B_1$  — постоянная.

Отсюда следует, что относительный теплоотвод в стенку возрастает при уменьшении частоты вращения, давления  $p_s$  и увеличении температуры  $T_s$ .

Наибольшие изменения величины  $q_{охл}$  имеет на режимах винтовой характеристики в связи со значительными изменениями  $n$  и  $p_s$ . На режимах нагрузочной характеристики  $q_{охл} \approx \text{const}$  в случае навешенного продувочного насоса, так как величины  $n$ ,  $p_s$  и  $T_s$  остаются постоянными.

В дальнейшем для анализа теплонапряженности двигателя на различных режимах будут использованы метод эквивалентной стенки и обобщенный показатель  $(q_{ср})_{\Sigma}$ .

Следует, однако, отметить, что показатели  $T_{ср}$ ,  $\Delta T_{ср}$ ,  $T_{ср}$ ,  $(q_{ср})_{\Sigma}$  дают представление о среднем уровне тепловой нагрузки и не учитывают особенностей конструкции и охлаждения деталей цилиндрической группы двигателя.

Рассмотрим далее наиболее распространенный в эксплуатации способ оценки теплонапряженности двигателя по температуре выпускных газов  $T_g$ . Показатель  $T_g$  имеет важное преимущество перед другими показателями теплонапряженности, так как он непосредственно контролируется на двигателе в рабочих условиях. Измеряемая с помощью термометров или термопар, температура газа практически безынерционно следует за изменением режима. Это делает ее удобным в эксплуатации показателем теплового состояния двигателя. Но, как уже отмечалось, оценка теплонапряженности двигателя по величине  $T_g$  в ряде случаев оказывается недостаточной.

Условия применения показателя  $T_g$  для оценки теплонапряженности двигателя вытекают из анализа формулы

$$T_g = T_s + k_r q_r / (\varphi_a \alpha), \quad (41)$$

где  $q_r$  — относительная потеря тепла с выпускными газами;

$\varphi_a$  — коэффициент продувки;

$k_r$  — постоянная.

Изменение температуры газов по сравнению с температурой  $T_s$  при  $q_r = \text{const}$  определяется величиной суммарного избытка воздуха  $\alpha_{\Sigma} = \varphi_a \alpha$  или, учитывая формулу (8) для  $\alpha$  — величиной отношения подачи топлива к подаче воздуха за цикл:

$$T_g = T_s + k_r \frac{h_a \eta_{п}}{\varphi_a \gamma_s \eta_{п}} q_r. \quad (42)$$

Ранее было показано, что тепловая нагрузка цилиндра в основном зависит от подачи топлива. Поэтому на режимах работы, связанных с изменением нагрузки (нагрузочные и винтовые характеристики), теплонапряженность двигателя и температура выпускных газов изменяются качественно одинаково и последняя принимается за эксплуатационный показатель изменения теплового состояния двигателя.

На режимах  $h_a = \text{const}$  (внешние характеристики) такая связь между  $T_g$  и теплонапряженностью справедлива только при условии  $q_r = \text{const}$ . Однако, наблюдаемое на этих режимах изменение  $\alpha_{\Sigma}$  и перераспределение теплового баланса могут привести к противоположному изменению температуры  $T_g$  и теплонапряженности двигателя. При снижении скоростного режима  $\alpha_{\Sigma} \approx \text{const}$ ,  $q_r$  уменьшается, а  $q_{охл}$  увеличивается. В связи с этим при  $h_a = \text{const}$  температура газов будет падать, а температуры стенок могут оставаться неизменными или даже возрастать.

Таким образом, с точки зрения оценки теплонапряженности судового дизеля при различных условиях плавания температура  $T_g$  не всегда правильно отражает тепловое состояние двигателя. Являясь величиной, определяющей количество тепла вне цилиндра двигателя, показатель  $T_g$  по физическому смыслу не может характеризовать изменение температуры стенок при отложениях на поверхностях теплообмена, закоксовывании окон, изменении регулирования и состояния топливной аппаратуры.

Увеличение  $T_g$  в этих случаях свидетельствует об отклонениях в рабочем процессе, а не об увеличении температуры поршня, крышки, втулки. Исключение составляют выпускные клапаны, цилиндры в районе выпускных окон, полости уплотнений, где усиленный теплообмен с газами повышенной температуры может вызвать коробление клапанов, деформации, повышенные местные износы втулок, поломку поршневых колец. Как уже отмечалось, подобные явления с втулками могут быть и при весьма умеренной температуре выпускных газов вследствие уменьшения теплоотода при работе с повышенным сопротивлением движению судна и при пониженной частоте вращения.

Кроме того, температуры газа за отдельными цилиндрами могут значительно отличаться между собой из-за условий протекающего газообмена, расположения между термометров или термопар на

выпускных патрубках, влияния выпускных импульсов соседних цилиндров. Однако это различие не означает, что цилиндры, имеющие повышенную температуру  $T_T$ , работают с большей нагрузкой по  $p_i$ , чем соседние с умеренной температурой выпускных газов.

Универсальным и правильным эксплуатационным показателем теплонпряженности двигателя следует считать температуры стенок, измеряемые в идентичных точках рабочих цилиндров, например в верхних поясах втулки и в районе пояса уплотнений. При таком контроле может быть учтено все многообразие условий эксплуатации судовых дизелей, обоснованно выбраны режимы работы и оценено состояние колец. Опыт показывает, что даже измерение температурного уровня нижней втулки дизелей МАН KZ 70/120A5 обеспечивает в эксплуатации надежный контроль за состоянием поршневых колец, позволяет предотвращать перегрев тронков поршней и проводить своевременную замену колец. Таким образом, применение непосредственного температурного контроля деталей имеет важное значение для повышения надежности и моторесурса судовых дизелей.

## § 5. Нагрузочные характеристики

Зависимости показателей двигателя от нагрузки  $N_e$ ,  $M_e$  или  $p_e$  при неизменной частоте вращения называются *нагрузочной характеристикой*. Величины  $N_e$ ,  $M_e$  или  $p_e$  при  $n = \text{const}$  пропорциональны и в одинаковой степени определяют нагрузку двигателя. По нагрузочной характеристике работают вспомогательные двигатели, предназначенные для привода генераторов, компрессоров, насосов, а также главные судовые двигатели в установках с электродвижением, а иногда и на винт регулируемого шага. Поэтому условиям эксплуатации соответствует характеристика при номинальной частоте вращения  $n_{\text{ном}} = \text{const}$ . Изучение ее закономерностей позволяет судить об экономичности, особенностях работы двигателя на всех возможных нагрузочных режимах от холостого хода ( $p_e = 0$ ) до номинальной нагрузки  $p_{e \text{ ном}}$ . На основании анализа изменения показателей устанавливается граница допускаемых значений  $N_e$ ,  $M_e$  или  $p_e$ .

Равенство  $n_{\text{ном}} = \text{const}$  обычно выдерживается автоматически в пределах степени неравномерности регулятора, составляющей 3—5%, и нагрузочная характеристика иногда называется регуляторной. В соответствии с колебаниями внешней нагрузки несколько изменяется число оборотов и под воздействием регулятора на тягу управления топливными насосами устанавливаются ход плунжера и цикловая подача топлива.

Характерными режимами являются: режим 100-процентной нагрузки, режим экономичной нагрузки, при которой  $g_e = g_{e \text{ мин}}$ , режим холостого хода.

**Изменение энергоэкономических показателей.** Анализ следует начинать с выявления особенностей изменения отдельных показате-

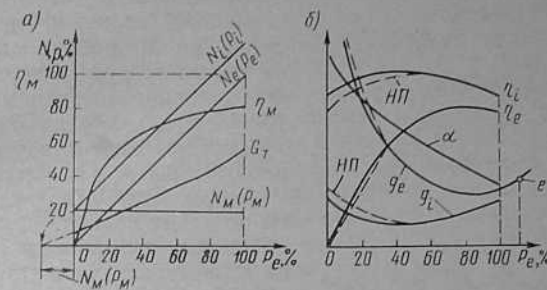


Рис. 7. Нагрузочная характеристика:

а — изменение энергетических показателей,  $\eta_m$  и расхода топлива  $G_T$ ; б — изменение экономических показателей и коэффициента  $\alpha$  (НП — насос регулируется началом подачи)

телей, свойственных данной характеристике. Для нагрузочной характеристики такой особенностью является то, что при  $n = \text{const}$  мощность механических потерь  $N_M$ , а следовательно, и величины  $M_M$  и  $\rho_M$  сохраняются практически неизменными на всех эксплуатационных режимах (рис. 7, а). Постоянство величин  $N_M$  ( $M_M$ ,  $\rho_M$ ) определяет зависимость индикаторных показателей  $N_i$ ,  $M_i$ ,  $\rho_i$  от нагрузки в виде прямой, параллельной  $N_e$  ( $M_e$ ,  $\rho_e$ ). На основании сопоставления величин  $N_i$  и  $M_i$  видно, что механический к. п. д. быстро возрастает от нуля на режиме холостого хода до конечного значения при  $p_e = 100\%$  согласно зависимости (13).

Для анализа экономичности двигателя обратимся к формуле (6), из которой следует, что значение  $\eta_i$  сохранилось бы неизменным при постоянном соотношении  $p_i$  и цикловой подачи топлива  $(\gamma_s \eta_n / \alpha)$ . Или, учитывая незначительное изменение массы заряда  $(\gamma_s \eta_n)$ , постоянство величины  $\eta_i$  характеризовалось бы обратно пропорциональным изменением значений  $\alpha$  и  $p_i$ . В действительности этого не наблюдается. На рис. 7, б показано, что с уменьшением нагрузки величина  $\eta_i$  увеличивается, достигая максимума при  $p_e = 20—30\%$  номинального, а затем начинает уменьшаться. Такое изменение обусловливается влиянием двух факторов. С увеличением избытка воздуха возрастает скорость и полнота сгорания топлива, способствующая снижению тепловых потерь. Но по мере уменьшения подачи топлива избыток воздуха становится чрезмерным ( $\alpha = 4 \div 5$  и более), падает температура цикла и стенок камеры сгорания. Из-за малых подач ухудшаются распыливание, смесеобразование, сгорание топлива. На индикаторной диаграмме это проявляется в увеличении периода задержки самовоспламенения и переходе сгорания на линию расширения (рис. 8). Относительные потери тепла с газами возрастают и величина  $\eta_i$  падает, достигая на режиме холостого хода значений, близких к  $\eta_i$  при полной нагрузке.

Для насосов с регулированием по началу подачи переход сгорания на линию расширения ухудшается из-за уменьшения угла

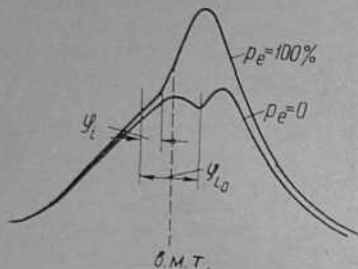


Рис. 8. Изменение давления в цилиндре при различных нагрузках:  $\varphi_i$  — период задержки воспламенения при  $p_e = 100\%$ ;  $\varphi_{i0}$  — период задержки воспламенения при  $p_e = 0$ .

на малых нагрузках вызывает дополнительное снижение температуры стенок, запаздывание воспламенения и снижения  $\eta_i$ .

При газотурбинном приводе производительность нагнетателя изменяется в соответствии с нагрузкой, экономичность двигателя улучшается вследствие роста индикаторного к.п.д. и снижения механических потерь.

Рассмотрим далее изменение эффективного к.п.д. Кривая  $\eta_e = f(p_e)$  при увеличении нагрузки возрастает подобно кривой  $\eta_m = f(p_e)$ , но вблизи номинальных нагрузок обычно имеет максимум. Последующее снижение  $\eta_e$  является результатом ухудшения индикаторного процесса при работе с малыми избытками воздуха.

Кривые удельных расходов топлива имеют вид, обратный изменению соответствующих к.п.д.

Для эффективного удельного расхода топлива характерно его резкое снижение при увеличении нагрузки двигателя в основном вследствие роста механического к.п.д. и последующее возрастание в результате снижения  $\eta_i$ .

Как уже отмечалось, по нагрузочной характеристике  $n_{ном} = \text{const}$  работают вспомогательные двигатели, у которых частота вращения при различных нагрузках поддерживается постоянной однорежимным регулятором.

Для главных двигателей в установках с электродвижением в целях повышения экономичности при снижении величины  $p_e$  условие  $n_{ном} = \text{const}$  обычно не сохраняется. Двигатели снабжаются всережимными регуляторами и системами управления, позволяющими производить изменение частоты вращения по ступеням в зависимости от нагрузки генератора. Переход из точки 1 (рис. 9) на новую нагрузочную характеристику в точке 3 при меньшей ча-

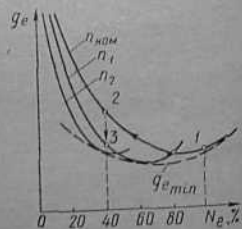


Рис. 9. К построению экономической характеристики  $g_{e \min} = f(N_e)$

опережения при малых подачах. Снижение величины  $\eta_i$  наступает раньше, и работа двигателя на малых нагрузках характеризуется пониженной экономичностью (см. рис. 7, б, линии НП). Поэтому, как правило, для двигателей, работающих при  $n = \text{const}$ , применяются насосы с регулированием по концу подачи.

Можно отметить и влияние на экономичность системы воздухооборудования. Для двигателя с механическим приводом нагнетателя расход воздуха при  $n = \text{const}$  меняется незначительно, что на малых нагрузках вызывает дополнительное снижение температуры стенок, запаздывание воспламенения и снижения  $\eta_i$ .

При газотурбинном приводе производительность нагнетателя изменяется в соответствии с нагрузкой, экономичность двигателя улучшается вследствие роста индикаторного к.п.д. и снижения механических потерь.

Рассмотрим далее изменение эффективного к.п.д. Кривая  $\eta_e = f(p_e)$  при увеличении нагрузки возрастает подобно кривой  $\eta_m = f(p_e)$ , но вблизи номинальных нагрузок обычно имеет максимум. Последующее снижение  $\eta_e$  является результатом ухудшения индикаторного процесса при работе с малыми избытками воздуха.

Кривые удельных расходов топлива имеют вид, обратный изменению соответствующих к.п.д.

Для эффективного удельного расхода топлива характерно его резкое снижение при увеличении нагрузки двигателя в основном вследствие роста механического к.п.д. и последующее возрастание в результате снижения  $\eta_i$ .

Как уже отмечалось, по нагрузочной характеристике  $n_{ном} = \text{const}$  работают вспомогательные двигатели, у которых частота вращения при различных нагрузках поддерживается постоянной однорежимным регулятором.

Для главных двигателей в установках с электродвижением в целях повышения экономичности при снижении величины  $p_e$  условие  $n_{ном} = \text{const}$  обычно не сохраняется. Двигатели снабжаются всережимными регуляторами и системами управления, позволяющими производить изменение частоты вращения по ступеням в зависимости от нагрузки генератора. Переход из точки 1 (рис. 9) на новую нагрузочную характеристику в точке 3 при меньшей ча-

стоте вращения сопровождается повышением экономичности двигателя. С увеличением числа ступеней режимы работы приближаются к огибающей пунктирной кривой  $g_{e \min} = f(N_e)$  и характеристика называется *экономической*. Переход с нагрузочных характеристик на экономическую позволяет получить экономию топлива 6—10%.

При снятии характеристики производят измерение эффективной мощности и расхода топлива  $G_T$ . По кривой  $G_T = f(N_e)$  определяют удельный эффективный расход топлива  $g_e$ . Для перехода к индикаторным показателям используют данные измерения мощности механических потерь. Приблизительно  $N_m$  можно оценивать по кривой  $G_T = f(N_e)$  (см. рис. 7, а). Экстраполируя кривую  $G_T = f(N_e)$  в область отрицательных нагрузок, в точке пересечения ее с осью абсцисс находим значение  $N_{m.x.x}$  в процентах. Хорошие результаты дает определение  $\eta_m$  по расходу топлива на номинальной нагрузке  $G_{T.ном}$  и холостом ходе  $G_{T.x.x}$ :

$$\eta_m = (G_{T.ном} - G_{T.x.x}) / G_{T.ном} \quad (43)$$

Раскрывая  $G_T$  через мощности и индикаторный к.п.д., получим:

$$\eta_m = 1 - (N_{m.x.x} / N_{i.ном}) (\eta_{i.ном} / \eta_{i.x.x}).$$

Из формулы следует, что величина относительных механических потерь при  $N_m = \text{const}$  оценивается с точностью до отношения  $\eta_{i.ном} / \eta_{i.x.x}$ . Как отмечалось выше, для сравниваемых режимов можно допустить равенство индикаторных к.п.д. (см. кривую  $\eta_i$  в функции от  $p_e$  на рис. 7). По величине  $\eta_m$  на номинальной нагрузке определяется значение  $N_{m.x.x}$ , что при условии  $N_m = \text{const}$  дает возможность построить кривую  $\eta_m = f(p_e)$  для всех эксплуатационных нагрузок двигателя.

Нагрузочная характеристика является основной для определения рационального уровня форсировки двигателя по  $p_e$  или по подаче топлива.

Для некоторых типов вспомогательных двигателей ориентировочным критерием номинальной мощности может служить отношение  $(g_e / p_e)_{\min}$  по ГОСТ 491—41, соответствующее такой точке  $e$  на кривой  $g_e = f(p_e)$  (см. рис. 7, б), где приращение  $p_e$  еще преобладает над приращением величины  $g_e$ . При нагрузках правее точки  $e$  увеличение значения  $p_e$  достигается путем чрезмерного увеличения подачи топлива и сопровождается обычно перегрузкой двигателя в механическом и тепловом отношениях. Опыт показывает, что для многих двигателей точка  $e$  также лежит в области перегрузок. Номинальный режим назначается левее точки  $e$ , где снижение величины  $p_e$  по сравнению с этой же величиной в точке  $e$  составляет около 10%.

Окончательная оценка номинальной мощности производится заводом-строителем на основании всестороннего изучения уровня механической и тепловой напряженности двигателя.

**Изменение механической напряженности.** При  $n = \text{const}$  инерционные нагрузки на всех режимах сохраняются постоянными и механическая напряженность двигателя в основном определяется динамическими показателями и рабочего цикла  $p_z, \lambda', \Delta p / \Delta p$ .

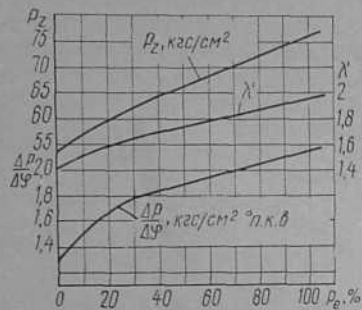


Рис. 10. Изменение показателей механической напряженности  $p_z$ ,  $\lambda$ ,  $\Delta p/\Delta \phi$  двигателя ЗД100 по нагрузочной характеристике при  $n = 810$  об/мин

тельного усилий и работают с минимальными запасами прочности  $k_\sigma$ ,  $k_z$  [формулы (17), (18), (26)].

Вследствие роста  $p_z$  с увеличением нагрузки усиливается общая вибрация двигателя. Пропорционально  $p_z$  изменяются амплитуда суммарного касательного усилия  $\Delta T_\Sigma$ , степень неравномерного вращения вала  $\delta = k_\delta \cdot p_z/n^2$  [формула (27)], амплитуда колебаний крутящего и опрокидывающего моментов.

Что касается наложения дополнительных напряжений от крутильных колебаний, то возрастание амплитуды крутильных колебаний из-за уменьшения демпфирующего сопротивления генератора при малых  $p_e$  обычно не происходит. Имеющиеся резонансные колебания ограничиваются силами внутреннего сопротивления или гасятся демпфером, антивибратором. В ряде случаев крутильные системы дизель-генераторов позволяют избежать появления резонансных колебаний при рабочих частотах вращения.

**Изменение тепловой напряженности.** Тепловое состояние двигателя, работающего по нагрузочной характеристике, зависит в основном от изменения условий теплообмена со стороны газа. Так, определяя  $T_{г,рез}$  и  $\alpha_{г,ср}$  по формулам (28) и (29), при постоянных условиях со стороны охлаждения, величины эквивалентных стенок камеры сгорания двигателя Бурмейстер и Вайн 74VTBF-160 составят (рис. 11):

$$\Delta_1 = \frac{40}{273} + 0,055 + \frac{40}{1000} = 0,242 \text{ м (при } p_e = 100 \%),$$

$$\Delta_2 = \frac{40}{181} + 0,055 + \frac{40}{1000} = 0,316 \text{ м (при } p_e = 0).$$

Из построения эквивалентной стенки следует, что теплонапряженность возрастает пропорционально увеличению нагрузки и со-

Изменение этих величин почти линейно следует за изменением нагрузки двигателя, но в области малых значений, в связи с переходом сгорания на линию расширения, оно характеризуется более интенсивным снижением (рис. 10).

На режиме номинальной мощности величины  $p_z$ ,  $\lambda$ ,  $\Delta p/\Delta \phi$  достигают максимума и являются ограничительными показателями механической напряженности двигателя. Действительно, при  $p_e = 100\%$  и  $P_{\text{max}} = \text{const}$  детали механизма движения подвергаются воздействию наибольшей амплитуды движущего и касательного усилий и работают с минимальными запасами прочности

вместно с механической напряженностью ограничивает форсировку двигателя по величине  $p_e$  и его номинальную мощность. Такие же выводы следуют из анализа обобщенного показателя ( $q_{ср}$ ) из формулы (40), где режимам  $n = \text{const}$  обычно соответствует и  $q_{\text{охл}} = \text{const}$  — [формула (41)].

При малых нагрузках и холостом ходе температуры стенок значительно снижаются, способствуя отмеченному выше увеличению периода задержки воспламенения, переходу сгорания на линию расширения, отложению масла в выпускном тракте, окнах втулки и последующему его коксованию при увеличении нагрузки. Поэтому при длительной работе при малых нагрузках целесообразно поддерживать температуру в системе охлаждения на верхнем пределе и отключать воздухоохладители.

Отметим, что на режимах  $n = \text{const}$  наблюдается качественное совпадение характера изменения температуры стенок и температуры выпускных газов. Поэтому в эксплуатации оценка теплого состояния двигателя по температуре выпускных газов на этих режимах является вполне обоснованной и наиболее простой формой контроля.

## § 6. Внешние характеристики двигателя

Внешней характеристикой называются зависимости показателей двигателя от частоты вращения при неизменном положении органа управления подачей топлива ( $h_a = \text{const}$ ).

У главных судовых двигателей с регулятором предельной частоты вращения таким устройством является топливная рукоятка (ТР) и условие  $h_a = \text{const}$  равносильно условию  $TR = \text{const}$ . Если подача топлива изменяется автоматически под действием одного или всережимного регулятора, то условие  $h_a = \text{const}$  наступает при переходе от нагрузочной (регуляторной) характеристики 1 к внешней 2 (рис. 12). Регулятор отключается механизмом ограничения нагрузки (упором), фиксирующим тягу управления топливными насосами в положении упора на всех пониженных скоростных режимах. Изменение частоты вращения является следствием изменения характеристики внешней нагрузки 3, например, при воздействии на шаг винта, на возбуждение генератора или наполнение гидротормоза. С переходом от одной характеристики

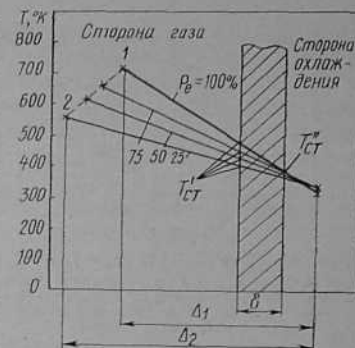


Рис. 11. Изменение показателей теплонапряженности  $T'_{ст}$ ,  $\Delta T_{ст} = T'_{ст} - T''_{ст}$ ,  $T_{г,ср}$  двигателя Бурмейстер и Вайн 74 VTBF 160 при различных нагрузках

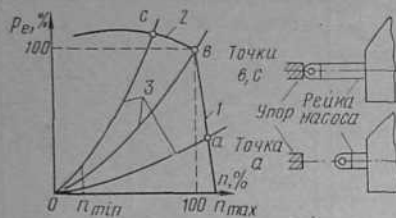


Рис. 12. Зависимости  $p_e = f(n)$ : точки  $a, b$  — режимы регуляторной характеристики 1;  $b, c$  — режимы внешней характеристики 2; 3 — характеристики нагрузки

ки внешней нагрузки к другой новый скоростной режим устанавливается при равенстве момента двигателя с моментом сопротивления и определяется точкой пересечения характеристик двигателя и нагрузки.

На рис. 13 показано возможное изменение величины  $p_e(M_e)$  в функции частоты вращения для трех двигателей при работе по внешней характеристике. В зависимости от свойств топливной аппаратуры, условий наполнения цилиндров и протекания рабочего процесса равновесные режимы в точках 1, 2, 3 по отношению к исходному в нулевой точке могут быть с превышением  $p_e$  при равенстве  $p_e$  и при одновременном снижении величины  $p_e$  и частоты вращения. Следовательно, при таком переходе выявляются свойства двигателя определенным образом изменять энергоэкономические показатели, механическую и тепловую напряженность при изменении только внешней нагрузки. В этом смысле характеристика при  $h_a = \text{const}$  и называется *внешней, скоростной* характеристикой двигателя. Она имеет большое практическое значение.

Так, по виду кривой  $p_e = f(n)$  можно судить о тяговых свойствах двигателя или автоматической защите его от механических и тепловых перегрузок. Первое обеспечивается при увеличении значения  $p_e$  с уменьшением частоты вращения (кривая 0—1), второе, наоборот, при понижении  $p_e$  (кривая 0—3).

Получение внешних характеристик связано общим условием  $h_a = \text{const}$ . При постоянных значениях  $h_a$  различают следующие внешние характеристики: *предельных мощностей* ( $h_a = \text{max}$ ), *дымления* ( $\text{max} > h_a > 100\%$ ), *номинальную* ( $h_a = 100\%$ ), *эксплуатационную* ( $h_a > 90 \div 95\%$ ), и *частичные* ( $h_a < 90 \div 95\%$ ).

Рабочими являются характеристики при  $h_a = 100\%$  и ниже. За 100% принимается такая величина геометрического активного хода плунжера, а также положение топливной рукоятки или упора, при которых двигатель в нормальных эксплуатационных условиях и при заводской регулировке развивает номинальное  $p_e$  при номинальной частоте вращения.

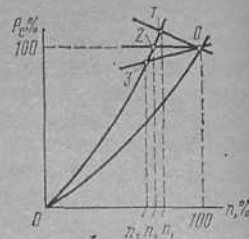


Рис. 13. Возможное изменение  $p_e = f(n)$  по внешней характеристике при  $h_a = \text{const}$

По внешней характеристике работают транспортные двигатели и главные судовые. Последние — при изменении сопротивления движению судна или характеристики гребного винта.

Анализ изменения показателей проведем для номинальной внешней характеристики. Установленные при этом закономерности распространяются на эксплуатационную и частичную характеристики.

**Изменение энерго-экономических показателей.** Особенность внешней характеристики состоит в том, что рабочий процесс при различных скоростных режимах протекает при сравнительно малых изменениях величины  $\alpha$  и, следовательно,  $\eta_i$ .

Это положение вытекает из формулы для  $\alpha$ :

$$\alpha = k_x \frac{\gamma_s \eta_n}{h_a \eta_n}$$

При  $h_a = \text{const}$  соотношение между воздухом и топливом зависит от изменения плотности воздуха  $\gamma_s$ , условий наполнения цилиндра  $\eta_n$  и подачи топлива  $\eta_n$ .

Для четырехтактного дизеля без наддува  $\gamma_s = \gamma_0 = \text{const}$ , величина  $\alpha$  есть функция отношения  $\eta_n / \eta_n$ , значение которого мало зависит от частоты вращения. Улучшение наполнения цилиндра четырехтактного двигателя при снижении  $n$  из-за уменьшения гидравлического сопротивления в клапанах обычно сопровождается некоторым увеличением цикловой подачи вследствие роста коэффициента подачи. Последнее характерно для большинства типов топливной аппаратуры. Поэтому в данном случае  $\alpha = \text{const}$  (рис. 14, а).

Для двухтактных двигателей и четырехтактных с наддувом  $\alpha \neq \text{const}$  (рис. 14, б). С понижением частоты вращения уменьшается  $\gamma_s$  и величина  $\alpha$  падает. Следствием этого является ухудшение экономичности на пониженных скоростных режимах, и тем в большей степени, чем больше увеличение  $\eta_n$  и уменьшение массы

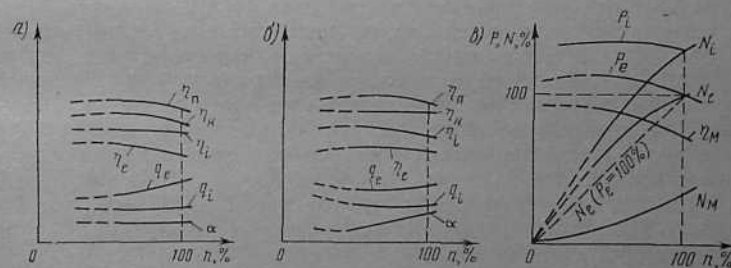


Рис. 14. Внешняя характеристика. Изменение энергоэкономических показателей, величина  $\alpha$  и коэффициентов подачи  $\eta_n$  и наполнения  $\eta_n$ : а — четырехтактный двигатель без наддува; б — двухтактный и четырехтактный с наддувом; в — изменение энергетических показателей и коэффициент  $\eta_n$ .

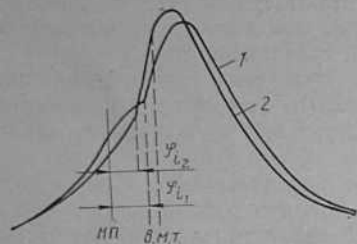


Рис. 15. Изменение давления в цилиндре при различной частоте вращения и при  $h_a = \text{const}$ :  
1— $n=100\%$ ; 2— $n<100\%$ .

что с уменьшением  $n$  снижается давление распыливания, ухудшается смесеобразование и сгорание топлива, но начало воспламенения переходит на линию сжатия (рис. 15). Последнее характерно для рабочего процесса двигателя при  $h_a = \text{const}$  и вытекает из формулы

$$\varphi_i = 6\eta\tau_i,$$

где  $\varphi_i$ ,  $\tau_i$  — период задержки воспламенения соответственно в град. и в секундах.

При  $\tau_i \approx \text{const}$  вследствие сохранения теплового состояния двигателя и незначительных изменений в смесеобразовании величина  $\varphi_i$  уменьшается пропорционально  $n$  и момент воспламенения наступает с большим опережением. Это обстоятельство имеет значение не только при анализе изменения коэффициента  $\eta_i$ , но главным образом при анализе механической и тепловой напряженностей двигателя. Преждевременное воспламенение топлива вызывает значительные динамические нагрузки и вибрацию двигателя.

Изменение коэффициентов  $\eta_n$ ,  $\eta_m$ ,  $\alpha$ ,  $\eta_i$  обуславливает и изменение среднего индикаторного давления [формулы (3, 4)].

При  $h_a = \text{const}$  величина  $p_i$  есть функция  $(\eta_n \eta_i)$  или  $(\gamma_s \eta_n / \alpha) \eta_i$ . Для четырехтактных дизелей без наддува, когда  $\eta_i = \text{const}$ , кривая  $p_i = f(n)$  определяется только изменением характеристики подачи  $\eta_n = f(n)$ . Для двигателей с наддувом снижение  $p_i$  при постоянной цикловой подаче возможно лишь вследствие уменьшения  $\eta_i$ . Возрастание  $p_i$  в этом случае свидетельствует об увеличении цикловой подачи топлива. Индикаторная мощность при  $p_i = \text{const}$  изменяется пропорционально частоте вращения. Зависимость  $N_i = f(n)$  изображалась бы на рис. 14,  $\sigma$  пунктирной прямой, проходящей через начало координат. Однако из-за снижения величины  $p_i$  с увеличением  $n$  темп возрастания  $N_i$  замедляется.

Вместе с тем мощность механических потерь возрастает по степенному закону  $N_m = A n^b$  быстрее увеличения  $N_i$  ( $b > 1$ ). В результате механический к. п. д. падает с увеличением  $n$ . Снижение  $\eta_m$  вызывает ухудшение экономичности двигателя, уменьшение величины  $p_e$  и темпа роста  $N_e$ . Из-за влияния  $\eta_m$  кривые  $p_i = f(n)$ ,  $p_e = f(n)$  и  $g_i = f(n)$ ,

$g_e = f(n)$  расходятся в направлении увеличения  $n$  (см. рис. 14).

Изменение энергоэкономических показателей и параметров рабочего процесса по внешней характеристике показано на рис. 16.

Из графиков следует, что рабочий процесс протекает с переменными значениями  $\alpha$ , но отмеченная особенность  $g_i = \text{const}$  выдерживается только при  $n > 100$  об/мин.

Изменение механической напряженности. Для двигателя, работающего по внешней характеристике, снижение частоты вращения вызывает отмеченное выше смещение начала воспламенения на линию сжатия. Развитие процесса сгорания, в меньших относительных объемах цилиндра, частично еще при восходящем ходе поршня сопровождается резким увеличением нагрузок на детали механизма движения и остова. Несмотря на снижение давления  $p_e$ , обычно наблюдается увеличение давления  $p_z$ , особенно величины  $\lambda'$  и отношения  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ , обуславливающих жесткую работу двигателя. Вследствие этого даже при  $p_z = \text{const}$  механическая напряженность не будет равноценна таковой при номинальных частотах вращения. Отмеченное положение иллюстрируется изменением показателей механической напряженности на рис. 17.

Более того, действительные нагрузки на детали движения при снижении частоты вращения могут существенно возрасти вследствие уменьшения величины  $P_{z \max}$ . Аналогичные выводы можно сделать, оценивая изменение показателей  $T_{z \max}$  и  $k_z$ . Из формулы (26) следует, что с уменьшением частоты вращения требование сохранения прочности валапровода не удовлетворяется при условии  $p_e = \text{const}$ , если оно не сопровождается существенным понижением  $p_z$ .

С увеличением  $p_z$  усиливаются динамические нагрузки и общие вибрации двигателя, вызываемые не только преждевременным воспламенением и жесткой работой, но и большими колебаниями крутящего и опрокидывающего моментов двигателя.

Кроме динамических показателей, на механическую напряженность при изменении частоты вращения большое влияние могут оказывать крутильные колебания валапровода. С изменением частоты вращения в зависимости от крутильной схемы и конструкции двигателя возможно увеличение и уменьшение амплитуды

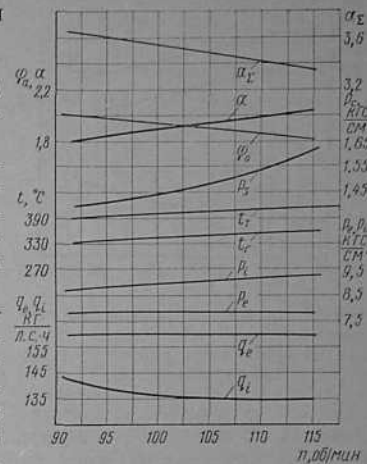


Рис. 16. Изменение основных показателей двигателя 9ДКРН 74/160-2 при работе по внешней характеристике

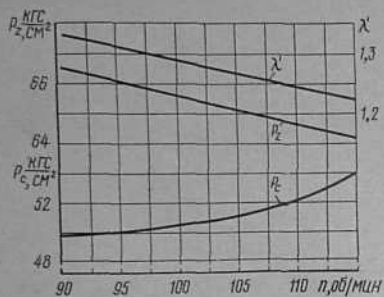


Рис. 17. Изменение показателей динамичности рабочего цикла дизеля 9ДКРН 74/160-2 при работе по внешней характеристике

резонансных крутильных колебаний. Естественно, что в последнем случае следует ожидать значительного увеличения касательных напряжений и уменьшения запаса прочности валопровода  $k_z$ . Для конкретного двигателя, сопряженного с определенной нагрузкой, опасные зоны резонансных частот вращения обычно указывают на тахометре. Длительная работа в этих зонах недопустима. Переход от одного скоростного режима к другому через запретные зоны должен быть кратковременным.

**Изменение тепловой напряженности.** В отличие от нагрузочной характеристики работа двигателя на режимах внешней характеристики сопровождается своеобразным изменением теплонапряженности. Казалось бы, с уменьшением частоты циклов должны уменьшаться расход топлива на двигатель и средняя тепловая нагрузка цилиндра:

$$(q_{cp})_{\Sigma} = k_q h_a \eta_n n q_{охл} = k_q' p_e g_e n q_{охл}.$$

Уменьшение  $(q_{cp})_{\Sigma}$  должно было бы вызвать понижение температуры стенок и, следовательно, теплонапряженности двигателя. В действительности такое положение наблюдается лишь при существенном снижении  $n$ . В диапазоне же эксплуатационного уменьшения  $n$  до  $(0,80 \div 0,90) n_{ном}$  температуры стенок часто сохраняются постоянными или даже возрастают.

Сохранение или повышение теплонапряженности возможно, если с уменьшением  $n$  возрастают цикловая подача топлива  $(h_a \eta_n)$ ,  $(p_e g_e)$  и относительная потеря в стенке  $q_{охл}$ . Последнее обычно и наблюдается в действительности. Увеличение  $(h_a \eta_n)$  и снижение заряда воздуха вызывают уменьшение  $\alpha$ , рост средней температуры и давления цикла, способствуют интенсификации теплообмена между газом и стенкой. Относительный тепловод в стенке возрастает, а с газами уменьшается [формула (40)]. На перераспределение потоков тепла влияет также смещение сгорания на линию сжатия и увеличение  $p_z$  и  $T_z$ .

Количественная сторона этих изменений отражается формулами (28)–(31) для  $T_{г.реж}$  и  $\alpha_{г.ср}$ . Определяя значения  $T_{г.реж}$  и  $\alpha_{г.ср}$  по параметрам рабочего процесса двигателя Бурмейстер и Вайн 74 VTBF 160 на режимах внешней характеристики  $(h_{г.ом} = const)$  при  $n_1 = 115$  и  $n_2 = 100$  об/мин, из построения эквивалентной стенки имеем рост температурных перепадов (рис. 18).

Изменение температуры поршня двигателя 9ДКРН 74/160-2 (рис. 19) согласуется с выводами, полученными по методу экви-

валентной стенки. На рис. 19 нанесены также кривые  $t_r = f(n)$ . В данном случае изменение  $t_r$  качественно не совпадает с изменением температуры поршня. Это, как уже отмечалось, и является недостатком оценки теплонапряженности двигателя по изменению температуры выпускных газов.

Таким образом, для двигателя, работающего по внешней характеристике (номинальной или эксплуатационной), при снижении частоты вращения возможно увеличение механической и тепловой напряженности. Ввиду этого длительная эксплуатация двигателя на этих режимах нежелательна. При работе на генератор со ступенчатым регулированием частоты вращения перегрузка двигателя исключается выбором характеристики генератора, при работе на винт — переходом на характеристику ограничения нагрузки или изменением характеристики винта регулируемого шага.

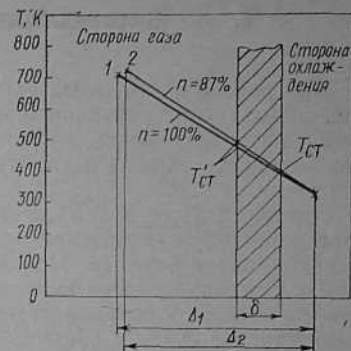


Рис. 18. К определению показателей теплонапряженности  $T'_{ст}$ ,  $\Delta T_{ст}$ ,  $T_{ст}$  двигателя Бурмейстер и Вайн 74 VTBF 160 при работе на режимах внешней характеристики

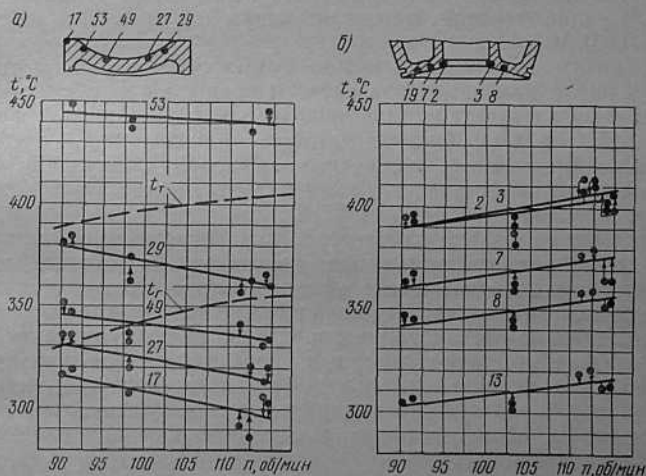


Рис. 19. Изменение температуры поршня (а) и крышки (б) двигателя 9ДКРН 74/160-2 на режимах внешней характеристики:

$t_r, t_t$  — температуры газов за цилиндрами и перед турбиной.



## § 7. Характеристики ограничения нагрузки

При работе на тяжелый винт или изменении условий плавания, вызывающих снижение частоты вращения (обрастание корпуса, винта, буксировка, мелководье, волнение и т. д.), необходимая мощность должна назначаться с учетом надежности работы двигателя.

Это достигается путем перехода с внешней характеристики на характеристику ограничения нагрузки и обычно связано с уменьшением подачи топлива. Под характеристикой *ограничения нагрузки* понимают зависимость показателей двигателя от частоты вращения при сохранении его механической и тепловой напряженности. На судах с частыми переходами на режимы работы с повышенным сопротивлением движению судна (ледоколы, буксиры, траулеры) желательно предусматривать автоматическое изменение подачи в соответствии с характеристикой ограничения нагрузки. Для этой цели используются всережимные регуляторы, снабженные механизмом ограничения нагрузки по заданной или фактической частоте вращения. В этих случаях нагрузка определяется положением подвижного упора, перемещаемого на уменьшение подачи при снижении частоты вращения. Ограничение нагрузки задается прямой  $p_{e\text{доп}} = f(n)$  или  $M_{e\text{доп}} = f(n)$ , проходящей через точку номинального режима с некоторым наклоном к оси абсцисс (например, линия II на рис. 20).

Из условий обеспечения надежного перехода на топливо значение  $M_e$  при пусковой частоте вращения должно быть не ниже  $(0,55-0,65) M_{e\text{ном}}$ .

Ограничить  $p_e$  можно и путем саморегулирования процесса топливоподачи при изменении частоты вращения, например, корректированием характеристики подачи  $\eta_{\text{п}} = f(n)$  таким образом, чтобы при  $h_a = \text{const}$ , близких к 100%, с понижением  $n$  уменьшались коэффициент  $\eta_{\text{п}}$  и величина цикловой подачи. В этом случае скорректированная внешняя характеристика будет одновременно и ограничительной (см. § 15).

Наиболее правильно характеристику ограничения нагрузки можно установить при испытаниях двигателя на стенде, когда имеются возможности выявить уровни механических и тепловых нагрузок на режимах полных подач топлива и сниженных частот вращения. В эксплуатации характеристика ограничения нагрузки двигателя корректируется в зависимости от характеристики винта, состояния двигателя, температур наружного воздуха и заборной воды, сорта применяемого топлива и масла.

Рассмотрим общие положения, определяющие вид характеристики ограничения нагрузки.

Изменения механической и тепловой напряженности конкретного двигателя при работе на пониженной частоте вращения и при  $h_a = \text{const}$  зависят от изменения подачи топлива и воздуха (величины  $\alpha$ ), условий смесеобразования и фактора времени,

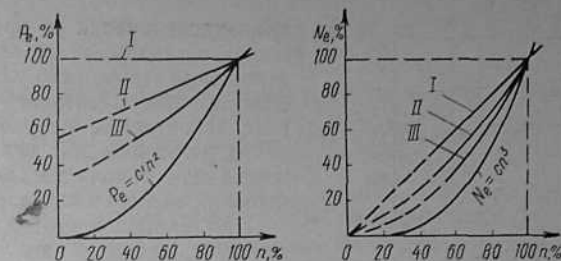


Рис. 20. Ограничение нагрузки по  $p_e = f(n)$  и  $N_e = f(n)$  двигателей: I — четырехтактных без наддува; II — двухтактных и четырехтактных с механическим наддувом; III — двухтактных с газотурбинным наддувом

влияющих на момент воспламенения топлива относительно в. м. т. в процессе сгорания, т. е. сопровождаются соответствующими изменениями величин  $p_e$ ,  $p_i$ ,  $\alpha$ , температур охлаждающей воды, масла, выпускных газов, показателей динамичности рабочего цикла  $p_z$ ,  $\lambda'$ ,  $\Delta p/\Delta \varphi$  и динамики двигателя. Поскольку механические и тепловые нагрузки двигателя в эксплуатации непосредственно не контролируются, а ограничение нагрузки по многим показателям затруднительно, можно ориентироваться на кривые  $p_e$ ,  $p_i$ ,  $p_z$ ,  $\alpha$  в функции частоты вращения. Выбор режима определяется соответствием указателя нагрузки, например положения топливной рукоятки, данному значению  $n$  или путем индцирования двигателя и измерения  $p_i$ ,  $p_e$ .

Наиболее распространено ограничение нагрузки по крутящему моменту. В зависимости от конструкции двигателя, особенностей охлаждения, типа и способа привода нагнетателя ограничение нагрузки может быть задано линиями I, II, III (см. рис. 20).

**Ограничение нагрузки четырехтактных двигателей без наддува.** Ограничение нагрузки прямой  $p_e = \text{const}$  характерно для четырехтактных двигателей без наддува, когда  $\gamma_0 = \text{const}$ , а заряд воздуха с уменьшением частоты вращения увеличивается вследствие роста коэффициента наполнения  $\eta_{\text{п}}$ .

Согласно формуле  $p_e = k_p (\gamma_0 \gamma_{\text{п}}/\alpha) \eta_i \eta_{\text{м}}$  условие  $p_e = \text{const}$  удовлетворяется, если изменение цикловой подачи топлива  $(\gamma_0 \gamma_{\text{п}}/\alpha)$  компенсируется изменением произведения  $\eta_i \eta_{\text{м}}$ .

Характеристика ограничения  $p_e = \text{const}$  у четырехтактного двигателя без наддува протекает без уменьшения избытка воздуха при сгорании, что предохраняет двигатель от тепловых перегрузок. Если при этих изменениях подачи топлива давление  $p_z$  остается постоянным, то характеристика  $p_e = \text{const}$  может оказаться достаточным условием и для сохранения механической напряженности двигателя.

Следует, однако, учитывать, что давление  $p_z$  является не только функцией цикловой подачи топлива, но зависит от момента начала воспламенения относительно в. м. т. и давления  $p_e$ . Со-

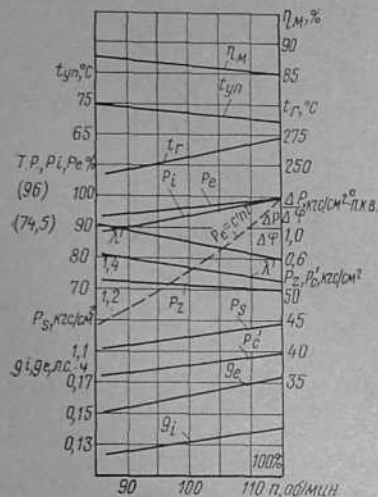


Рис. 21. Характеристика ограничения нагрузки двигателя МАН К7Z78/104А ( $p_{eном} = 5,24$  кгс/см<sup>2</sup>,  $p_{iном} = 6,18$  кгс/см<sup>2</sup>)

**Ограничение нагрузки двухтактных двигателей и четырехтактных с механическим наддувом.** В этом случае ограничение по  $p_e = \text{const}$  становится недостаточным. С уменьшением частоты вращения у этих двигателей уменьшается и масса заряда воздуха — плотность воздуха перед впускными органами  $\gamma_s$  понижается, а коэффициент наполнения практически остается постоянным.

При снижении массы заряда ( $\gamma_s \eta_n$ ) для сохранения значения  $\alpha$  требуется уменьшить подачу топлива более значительно, чем это определялось влиянием увеличения произведения  $\eta_i \eta_m$ , в случае четырехтактного двигателя без наддува, работающего по характеристике  $p_e = \text{const}$ . Дополнительное уменьшение подачи топлива приводит к тому, что при  $\alpha = \text{const}$  ограничение нагрузки принимает вид II (см. рис. 20). Наклон прямой  $p_e = f(n)$  будет тем значительнее, чем больше снижение заряда воздуха при уменьшении  $n$ .

Если с уменьшением  $p_e$  давление  $p_z$  также снижается, то это ограждает двигатель и от механических перегрузок.

На рис. 21 приведена характеристика ограничения нагрузки двигателя МАН К7Z78/104А без наддува. Она получена на режиме буксировки дока при следующих данных:

$$\begin{aligned} TR &= 74,5 \text{ деления (0,715 от } TR_{ном} = 96 \text{ делений);} \\ n &= 88 \text{ об/мин (0,765 от } n_{ном} = 115 \text{ об/мин);} \end{aligned}$$

хранение значения  $p_z$  при уменьшении  $n$  связано с увеличением отношения  $\Delta p / \Delta \phi$ , что может неблагоприятно отразиться на работе двигателя и потребует введения регулирования угла опережения или дополнительного уменьшения подачи топлива.

При частых переходах на режимы ограничения нагрузки главные двигатели буксиров, траулеров могут оборудоваться устройством для автоматического уменьшения угла опережения с целью снижения  $p_z$ .

Ограничение нагрузки  $p_e = \text{const}$  в этом случае сочетается с уменьшением давления  $p_z$  по некоторой кривой  $p_z = f(n)$ .

Если для снижения  $p_z$  требуется дополнительное уменьшение подачи топлива, то ограничение по величине  $p_e$  принимает вид прямой  $p_e = f(n)$ , наклонной к оси абсцисс.

$$\begin{aligned} p_e &= 4,86 \text{ (0,93 от } p_{eном} = 5,24 \text{ кгс/см}^2\text{);} \\ p_i &= 5,55 \text{ (0,90 от } p_{iном} = 6,18 \text{ кгс/см}^2\text{).} \end{aligned}$$

Несмотря на уменьшение подачи до 0,835 от номинальной

$$(g_{u.б} / g_{u.ном} = p_{iб} / p_{iном} \eta_{iном} / \eta_{iб} = 0,9 \cdot 0,93 = 0,835),$$

работа двигателя при буксировке характеризуется увеличением  $p_z$ ,  $\omega$ ,  $\Delta p / \Delta \phi$  и температуры в полости уплотнений втулки  $t_{уп}$  с 70 до 75°C. Последнее условие послужило основной причиной ограничения нагрузки. Дальнейшее увеличение подачи вызвало появление стуков в цилиндрах при положении поршней в н. м. т., что свидетельствовало о значительных температурных деформациях зеркала цилиндров и сопровождалось интенсивной поломкой поршневых колец и износом перемычек выпускных окон. По сравнению с режимом свободного хода на режиме буксировки отмечалось снижение температуры выпускных газов с 275 до 244°C, давления продувочного воздуха с 1,18 до 1,12 кгс/см<sup>2</sup>, повышение экономичности и механического к. п. д.

**Ограничение нагрузки судовых двигателей с наддувом.** Исходя из влияния изменения массы заряда воздуха на вид характеристики ограничения нагрузки при снижении частоты вращения, можно показать, что у главных двигателей с наддувом ограничение по  $p_e$  будет еще более значительным. Это объясняется тем, что системы наддува главных судовых двигателей настраивают на номинальный режим и, следовательно, при снижении частоты вращения производительность компрессора из-за уменьшения расхода газа и к. п. д. падает. Внешне это проявляется в снижении давления  $p_s$ .

В соответствии с уменьшением массы заряда для сохранения величины  $\alpha$  требуется уменьшать подачу топлива более значительно, чем в предыдущем случае, и ограничение нагрузки принимает вид кривой III на рис. 20.

Значительное уменьшение  $p_e$  существенно отражается на тяговых свойствах двигателя. Расширение зоны рабочих режимов требует сохранения или даже увеличения массы заряда при снижении частоты вращения. В современных транспортных двигателях этих свойств можно достичь путем специальной настройки турбокомпрессора на режим максимального крутящего момента при  $n < n_{ном}$ , перепуска части выпускных газов помимо турбины на скоростных режимах, близких к номинальному, или регулирования пропускной способности турбины и компрессора с помощью поворотных лопаток соплового аппарата и лопаточного диффузора. Для главных судовых двигателей, работающих на винт, указанные способы регулирования подачи воздуха не имеют практического значения. Длительные режимы протекают при полной подаче топлива и частоте вращения, близкой к номинальной. Кроме того, по условиям эксплуатации возможны и перегрузочные режимы. Систему газотурбинного наддува настраивают на обес-

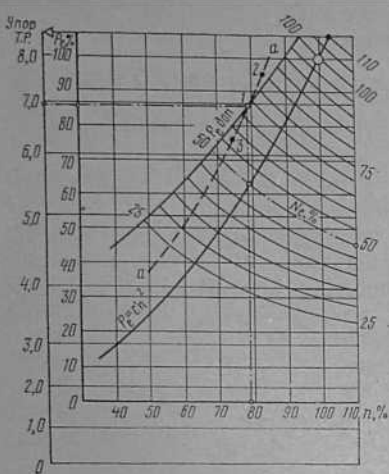


Рис. 22. Характеристика ограничения нагрузки судовых дизелей Зульцер типа RD

печение необходимых расходов воздуха в режиме полного хода, она должна допускать увеличение массы заряда воздуха при форсировании мощности двигателя по винтовой характеристике. Однако наличие запаса производительности системы наддува желательно. Использование его при плавании в южных широтах позволяет работать без значительных изменений величины  $\alpha$  с сохранением мощности и надежности двигателя. Возможность увеличения расхода воздуха способствовала бы и расширению зоны допустимых эксплуатационных нагрузок на режимах работы с повышенным сопротивлением движению судна.

Для выявления характеристик ограничения нагрузки используют данные исследований двигателя на стенде при различных сочетаниях частоты вращения и подачи топлива. Для двигателя Сторк SW3×85/170 с газотурбинным наддувом такие данные приведены на рис. 23. Кроме энергетических показателей  $N_e$ ,  $p_e$  и показателей рабочего процесса  $p_z$ ,  $p_c$ ,  $p_s$ ,  $\varphi_a$ ,  $\alpha$  на рисунке показано

изменение температуры дна крышки  $t_{кр}$  в перемычке дна между выпускными клапанами и температуры дна поршня  $t_{п}$ . Кривые 1—4—9, 2—5—10, 3—6—11 снимались при постоянных подачах топлива от частичных до номинальной (кривая 3—6—11). Пунктирные кривые соответствуют изменению показателей по винтовой характеристике. На основании этих данных можно назначить ограничение нагрузки по  $p_{e\text{ доп}}$  (например, из условия сохранения температуры дна поршня — это кривая, которая прошла бы через точки 2—5—11).

Таким образом, при  $p_{e\text{ доп}}$  (см. рис. 23) уменьшаются значения  $p_z$ ,  $p_c$ ,  $p_s$ , температуры газов  $t_g$  и крышки  $t_{кр}$ , возрастает коэффициент продувки  $\varphi_a$  и сохраняется величина  $\alpha$ . Если надежность и работоспособность двигателя на пониженных скоростных режимах

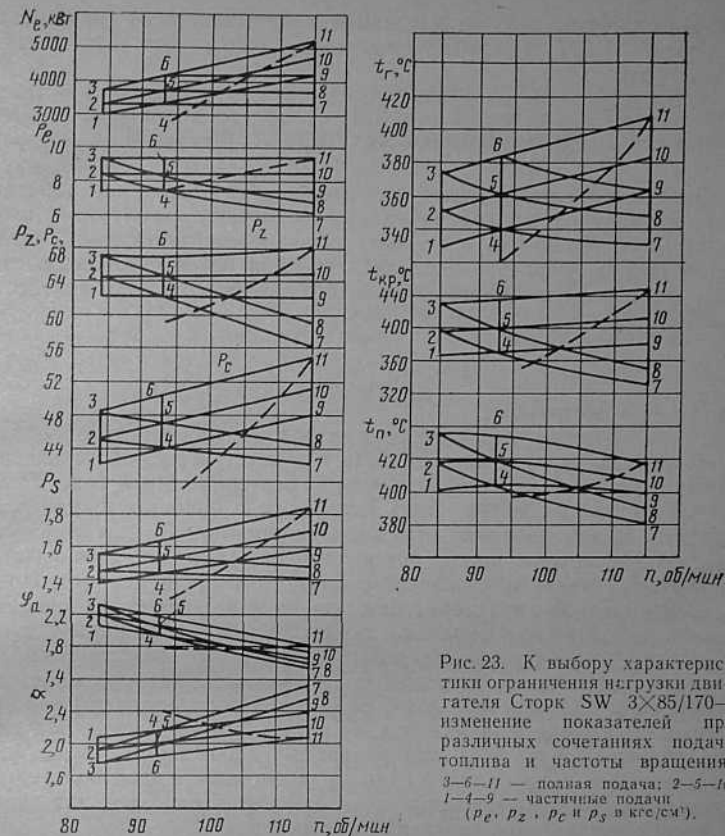


Рис. 23. К выбору характеристики ограничения нагрузки двигателя Сторк SW 3×85/170 — изменение показателей при различных сочетаниях подачи топлива и частоты вращения: 3—6—11 — полная подача; 2—5—10, 1—4—9 — частичные подачи ( $p_e$ ,  $p_z$ ,  $p_c$  и  $p_s$  в кг/см<sup>2</sup>).

с  $p_e$  доп окажутся такими же, как и на номинальном режиме, то кривую 2—5—11 можно принимать в качестве ограничительной  $p_e \text{ доп} = f(n)$ .

## § 8. Винтовые характеристики

Зависимости показателей двигателя, непосредственно работающего на винт, от частоты вращения называются *винтовой характеристикой*. Мощность и момент, развиваемые двигателем, за вычетом потерь энергии в передаче, «поглощаются» гребным винтом, что и определяет их изменение в функции  $n$  по винтовому закону:

$$N_e = cn^a; \quad M_e = c''n^{a-1},$$

где  $c, c''$  — постоянные;

$a \approx 3$  для судов с обычными водоизмещающими обводами.

С переходом от одного режима к другому при работе на винт меняются подача топлива и частота вращения двигателя. Показатели двигателя могут быть построены в функции  $p_e$  или  $n$ , а характеристика названа нагрузочно-скоростной. За независимую переменную обычно принимается частота вращения, хотя иногда кривые изменения показателей строятся в функции мощности. Смысл винтовой характеристики при этом не меняется, меняется только вид кривых. Винтовые характеристики в зависимости от  $N_e$  часто используют в стендовых условиях. В эксплуатации, наоборот, изменение показателей при работе на винт связывается с изменением частоты вращения, по которой устанавливают режимы работы двигателя и скорость хода судна. Имеет также значение анализ режимов работы при различных сочетаниях характеристик системы винт—корпус судна с внешними характеристиками двигателя. Поэтому последующие объяснения строятся для зависимостей показателей двигателя в функции  $n$ .

Каждому отдельному условию плавания, состоянию винта, корпуса судна соответствует своя характеристика винта, а следовательно, и двигателя. Специфичными режимами являются режимы, определяющие ход судна: полный, средний, малый, самый малый, а также режимы номинальной и эксплуатационной мощности полного хода, режим минимально-устойчивых частот вращения.

**Изменение энергоэкономических показателей.** При непосредственном соединении с винтом изменение эффективных энергетических показателей двигателя полностью определяется характеристикой винта  $M = f(n)$ ,  $N = f(n)$ .

Момент и мощность, поглощаемые винтом, в свою очередь зависят от геометрических и гидродинамических параметров гребного винта. Для ВФШ геометрические параметры остаются неизменными. При работе на винт регулируемого шага (ВРШ) из-

меняется шаг винта  $H$  или безразмерный геометрический параметр  $\frac{H}{D}$  — шаговое отношение.

К числу гидродинамических параметров относятся скольжение  $S$  и поступь винта  $\lambda_p$ . Скольжение винта определяется отношением скорости скольжения  $(Hn_s - V_p)$  к осевой скорости винта в твердой среде  $Hn_s$ :

$$S = (Hn_s - V_p)/Hn_s,$$

где  $n_s$  — частота вращения винта,  $c^{-1}$ ;

$V_p$  — действительная осевая скорость винта, м/с.

Поступь винта — путь, проходимый винтом за один оборот  $h_p = V_p/n_s$  м — выражается обычно безразмерной величиной от носительной поступи

$$\lambda_p = V_p/n_s D,$$

где  $D$  — диаметр винта, м.

Скольжение и поступь связаны соотношением

$$S = 1 - \frac{V_p}{Hn_s} \frac{D}{D} = 1 - \frac{\lambda_p}{H/D},$$

откуда

$$\lambda_p = H/D(1 - S).$$

При нулевом скольжении  $\lambda_p = H/D$  винт проходит за один оборот путь, равный геометрическому шагу. При этом упор винта равен нулю. Скольжение является необходимым условием работы гребного винта, без скольжения нет и упора.

Упор и момент винта связаны с гидродинамическими параметрами  $\lambda_p$  и  $S$  кривыми действия винта. Они представляют собой зависимость безразмерных коэффициентов упора  $k_1$ , момента  $k_2$  и к. п. д. винта  $\eta_p$  от относительной поступи  $\lambda_p$ . Для геометрически подобных винтов кривые действия показаны на рис. 24.

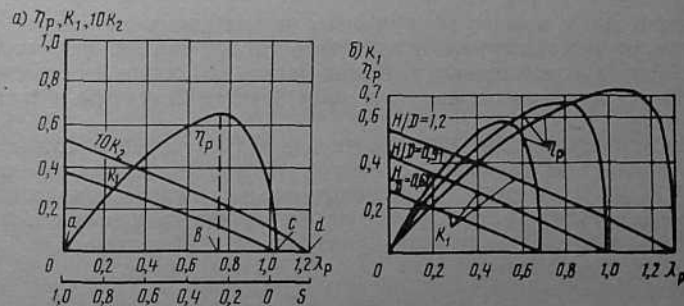


Рис. 24. Кривые действия гребного винта:  $a-H/D=1.2$ ;  $b-H/D=\text{var}$ .

Безразмерные коэффициенты  $k_1$  и  $k_2$  входят в виде коэффициентов пропорциональности в формулы упора и момента винта:

$$P = k_1 \rho n_s^2 D^4, \quad M = k_2 \rho n_s^2 D^5,$$

где  $\rho$  — плотность воды,  $\text{кг} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ .

От отношения  $\frac{k_1}{k_2}$  зависит к. п. д. винта в свободной воде:

$$\eta_p = \frac{PV_p}{M2\pi n_s} = \frac{k_1 n_s^2 D^4 V_p}{k_2 n_s^2 D^5 2\pi n_s} = \frac{k_1}{k_2} \frac{\lambda_p}{2\pi}.$$

Кривые действия позволяют судить о работе винта на различных режимах.

В точке *a* (рис. 24, *a*) имеем швартовный режим:  $\lambda_p = 0$ ,  $S = 100\%$ ; коэффициенты  $k_1$  и  $k_2$  достигают максимальных значений, а к. п. д. винта равен нулю.

В точке *b* получаем расчетный (номинальный) режим работы винта. Скольжение и поступь близки к значениям, при которых к. п. д. винта максимальный, а коэффициенты  $k_1$  и  $k_2$  меньше максимальных.

В точке *c* винт работает с нулевым скольжением и поступью  $\lambda_p = H/D$ , равной шагу нулевого упора (гидродинамическому шагу). Коэффициент упора  $k_1$  и упор винта равны нулю, но  $k_2 \neq 0$ . Подводимый момент расходуется на преодоление профильного сопротивления лопастей винта.

В точке *d* скольжение отрицательное, поступь  $\lambda_p, H/D$ , коэффициент момента  $k_2$  и момент  $M$  равны нулю. Начиная с точки *d* винт работает в набегающем потоке в режиме гидротурбины и создает отрицательный упор, тормозящий движение судна. На участке *cd* винт «парализован», но не является ни двигателем, ни турбиной. Рассмотрение условий работы винта на участках с отрицательным скольжением имеет значение при анализе неустановившихся режимов двигателя, например в период реверсирования и торможения судна.

Переходя к зависимости момента и мощности, потребляемых винтом, от частоты вращения, заметим, что при неизменном состоянии корпуса и неизменных условиях плавания поступь и скольжение на установившихся режимах мало зависят от частоты вращения.

Осевая скорость винта относительно воды (скорость судна  $V$ , исправленная на величину коэффициента попутного потока  $\omega = 1 - V_p/V$ ) изменяется пропорционально частоте вращения. Тогда  $\lambda_p = V_p/n_s D = \text{const}$  ( $S = \text{const}$ ) и величины  $k_1$  и  $k_2$  постоянны для различных  $n$ , а в формулах упора и момента могут быть выделены постоянные:

$$c''' = k_1 D^4 \cdot 1/3600, \quad c'' = k_2 D^5 \cdot 1/3600.$$

Таким образом, для неизменных условий плавания ( $\lambda_p = \text{const}$ )

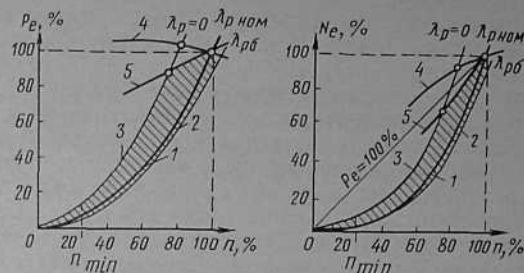


Рис. 25. Изменение  $\rho_e = f(n)$ ,  $N_e = f(n)$  при работе на винт фиксированного шага и различных условиях плавания:

1, 2, 3 — характеристики винта при ходе в грузу, в балласте, на швартовах; 4, 5 — для номинальной внешней и ограничительной характеристик  $\rho_e = f(n)$ ,  $N_e = f(n)$

зависимости упора, момента и мощности, подводимой к винту, от частоты вращения принимают вид:

$$P = c''' n^2, \quad (44)$$

$$M = c'' n^2, \quad (45)$$

$$N = c n^3, \quad (46)$$

где  $c = c''/716,2$  — постоянная.

Учитывая, что при работе на винт изменение эффективных энергетических показателей полностью определяется характеристикой винта, параметры  $M_e$  ( $\rho_e$ ),  $N_e$  двигателя также определяются формулами (45), (46) при новой постоянной  $c'$  в формуле для  $\rho_e = c' n^2$ .

Таким образом, изменение величин  $\rho_e = f(n)$  и  $N_e = f(n)$  определяется соответственно квадратичной и кубической параболой. При номинальных частотах вращения достигаются номинальное давление  $\rho_e$  и номинальная мощность. Для других значений  $n$  величины  $\rho_e$  и  $N_e$  двигателя можно найти из пропорций:

$$\rho_e/\rho_{eном} = (n/n_{ном})^2; \quad N_e/N_{eном} = (n/n_{ном})^3.$$

Изменение параметров  $\rho_e$  и  $N_e$  при работе по винтовой характеристике показано на рис. 25 и в табл. 2 (основные режимы при испытаниях двигателя на стенде подчеркнуты).

Таблица 2

Изменение  $\rho_e$  (%) и  $N_e$  (%) при работе двигателя по винтовой характеристике ( $n$  в %)

$n$	$\rho_e$	$N_e$	$n$	$\rho_e$	$N_e$
103,2	106,5	110	70	49	34,3
100	100	100	62,9	39,6	25
90,8	82,4	75	50	25	12,5
79,3	63	50	30	9	2,7

Из таблицы следует, что перегрузка по мощности в 10% достигается уже при  $n=103,2\%$ . Снижение частоты вращения ведет к резкому уменьшению нагрузки двигателя. При малом ходе судна ( $n=20-30\%$ ) двигатель практически работает на режиме холостого хода. Отсюда также следует, что назначение эксплуатационного режима полного хода при незначительном снижении  $n$  связано с существенным понижением давления  $p_e$  и увеличением моторесурса двигателя, а работа на режимах самого малого хода — с трудностями поддержания минимально устойчивых частот вращения из-за малых цикловых подач, неудовлетворительного распыливания и неравномерного распределения топлива по цилиндрам.

При изменении условий плавания и режима работы судна, вызывающих изменение сопротивления движению судна с данной скоростью хода (состояние моря, корпуса, винта, осадка, буксировка и т. д.), общие закономерности (44) и (45) и эффективные энергетические показатели двигателя удовлетворяются при новых значениях поступи и скольжения и новых постоянных  $c$ ,  $c'$ ,  $c''$ . Влияние гидродинамических параметров  $\lambda_p$  и  $S$  на характеристику ВФШ приводит к серии кривых  $p_e=f(n)$ ,  $N_e=f(n)$ , охватывающих область от  $\lambda_p=0$  при работе на швартовах до  $\lambda_p=6$  свободного хода в балласте (см. рис. 25).

Определяя режимы работы точками пересечения характеристик винта и двигателя, видим, что изменение энергетических показателей двигателя следуют закономерностям винтовой характеристики только при неизменных условиях плавания  $\lambda_p=const$ . Переход же с одной характеристики винта на другую может осуществляться по внешней, ограничительной или нагрузочной характеристикам. Возможные эксплуатационные режимы определяют заштрихованной на рисунке областью.

Аналогичные построения кривых  $p_e=f(n)$ ,  $N_e=f(n)$ , но для неизменных условий плавания  $\lambda_p=const$  могут быть сделаны при

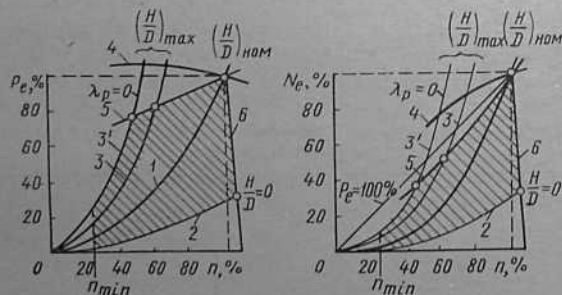


Рис. 26. Изменение  $p_e=f(n)$ ,  $N_e=f(n)$  при работе на ВРШ:

1, 2, 3, 3' — характеристики ВРШ и двигателя на режиме свободного хода и на швартовах; 4, 5, 6 —  $p_e=f(n)$ ,  $N_e=f(n)$  для номинальной внешней, ограничительной и регуляторной характеристик

рассмотрении работы двигателя с ВРШ (рис. 26). Из кривых действия ВРШ следует, что при  $\lambda_p=const$  увеличение шагового отношения приводит к возрастанию коэффициентов  $k_1$  и  $k_2$  и постоянных  $c'$  и  $c''$ . При разворачивании лопастей характеристики винта расширяются влево до значений  $(H/D)_{max}$  и вправо до значений  $H/D=0$ . Двигатель может работать на режимах внешней, нагрузочной и ограничительной характеристик при более широком изменении нагрузок и частоты вращения, чем в случае с ВФШ и  $\lambda_p=var$ .

Если учесть, что применение ВРШ на судах связано с улучшением тяговых свойств и повышением скорости хода именно на режимах повышенного сопротивления движению, то заштрихованная область эксплуатационных режимов на рис. 26 ограничена слева характеристикой винта при работе на швартовах ( $\lambda_p=0$ ) с максимальным шаговым отношением  $(H/D)_{max}$ .

Из сопоставления характеристик винта и двигателя следует, что номинальная мощность ( $N_e=100\%$ ) достигается только при работе по характеристике винта  $\lambda_{pном}$  или  $(H/D)_{ном}$  и оборотах  $n_{ном}=100\%$ . При других значениях поступи и шагового отношения двигатель работает с пониженной мощностью из-за ограничения величины  $p_e$  или частоты вращения. Отсюда понятие тяжелого и легкого винта. Влево от номинальных значений  $\lambda_p$  и  $(H/D)$  — имеем характеристики *тяжелого винта*, вправо — *легкого*. При работе на тяжелый винт номинальное значение  $p_{eном}=100\%$  достигается при пониженных частотах вращения, при работе на легкий винт  $n_{ном}=100\%$ , но величина  $p_e < p_{eном}$ .

В первом случае мощность недонпользуется из-за ограничения частоты вращения

$$N_e = N_{eном} n/n_{ном},$$

во втором — из-за ограничения среднего эффективного давления

$$N_e = N_{eном} p_e/p_{eном}.$$

Из графиков рис. 25 видно, что винт может оказаться тяжелым или легким в гидродинамическом отношении, когда вследствие изменения условий плавания меняются величины  $\lambda_p$  и  $S$ . Но винт может оказаться тяжелым или легким и из-за влияния геометрических параметров, когда при нормальных условиях плавания судна в грузу и при нормальном состоянии корпуса характеристика винта оказывается не соответствующей характеристике двигателя. Соотношение характеристики винта и двигателя для каждого судна окончательно проверяется на ходовых сдаточных испытаниях.

ВРШ оказывается тяжелым и легким при изменении шага. Однако при различных сопротивлениях движению судна на режимах траления, буксировки, при обрастании корпуса, штормовой погоде и т. д. всегда имеется возможность путем изменения шага характеристику винта привести в соответствие с характеристикой

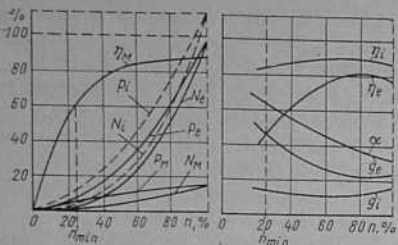


Рис. 27. Изменение энергоэкономических показателей при работе двигателя по винтовой характеристике

Эксплуатационных режимов двигателя и наилучшим образом сочетаются характеристики винта и двигателя при всех возможных режимах работы судна. В силу этого ВРШ находит широкое применение на буксирах, траулерах, спасателях, где маневренные и тяговые качества имеют первостепенное значение.

Изменение индикаторных показателей двигателя  $\rho_i$  и  $N_i$  на основании эффективных определяется по кривым среднего давления механических потерь  $\rho_m$ , мощности  $N_m$  или механического к. п. д. двигателя  $\eta_m$ :

$$\rho_i = \rho_e + \rho_m, \quad N_i = N_e + N_m.$$

Учитывая незначительное влияние нагрузки на величину механических потерь, увеличение среднего давления  $\rho_m$  и мощности  $N_m$  обуславливается в основном ростом частоты вращения.

В результате величины  $\rho_i$ ,  $N_i$  возрастают медленнее, чем соответствующие значения  $\rho_e$ ,  $N_e$  и  $\eta_m$  повышается (рис. 27). В диапазоне частоты вращения выше среднего хода ( $n > 0,7 n_{ном}$ ) увеличение механического к. п. д. незначительно, изменение величин  $\rho_i$ ,  $N_i$  примерно пропорционально квадрату и кубу изменения  $n$ .

При анализе экономических показателей двигателя, работающего на винт, необходимо учесть факторы, связанные с нагрузкой и частотой вращения. А именно, с уменьшением  $n$  подачи топлива снижается весьма значительно (при  $\eta_i = \text{const}$  — пропорционально снижению давления  $\rho_i$ ). Уменьшение подачи топлива преобладает над уменьшением массы заряда воздуха ( $\gamma \eta_m$ ). Избыток воздуха при сгорании увеличивается, и кривая  $\alpha = f(n)$  имеет вид восходящей кривой при уменьшении  $n$  (см. рис. 27). В соответствии с увеличением  $\alpha$  возрастает  $\eta_i$  и снижается величина  $g_i$  до определенного предела ( $n \approx 0,7 n_{ном}$ ,  $\rho_e \approx 0,5 \rho_{e,ном}$ ). При дальнейшем уменьшении частоты вращения из-за большого избытка воздуха ( $\alpha \approx 3-4$ ) влияние величины  $\alpha$  замедляется, а влияние факторов, связанных с уменьшением цикловой подачи (ухудшение распыливания, смесеобразования) возрастает, и индикаторный к. п. д. начинает падать, достигая на режиме малого хода ( $n = 0,3 n_{ном}$ ) тех же значений, что и при  $n_{ном}$ .

двигателя, вернуться к исходному режиму и полностью использовать номинальную мощность двигателя без перегрузки по  $\rho_e$ .

Это является одним из существенных преимуществ ВРШ, так как позволяет увеличить тягу винта (до 30% при работе на швартовах) и скорость хода на режимах повышенного сопротивления движению судна. При работе с ВРШ расширяется область эк-

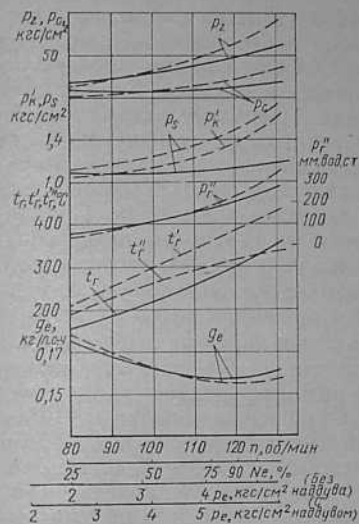


Рис. 28. Стендовые винтовые характеристики двигателя Зульцер без наддува (—) и с наддувом (---):  $\rho'_k$  — давление воздуха в первой ступени наддува

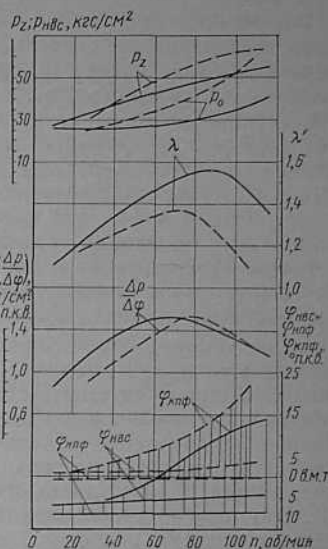


Рис. 29. Изменение показателей  $\rho_z$ ,  $\lambda$ ,  $\Delta p/\Delta \varphi$  при регулировании насоса по концу подачи двигателей Stork Hotlo 8x75x160 (—) и Бурмейстер и Вайн 684VT2BF180 (---)

Снижение  $\eta_i$  на малых нагрузках связано также со смещением процесса сгорания на линию расширения при регулировании насоса по началу подачи. При регулировании насоса по концу подачи подобной картины не наблюдается. Начало воспламенения топлива относительно в. м. т. на всех режимах удается сохранить практически неизменным, что способствует меньшему ухудшению экономичности и стабильному протеканию сгорания на малых ходах.

В целом работа двигателя на винт характеризуется плавным и незначительным изменением  $g_i$  (увеличением до 7,5% от  $g_{i,ном}$  на режимах полного хода из-за уменьшения  $\alpha$ ). Введение наддува благодаря меньшим изменениям  $\alpha$ , способствует выравниванию кривой  $g_e = f(n)$  в области режимов полного хода (рис. 28). Наддув также способствует росту давлений  $\rho_c$ ,  $\rho_z$  и температуры выпускных газов.

Изменение эффективных экономических показателей более значительно и связано с влиянием коэффициента  $\eta_m$ . Уменьшение  $\eta_m$  на малых ходах является основным фактором снижения  $\eta_e$  и роста  $g_e$  уже при  $n < (0,8-0,9) n_{ном}$ .

**Изменение механической напряженности.** При работе по винтовой характеристике на механическую напряженность двигателя влияют нагрузка и частота вращения. Оба фактора действуют одновременно и вызывают существенное изменение показателей динамики рабочего цикла и двигателя. Поскольку нагрузка является прежде всего функцией подачи топлива  $g_{\text{ц}}$ , а изменение ее связано со способом регулирования топливного насоса, то показатели  $p_z$ ,  $\lambda'$ ,  $\Delta p/\Delta \varphi$  зависят от величины  $g_{\text{ц}}$  регулирования фаз топливоподачи и фактора времени (частоты вращения). При регулировании по началу подачи отмечается резкое увеличение значений  $p_z$ ,  $\lambda'$ ,  $\Delta p/\Delta \varphi$  до максимальных на режимах полного хода. На этом ходе воспламенение топлива обычно происходит в в. м. т., а на частичных ходах — после в. м. т.

Более благоприятное протекание динамических показателей наблюдается при смешанном регулировании. Наличие участка постоянного начала подачи в области режимов полного хода способствует ограничению давления  $p_z$  и снижению величин  $\lambda'$ ,  $\Delta p/\Delta \varphi$ . Наконец, ограничение механической напряженности и снижение жесткости работы двигателя на режимах полного хода успешно достигаются при регулировании насосов по концу подачи (рис. 29). Этот способ регулирования широко применяется на главных судовых дизелях, особенно при наддуве, когда с изменением частоты вращения отмечается большее изменение величин  $p_z$ ,  $p'_z$ , а следовательно, и давления  $p_z$ . Сохранение в этих случаях постоянства начала подачи топлива способствует ограничению величины  $p_z$  при полных нагрузках и предотвращает от его чрезмерного снижения при малых ходах.

Достижение значений  $\lambda_{\text{max}}$  и  $(\Delta p/\Delta \varphi)_{\text{max}}$  при  $n = (0,6 \div 0,9) n_{\text{ном}}$  указывает на преобладающее влияние фактора времени на этих режимах. При практически постоянных углах начала впрыска (подачи) топлива форсункой  $\varphi_{\text{НПФ}}$  и начала воспламенения  $\varphi_{\text{НВС}}$  сгорание протекает вблизи в. м. т. и при данных цикловых подачах сопровождается увеличением  $\lambda'$ ,  $\Delta p/\Delta \varphi$ .

Показатели, отражающие динамику двигателя, согласно формулам (15), (17), (18) и (26), зависят от  $p_z$  и  $P_{\text{max}} = p_z - P_{j\text{max}}$ . Очевидно, что с увеличением скоростного режима повышение  $P_{\text{max}}$  менее значительно, чем повышение давления  $p_z$ . Отсюда и более медленное снижение запаса прочности  $k_z$  для двухтактных двигателей, чем для четырехтактных, при выходе на режим полного хода.

Однако с ростом частоты вращения для обоих типов двигателей пропорционально  $p_z$  возрастают  $T_{\Sigma\text{max}}$ ,  $\Delta T_{\Sigma}$  и снижается  $k_z$ .

С увеличением  $\Delta T_{\Sigma}$  соответственно возрастают и колебания крутящего и опрокидывающего моментов двигателя, способные вызвать вибрацию остова двигателя и корпуса судна. Влияние этих факторов сглаживается более высокой равномерностью вращения двигателя и упора винта. Согласно формуле (27), степень неравномерности вращения вала  $\delta = k_{\delta} \cdot p_z/n^2$  может сохраняться постоянной лишь при изменении давления  $p_z$  пропорционально

квадрату частоты вращения. Так как обычно такого увеличения  $p_z$  не наблюдается, то на режимах полного хода двигатель вращается более равномерно, чем на режимах малого. Если учесть повышенную неравномерность распределения нагрузок по цилиндрам при малых подачах, то величина  $\delta$  может существенно возрасти при уменьшении  $n$ .

Наконец, при выборе режимов следует помнить и о резонансных, критических оборотах, работа на которых должна быть ограничена во времени или исключена.

Таким образом, по ряду показателей механическая напряженность двигателя при работе на винт существенно возрастает с увеличением частоты вращения. Основой ее изменения является величина  $p_z$ . Ограничение  $p_z$  используется для получения требуе-

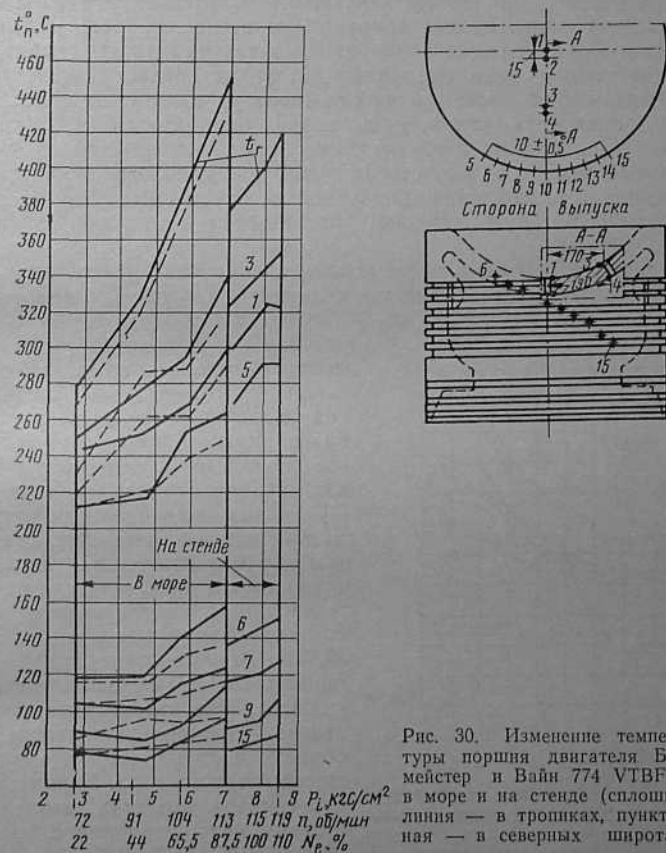


Рис. 30. Изменение температуры поршня двигателя Бурмейстер и Вайн 774 VTBF160 в море и на стенде (сплошная линия — в тропиках, пунктирная — в северных широтах)



мого уровня механической напряженности двигателя на режиме полного хода.

**Изменение тепловой напряженности.** Показатели теплонапряженности  $T_{ст'}$ ,  $T_{ст}$  и  $\Delta T_{ст}$  на режимах винтовой характеристики значительно изменяются. Это является результатом одновременного влияния подачи топлива и частоты вращения

$$(q_{ср})_{\Sigma} = k_q h_a \eta_{п} n q_{охл.}$$

При постоянных условиях со стороны охлаждения пропорционально величине  $(q_{ср})_{\Sigma}$  изменяется осредненный по поверхности теплообмена температурный перепад  $\Delta T_{ст}$  и по линейному закону температуры  $T_{ст'}$  и  $T_{ст}$  [формулы (35—37)].

К аналогичному выводу приходим, анализируя изменение теплонапряженности по методу эквивалентных стенок. На режимах малого хода имеем низкие температуры стенок, на режимах полного хода — наибольшие температуры и температурные перепады. В соответствии с этим при малых нагрузках следует стремиться и к поддержанию более высоких температур в системах охлаждения и производить отключение воздухоохладителей в системе наддува. При полных нагрузках, наоборот, — осуществлять максимальный теплоотвод от стенок путем интенсивного прокачивания полостей охлаждения, поддержания умеренных температур воды, масла и рационального охлаждения наддувочного воздуха.

Температуры воды в системе охлаждения на различных режимах обычно сохраняются постоянными на входе в двигатель

или на выходе из него. Часто это достигается автоматически с помощью терморегулирующих клапанов. Поддержание постоянной температуры воды на выходе благоприятно влияет на тепловое состояние двигателя, так как средняя температура воды  $T_{охл.}$  понижается с ростом частоты вращения и нагрузки. Полную картину изменения теплонапряженности двигателя при работе на винт дают результаты термометрирования двигателей (рис. 30, 31). Кривые температур в различных точках поршня, втулки указывают на интенсивное возрастание теплонапряженности в области частоты вращения и нагрузок полного хода. Характерно, что температуры этих деталей на режиме эксплуатационной мощности ( $p_i=7$  кгс/см<sup>2</sup>,  $n=$

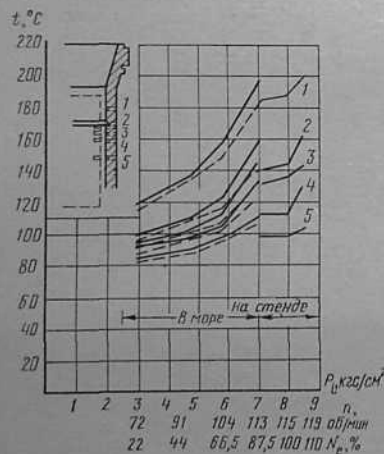


Рис. 31. Изменение температуры втулки в море и на стенде (сплошная линия — в тропиках, пунктирная — в северных широтах)

$=115$  об/мин) при плавании в тропических широтах во многих точках превосходят температуры, полученные на стенде при той же нагрузке, и равны температурам при 10-процентной перегрузке по мощности. Такие изменения связаны с более высокими температурами воздуха в машинном отделении, на что указывает повышенная температура выпускных газов по сравнению с температурой  $t_r$  на стенде.

Еще раз подчеркнем, что по температуре выпускных газов  $t_r$  оценивается лишь относительное изменение теплонапряженности на различных режимах в одинаковых условиях, но не ее абсолютный уровень. Так, при плавании в северных широтах при  $p_i=7$  кгс/см<sup>2</sup> температура газа выше стендовых значений на 50°C, а тепловое состояние двигателя в море и на стенде характеризуется одинаковыми температурами втулки, поршня.

## ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМ ГАЗООБМЕНА И НАДДУВА ДИЗЕЛЕЙ

### § 9. Гидравлические характеристики продувочно-выпускного тракта двигателя

Рассматривая режимные характеристики двигателя, можно было обратить внимание на большое влияние, оказываемое системой наддува на рабочий процесс и ограничение нагрузок. При этом мы не касались вопросов организации собственно воздухо-снабжения и его связей с режимными факторами, состоянием трактов и агрегатов наддува. Наиболее правильно эти связи устанавливаются при анализе характеристик систем газообмена и наддува, представляющих собой зависимости давлений в различных сечениях продувочно-выпускного тракта от расхода воздуха или газа. Совмещаемые с характеристиками турбокомпрессоров, они позволяют решать задачи согласования параметров двигателя и агрегатов наддува с точки зрения к. п. д., устойчивой работы, распределения давлений и расходов по ступеням и дополнительным нагнетателям. С помощью характеристик оценивают условия протекания газообмена и обеспечения двигателя воздухом при пуске, малых ходах, загрязнениях трактов и турбокомпрессоров. По характеристикам можно также проследить за изменением параметров наддува при колебаниях давления воздуха в ресивере и газа перед турбиной, изменении пропускной способности турбины. В ряде случаев газодинамические явления в трактах существенно затрудняют воздухообмен двигателя и отдельных его цилиндров, вызывают повышенную теплонапряженность деталей, износ и могут служить причиной ограничения мощности.

Рассмотрим эти задачи на основе гидравлических характеристик тракта и характеристик агрегатов наддува судовых дизелей в эксплуатационных условиях.

Гидравлические характеристики тракта представляют собой зависимости для ряда установившихся режимов относительного давления перед впускными органами  $p_s/p_0$ , за цилиндрами  $p_r/p_0$ , перед турбиной  $p_{\tau}/p_0$ , за турбиной  $p_{\sigma\tau}/p_0$  от расхода воздуха или газа через двигатель.

Обычно в качестве аргумента принимают величину относитель-

ного расхода воздуха  $G_s = G'_s/G_s$  или приведенного его расхода (при переменных параметрах на входе в двигатель  $p_0, T_0$ ):

$$\bar{G}_{\text{спр}} = \frac{G'_s \sqrt{T'_0}}{p'_0} \frac{p_0}{G_s \sqrt{T_0}}$$

Здесь величины без штриха относятся к исходным условиям, а со штрихом — к новым условиям.

Зависимость  $\frac{p_s}{p_0} = f(\bar{G}_s)$  является основной. Она используется при построении характеристики системы наддува и непосредственно влияет на положение рабочей линии компрессора. Кривая  $\frac{p_s}{p_0} = f(\bar{G}_s)$  называется также *расходной характеристикой* двигателя.

При определении вида гидравлических характеристик исходят из формул для установившегося движения воздуха и газа через цилиндры, выпускной тракт и турбину, т. е. принимают постоянство секундных расходов в этих сечениях и независимость параметров от времени. Сечения газораспределительных органов цилиндров и турбины оценивают величинами их эквивалентной пропускной способности  $\mu F_{\text{экр}}$  и  $\mu F_{\tau}$ .

Из уравнений относительного расхода воздуха через двигатель и газов через турбину имеем:

$$\frac{p'_s}{p_0} = \frac{\mu F_{\text{экр}}}{\mu' F'_{\text{экр}}} \frac{G'_s}{G_s} \frac{p_s}{p_0} \sqrt{\frac{T'_s}{T_s} \frac{\psi_s}{\psi'_s}} \quad (47)$$

$$\frac{p_{\tau}}{p_0} = \frac{\mu F_{\tau}}{\mu' F'_{\tau}} \frac{G'_s}{G_s} \frac{p_{\tau}}{p_0} \sqrt{\frac{T'_{\tau}}{T_{\tau}} \frac{\psi_{\tau}}{\psi'_{\tau}}} \quad (48)$$

Здесь  $\psi_s, \psi_{\tau}$  — функции соответствующих отношений давления  $p_r/p_s$

$p_{\sigma\tau}/p_{\tau}$ .

$T_{\tau}$  — температура газа перед турбиной.

Потери давления в выпускных трубопроводах учитываются коэффициентом

$$\xi_{\tau} = p_{\tau}/p_r = 0,97 \div 0,98.$$

Изменение потери давления в выпускном трубопроводе за турбиной принимаем пропорциональным квадрату расхода газа:

$$\Delta p'_{\sigma\tau}/\Delta p_{\sigma\tau} = (G'_s/G_s)^2.$$

Откуда давление за турбиной при новых условиях

$$p'_{\sigma\tau}/p_0 = 1 + (G'_s/G_s)^2 (p_{\sigma\tau}/p_0 - 1). \quad (49)$$

Для связи гидравлических характеристик с параметрами двигателя основные зависимости (47), (48) дополняются уравнениями относительного теплового баланса по выпускным газам

$$\frac{T'_{\tau} - T'_s}{T_{\tau} - T_s} = \frac{h'_s \eta'_n q'_{\tau} G'_s n'}{h_n \eta_n q_{\tau} G_s n} \quad (50)$$

где  $q_{\tau}$  — доля тепла, теряемого с выпускными газами.

Выражения (47) — (50) в правой части содержат общий аргумент — относительный расход воздуха  $\bar{G}_s$ , в функции которого и ведется анализ гидравлических характеристик при совместном решении уравнений (47), (48), (49).

Из формул (47), (48) видно, что на кривые  $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$ ,  $p_r/p_0 = f(\bar{G}_s)$  оказывают влияние изменение пропускной способности двигателя  $\mu\bar{F}_{\text{вн}}$ , турбины  $\mu\bar{F}_T$ , расхода воздуха  $\bar{G}_s$ , функции отношения давлений  $\psi_s$ ,  $\psi_r$  и изменения температур  $T_s$ ,  $T_r$ , т. е. они находятся в сложной зависимости от режима работы, состояния двигателя, трактов и агрегатов наддува.

При неизменном состоянии тракта и турбокомпрессоров можно принять  $\mu\bar{F}_{\text{вн}} = 1$ ,  $\mu\bar{F}_T = 1$ , и задача несколько упрощается. Для построения кривых давления  $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$ ,  $p_r/p_0 = f(\bar{G}_s)$  доста точн задаться значениями  $\bar{G}_s = 1,0; 0,9; 0,8$  и т. д. и соответствующими им относительными температурами  $T_r$ ,  $T_s$ . Температура воздуха в ресивере  $T_s$  изменяется в узких пределах ( $\Delta T_s = 5-15\text{K}$ ). По сравнению с исходными режимами полного хода относительное уменьшение температуры  $T_s$  при долевых нагрузках может составить  $T_s = 0,9 \div 0,92$ .

При ручном и автоматическом регулировании системы охлаждения наддувочного воздуха температура  $T_s$  поддерживается практически постоянной ( $T_s \cong 1$ ), и, следовательно, при различных величинах  $\bar{G}_s$  изменение давления не зависит от  $T_s$ . Значительно в больших пределах изменяется температура выпускных газов  $T_r$ . Согласно формуле (50), при различных значениях  $\bar{G}_s$  изменение относительной температуры  $T_r$  зависит от режима работы двигателя — изменения частоты вращения  $n'/n$ , подачи топлива ( $h'_a \eta'_n / h_a \eta_n$ ), относительной потери тепла с выпускными газами  $q'_r/q_r$  и изменения температуры воздуха в ресивере  $T_s$ . Именно через температуру  $T_r$  проявляется связь гидравлических характеристик тракта реального двигателя с процессами, протекающими в цилиндрах, системах топливоподачи и воздухообращения. Раскрыть эти связи теоретическим путем с целью получить зависимости  $T_r = f(\bar{G}_s)$  в явном виде затруднительно. Они устанавливаются на основании данных теплобалансовых испытаний двигателя или при моделировании его рабочих процессов на вычислительных машинах.

В дальнейшем будем ориентироваться на опытные данные. Например, для дизелей с турбонадувом переход с исходного режима на пониженные обороты по внешней характеристике ( $h_a = \text{const}$ ) из-за «утяжеления» винта сопровождается малым изменением температуры при существенном изменении  $\bar{G}_s$  (рис. 32). Следовательно, для режимов внешней характеристики кривые  $p_r/p_0 = f(\bar{G}_s)$  и  $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$ , рассчитанные по уравнениям (47), (48) при  $T_r = 1$ , имеют вид 1 на рис. 33.

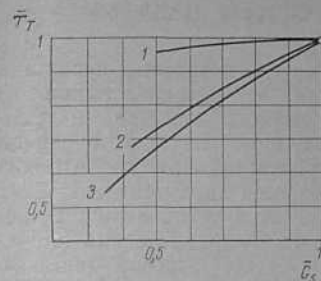


Рис. 32. Качественная зависимость  $T_r = f(\bar{G}_s)$  для характеристик:

1 — внешней; 2 — нагрузочной; 3 — винтовой

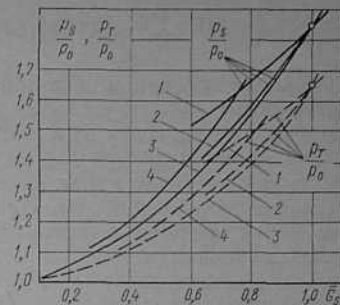


Рис. 33. Кривые  $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$  и  $p_r/p_0 = f(\bar{G}_s)$  для режимов внешней (1), нагрузочной (2) и винтовой характеристик, для легкого (3) и тяжелого (4) винтов

Для режимов винтовой, нагрузочной характеристик уменьшение подачи топлива приводит к падению температуры выпускных газов (см. рис. 32), что, согласно формулам (47), (48), сопровождается и большим уменьшением давлений  $p_r/p_0$ ,  $p_s/p_0$  при снижении расхода воздуха  $\bar{G}_s$  (линии 2, 3 на рис. 33).

Очевидно, если рассматривать винтовую характеристику при повышенном сопротивлении движению судна, то для этих режимов гидравлические характеристики тракта сместятся в область меньших расходов (кривые 4 на рис. 33). Это объясняется повышенной температурой газа при одних и тех же значениях частоты вращения. Рост температуры газа приводит к увеличению его удельного объема, скоростей потока и удельных гидравлических сопротивлений тракта.

В результате та же величина расхода может быть обеспечена только при больших давлениях  $p_s/p_0$  и  $p_r/p_0$ .

Гидравлические характеристики тракта одновременно позволяют судить и о работе системы газообмена. Как элемент общей системы наддува, цилиндр с газораспределительными органами представляет собой систему газообмена. Относительный перепад давления на продувку цилиндра  $\Delta p_n/p_0 = (p_s - p_r)/p_0$  является одной из важнейших ее характеристик. Нетрудно видеть, что величина  $\Delta p_n/p_0$  в функции расхода  $\bar{G}_s$  определяется разностью ординат кривых  $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$ ,  $p_r/p_0 = f(\bar{G}_s)$ . Последняя рассчитывается по кривой  $p_r/p_0 = f(\bar{G}_s)$  с учетом коэффициента  $\xi_r = p_r/p_r$ .

Более подробные сведения о показателях газообмена можно получить, рассматривая обобщенные параметры газообмена [15].

## § 10. Характеристики систем наддува

Турбокомпрессоры и дополнительные нагнетатели, используя энергию выпускных газов или получая ее непосредственно от двигателя, преобразуют ее в энергию сжатого воздуха, направляемого на продувку и зарядку цилиндров. Отсюда очевидна связь гидравлических характеристик тракта с линиями рабочих режимов агрегатов наддува. При наложении характеристик тракта на характеристики наддувочных агрегатов установившиеся режимы определяются точками пересечения гидравлических характеристик с изопараметрическими линиями компрессора, турбины, что в целом и называется *характеристикой системы наддува*. Для ее построения можно ограничиться совмещением характеристики компрессора с газотурбинным приводом с расходной характеристикой двигателя или части его цилиндров.

Современное дизелестроение характеризуется большим разнообразием применяемых схем наддува. Рассмотрим кратко основные из них. В четырехтактных судовых двигателях наибольшее распространение получили схемы газотурбинного наддува со свободными турбокомпрессорами. Общее число схем ограничено. На подавляющем числе двигателей наддув осуществляется с одноступенчатым сжатием воздуха в компрессоре при импульсном подводе газов к турбине. Выпускные патрубки цилиндров группируются таким образом, чтобы обеспечить продувку камеры сгорания. Чтобы повысить энергию импульса газов, объем выпускной системы делается минимальным. Такой способ наддува отличается простотой и позволяет обеспечить повышение давления воздуха до  $p_k = 2,5 \text{ кгс/см}^2$ . При числе цилиндров, кратном 3, импульсы в каждом подводе чередуются через  $120^\circ$  п. к. в., турбина работает с полной пропускной способностью и давление наддува может быть увеличено до  $3 \text{ кгс/см}^2$ .

Для повышения к. п. д. турбокомпрессора, улучшения продувки камеры сгорания и сохранения других преимуществ импульсного наддува (увеличение энергии выпускных газов, хорошая приемистость двигателя) находят применение преобразователи импульсов. Их положительные качества сказываются при высоких значениях  $p_k$  и числе цилиндров, кратном 4.

Надув при постоянном давлении газов перед турбиной в четырехтактных двигателях применяется редко, так как не обеспечивает нужной приемистости при пуске и резком увеличении нагрузки.

Как известно, наддув двухтактных двигателей осуществлять труднее (чем четырехтактных) ввиду отсутствия насосных ходов поршня, большего избытка продувочного воздуха, меньшей температуры выпускных газов и повышенного перепада давления на продувку цилиндров.

Системы наддува двухтактных малооборотных дизелей подразделяются на две группы (рис. 34): газотурбинный наддув (без

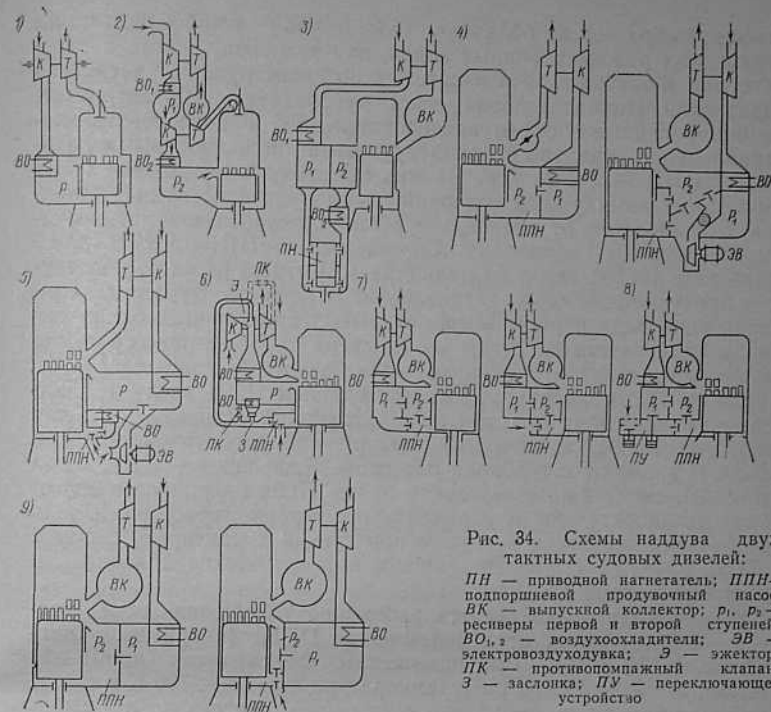


Рис. 34. Схемы наддува двухтактных судовых дизелей:  
 ПН — приводной нагнетатель; ППН — подпоршневой продувочный насос; ВК — выпускной коллектор;  $p_1, p_2$  — ресиверы первой и второй ступеней;  $ВО_1, 2$  — воздухоохладители; ЗВ — эжектор; ПК — противоположный клапан; З — заслонка; ПУ — переключающее устройство

использования дополнительных приводных нагнетателей или отбора мощности от вала для привода турбины) и комбинированный наддув (заданные параметры наддува — давление  $p_s$  и расход воздуха  $G_s$  — обеспечиваются при совместной работе турбокомпрессоров и дополнительных нагнетателей с приводом от двигателя или с независимым электроприводом).

К первой группе относятся две, а ко второй — семь схем наддува, различающихся способом включения и использования приводных нагнетателей и турбокомпрессоров. Схема газотурбинного наддува (схема 1), отличаясь эффективностью использования энергии газов, устойчивостью работы на всех эксплуатационных режимах, простотой конструкции и обслуживания, в то же время сравнительно трудоемка в настройке и согласовании характеристик. Схемы последовательного комбинированного наддува 3, 4 при постоянном давлении газов перед турбиной  $p_t = \text{const}$  уступают схемам с импульсным подводом газов по эффективности использования энергии газов на частичных режимах, но зато весьма надежны в эксплуатации. Параллельные и последовательно-параллельные схемы 5—8 обеспечивают высокий к. п. д. тур-

бокомпрессора, но не обладают достаточной устойчивостью на переходных режимах (малых ходах, при волнении, работе с регулятором) и требуют, хотя и простых по конструкции, устройств управления. Наиболее полно всем требованиям удовлетворяют комбинированные системы последовательного и последовательно-параллельного наддува с байпасируемыми подпоршневыми насосами (ППН) — схемы 4, 9. В этих схемах рабочие объемы ППН образуются замкнутыми подпоршневыми пространствами цилиндров, отделяемыми от ресивера турбокомпрессоров автоматически байпасными клапанами. Сжимаемый в ППН воздух предотвращает заброс газов из цилиндра в местный ресивер, участвует в продувке цилиндра и повышает мощность турбины. При восходящем ходе поршня и еще открытых продувочных окнах цилиндр продувается воздухом из ресивера турбокомпрессоров, перетекающим в местный ресивер через байпасные клапаны.

Схема 4 с последовательным включением ППН всех цилиндров применяется на двигателях с контурной (дизели Зульцер типов RD, RND) и прямоточно-клапанной продувкой (дизели БМЗ). В варианте с турбиной постоянного давления (ТПД), когда  $p_T = \text{const}$ , схема 4 сложнее схемы 9, где ППН цилиндров подключают последовательно и параллельно с турбокомпрессорами. Для обеспечения двигателя воздухом при пусках и маневрах схему 4 с ТПД оборудуют большим числом автоматических клапанов и электроприводной воздуходувкой.

В настоящее время ведутся работы по упрощению схем наддува — отказываются от использования ППН (например, в двигателях МАН K5Z). При повышенных форсировках ( $p_e = 10 \div 11$  кгс/см<sup>2</sup>,  $p_s = 2,0 \div 2,2$  кгс/см<sup>2</sup>), температуре  $T_T = 680 \div 700$  К и к. п. д. турбокомпрессора  $\eta_{TK} = 0,6$ , начиная с 50% нагрузки и выше, энергия выпускных газов достаточна, чтобы обеспечить двигатель воздухом по схеме газотурбинного наддува при  $p_T = \text{const}$ . На пусковых и маневренных режимах дополнительно используют воздуходувку с автономным электроприводом.

**Характеристика газотурбинного наддува.** При газотурбинном наддуве (схема 1, рис. 34) весь воздух на двигатель подается турбокомпрессорами и на исходном режиме  $\bar{G}_{спр} = \bar{G}_{к.пр} = \bar{V}_{к.пр} = 1$ . При любых значениях  $\bar{G}_{к.пр}$  давление за компрессором

$$p_k/p_0 = p_s/p_0 \xi_n.$$

Следовательно, при газотурбинном наддуве кривые  $p_s/p_0 = f(\bar{G}_{спр})$ , скорректированные на величину потери давления в воздухоохладителе  $\xi_n = p_s/p_k$ , определяют и линии рабочих режимов  $p_k/p_0 = f(\bar{G}_{к.пр})$  на характеристике компрессора.

Отсюда рассмотренные выше факторы оказывают такое же влияние на положение линии рабочих режимов компрессора, как и на расходную характеристику двигателя (рис. 35). При работе двигателя по внешней характеристике линия рабочих режимов компрессора занимает положение 1. Как известно, для судовых

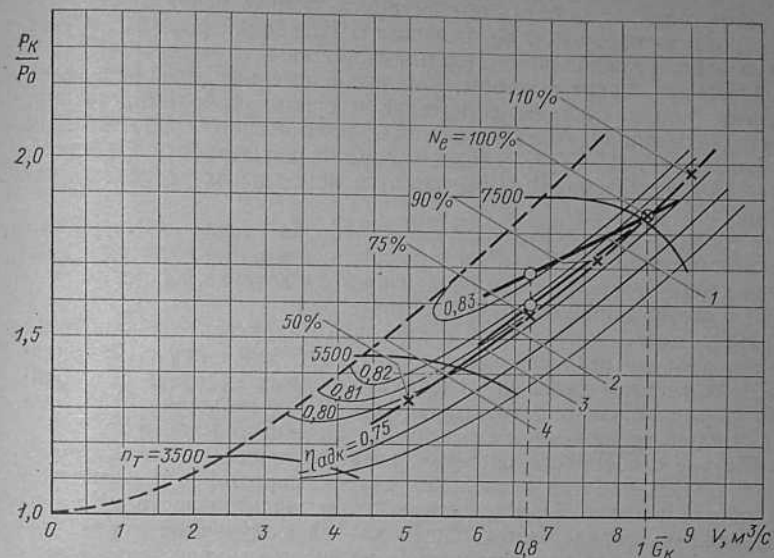


Рис. 35. Линии рабочих режимов компрессора при газотурбинном наддуве двигателя на режимах:

1 — внешней; 2 — нагрузочной; 3 — винтовой характеристик (110, 100, 90% и т. д. мощности двигателя); 4 — граница помпажа

дизелей переход на внешнюю характеристику вызывается повышением сопротивления движению судна. При таком изменении режима производительность компрессора уменьшается и несколько сокращается запас по помпажу компрессора

$$K_{уст} = \left[ 1 - \frac{(\varepsilon_k/G)_{помп}}{(\varepsilon_k/G_k)_{раб}} \right] 100.$$

где  $\varepsilon_k = p_k/p_0$  — степень повышения давления в компрессоре.

Для судовых дизелей запас по помпажу компрессора  $K_{уст}$  назначается не менее 15%.

Заметим, что при сохранении значения  $n_T$  и уменьшении расхода воздуха  $G_k$  с выходом на линию 4 (см рис. 35) происходит помпаж компрессора. Физически явление помпажа всегда обуславливается большими положительными углами атаки в лопаточном диффузоре и в рабочем колесе компрессора и возникающими при этом развитыми срывами потока. Работа компрессора сопровождается прерывистой (помпажной) подачей воздуха, значительными колебаниями частоты вращения, давления нагнетания и разрежения на всасывании. Последнее и является причиной сильного шума, свидетельствующего о попадании компрессора в помпаж. Эксплуатация двигателя на таких режимах не допускает-

ся. Неустойчивая работа компрессора не только ведет к нарушению воздухообеспечения, но, вследствие колебаний ротора, может вызывать повреждения лопаток и подшипников.

Очевидно, такие факторы, как неравномерное распределение нагрузки по цилиндрам, отложения в окнах, турбокомпрессорах, в утилизационном котле на режимах повышенного сопротивления движению судна, могут вызывать неустойчивую работу турбокомпрессоров значительно чаще, чем при нормальных условиях плавания.

При ходе в балласте, наоборот, рабочая точка компрессора сдвигается вправо от исходной по линии 1 и работа системы наддува характеризуется повышением расхода воздуха, давления наддува и частоты вращения турбокомпрессора.

На режимах нагрузочной и винтовой характеристик двигателя линии рабочих режимов компрессора идут более круто, благодаря чему во всем диапазоне эксплуатационных нагрузок обеспечивается устойчивая работа компрессора, сопровождающаяся незначительным снижением его к. п. д. на режимах малого хода.

Другие особенности системы газотурбинного наддува обуславливаются работой нескольких турбокомпрессоров параллельно на общий ресивер. При одинаковой производительности их рабочие режимы определяются общей кривой, получаемой путем деления суммарного расхода воздуха на число компрессоров. В действительности каждому турбокомпрессору соответствует свой, несколько отличный, режим работы вследствие неидентичности продувочно-выпускных трактов, неравномерности распределения нагрузки по цилиндрам и т. д. Наибольшее расхождение режимов работы компрессоров наблюдается при выключении цилиндров двигателя, когда относительный расход воздуха через компрессор, работающий с полным числом цилиндров, возрастает и его рабочая линия смещается вправо от границы помпажа. У компрессора, работающего на группу с отключенным цилиндром, наоборот, производительность падает, и линия его рабочих режимов смещается в зону помпажа.

Рассмотренные положения имеют значение и для других схем наддува с импульсным подводом газа и числом турбокомпрессоров более одного.

**Характеристика последовательного комбинированного наддува.** В комбинированных схемах наддува расходная характеристика двигателя не совпадает с линией рабочих режимов компрессора.

Различают последовательный наддув с развитой второй ступенью давления (см. схему 3, рис. 34), в которой весь воздух сжимается до давления  $p_{пн} = p_s / \xi_v$  (двигатели Фиат типа S, Гетаверкен типа VGS и др.), и с байпасируемой второй ступенью (см. схему 4, рис. 34 — двигатели Зульцер типов RD и RND, БМЗ), где только часть воздуха (~70%) от общего расхода  $G_s$  сжимается в ППП до давления выше среднего за период продувки и подается в цилиндры в начальной фазе принуди-

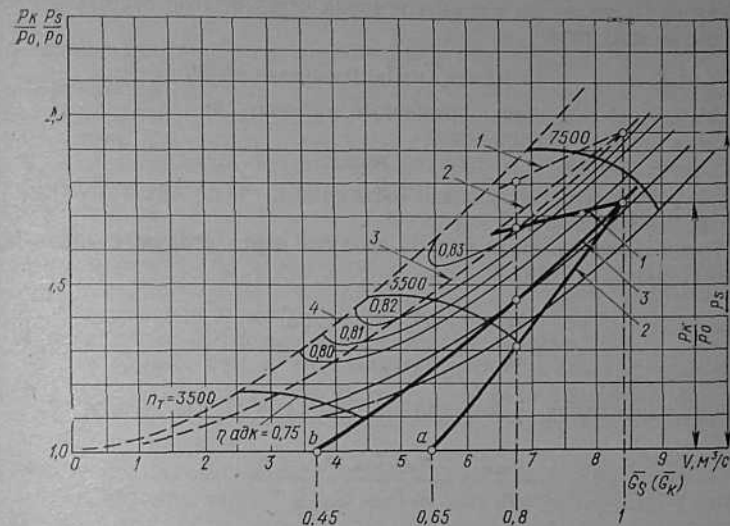


Рис. 36. Линии рабочих режимов компрессора (—) и расходные характеристики двигателя (---) при последовательном наддуве (обозначения 1, 2, 3, 4 — см. подпись к рис. 35)

тельного выпуска. Другая часть поступает на продувку и наполнение цилиндров из общего ресивера первой ступени при давлении  $p_{оп.н} \approx p_s$ , меньшим среднего значения  $p_s$ .

Рассмотрим характеристику последовательного наддува с развитой второй ступенью давления. При ее построении исходим из условия, что относительные расходы по ступеням одинаковые, т. е.  $G_k = G_{пн} = G_s$ , а общая степень повышения давления

$$\varepsilon_{об.н} = \varepsilon_k \varepsilon_{п.н},$$

где  $\varepsilon_{п.н}$ ,  $\varepsilon_k$  — степени повышения давления соответственно в приводном нагнетателе  $\varepsilon_{п.н} = p_{п.н} / p_{оп.н} \approx p_s / p_k$  и компрессоре  $\varepsilon_k = p_k / p_0$ .

Эти условия соблюдаются на всех режимах работы двигателя, и при любом значении  $G_s$  рабочая точка компрессора будет располагаться ниже соответствующей точки на расходной характеристике (рис. 36). При изменении частоты вращения и нагрузки двигателя соотношения величин  $\varepsilon_k$  и  $\varepsilon_{п.н}$  существенно изменяются.

Допустим, нам известна расходная характеристика  $p_s / p_0 = f(\overline{G}_{спр})$  и для построения характеристики схемы наддува необходимо найти положение линий рабочих режимов компрессора  $p_k / p_0 = f(\overline{G}_{к.пр})$ . Вос-

пользуемся уравнением расхода воздуха через вторую ступень давления объемного типа:

$$G_{п.н} = V_{п.н} i_{п.н} \rho_{оп.н} \eta_{пн} k_{п.н} n / 60,$$

где  $V_{п.н}$  — рабочий объем приводного нагнетателя;

$i_{п.н}$  — число нагнетателей;

$\rho_{оп.н}$  — плотность воздуха на входе;

$\eta_{пн}$  — коэффициент подачи (объемный к. п. д. нагнетателя);

$k_{п.н}$  — передаточное число.

Тогда относительный расход воздуха через вторую ступень на новом режиме составит

$$\frac{G'_{п.н}}{G_{п.н}} = \frac{p'_{оп.н} T_{оп.н} \eta'_{пн} n'}{p_{оп.н} T_{оп.н} \eta_{пн} n}, \quad (51)$$

откуда, используя равенство  $G'_{п.н}/G_{п.н} = G'_s/G_s$ , получим:

$$\frac{p'_{оп.н}}{p_0} = \frac{p_{оп.н} T'_{оп.н} \eta'_{пн} G'_s n'}{p_0 T_{оп.н} \eta_{пн} G_s n}. \quad (52)$$

Давление  $p_{оп.н}$  и температура  $T_{оп.н}$  в случае промежуточного охлаждения воздуха связаны с  $p_k$  и  $T_k$  соотношениями  $p_{оп.н} = p_k \xi_u$  и  $T_{оп.н} = T_k - \Delta t_{охл.}$

Из уравнения (52) следует, что если на режимах внешней характеристики цикловая подача воздуха неизменна:  $G'_s n / G_s n' = 1$ , то в силу противоположного и незначительного изменения отношений  $T'_{оп.н} / T_{оп.н}$  и  $\eta'_{пн} / \eta_{пн}$  давление  $p'_{оп.н} \approx \text{const}$ . Но так как  $p'_{оп.н} = p'_k \xi_u$ , то работа компрессора первой ступени на режимах  $h_u = \text{const}$  характеризовалась бы постоянством  $\varepsilon_k$ . С уменьшением  $\bar{G}_s$  имели бы быстрое снижение  $\varepsilon_{п.н}$  до единицы, когда в точке пересечения кривых  $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$ ,  $p_k/p_0 = f(\bar{G}_s)$  произошло бы полное отключение второй ступени давления и переход на характеристику газотурбинного наддува. В действительности такого отключения приводных нагнетателей не происходит. На режимах с пониженными значениями  $n$  и  $h_u = \text{const}$  работа компрессора сопровождается заметным снижением  $p_k$ , цикловой подачи воздуха и запаса по помпажу (сплошная линия 1 рис. 36).

На режимах нагрузочной характеристики  $n/n' = 1$  отношение  $p'_{оп.н}/p_0 = p'_k/p_0$  с уменьшением  $p_e$  согласно уравнению (52) падает примерно пропорционально  $G'_s/G_s$ . В точке  $a$  наступает характерный режим, когда  $p'_k/p_0 = 1$ , и компрессор отключается еще при значительном расходе воздуха ( $\bar{G}_s \approx 0,65$ ) — сплошная линия 2 на рис. 36. Нетрудно видеть, что на режимах нагрузочной характеристики, в противоположность режимам внешней характеристики, обеспечивается устойчивая работа турбокомпрессора, но с уменьшением подачи топ-

лива существенно снижаются его мощность, к. п. д. и при еще больших значениях  $\bar{G}_s$  происходит полное отключение газотурбинной ступени. На пониженных нагрузках ( $\bar{G}_s < 0,65$ ) двигатель обеспечивается воздухом, подаваемым только приводными нагнетателями второй ступени, для которых турбокомпрессоры создают лишь дополнительное сопротивление. Поэтому, например, на двигателях Гетаверкен типа VGS на ресивере первой ступени предусматривают установку автоматических пластинчатых клапанов, сообщающих ресивер первой ступени с атмосферой при падении давления в нем ниже  $p_0$ .

При работе по винтовой характеристике линия рабочих режимов компрессора (сплошная линия 3, рис. 36) занимает промежуточное положение между линиями 1 и 2, что является результатом снижения частоты вращения и подачи топлива.

Характерный режим  $p'_k/p_0 = 1$  наступает в точке  $b$  при значении  $\bar{G}'_s \approx 0,45$ , т. е. на режимах малого хода турбокомпрессоры также отключаются и энергия выпускных газов не используется для наддува двигателя.

Несколько иначе протекают рабочие режимы компрессора в схеме последовательного наддува с байпасируемыми ППН при импульсном подводе газа к турбине. Например, для двигателя Зульцер 6RD76 при снижении частоты вращения по винтовой характеристике увеличение  $\varepsilon_{п.н}$  составляет не более 3% и турбокомпрессоры работают в более широком диапазоне эксплуатационных режимов.

Особенностями прохождения кривых  $p_k/p_0 = f(\bar{G}_k)$  на различных режимах объясняется выбор постоянного давления газов перед турбиной и промежуточное охлаждение воздуха в системах последовательного наддува с развитой второй ступенью давления. На малых нагрузках, малых ходах, пусках и маневрировании, когда энергия газов мала, двигатель обеспечивается воздухом от приводных нагнетателей и турбокомпрессоры работают в устойчивой области.

**Характеристика параллельного комбинированного наддува.** Схемы параллельного комбинированного наддува в различных вариантах широко используются в двигателях МАН (см. схемы 5—8, рис. 34). Обычно в судовых крейцкопфных двигателях в качестве приводного нагнетателя, работающего в параллель с турбокомпрессорами на общий ресивер, используются ППН цилиндров ( $1/3, 1/2$  от числа цилиндров). Для этого в подпоршневой полости предусматривается установка клапанной коробки, образующей на продолжении рабочей втулки замкнутый объем подпоршневого насоса [11].

В параллельной схеме наддува турбокомпрессоры и ППН работают на общий ресивер и расход воздуха на двигатель

$$G_s = G_k + G_{п.н},$$

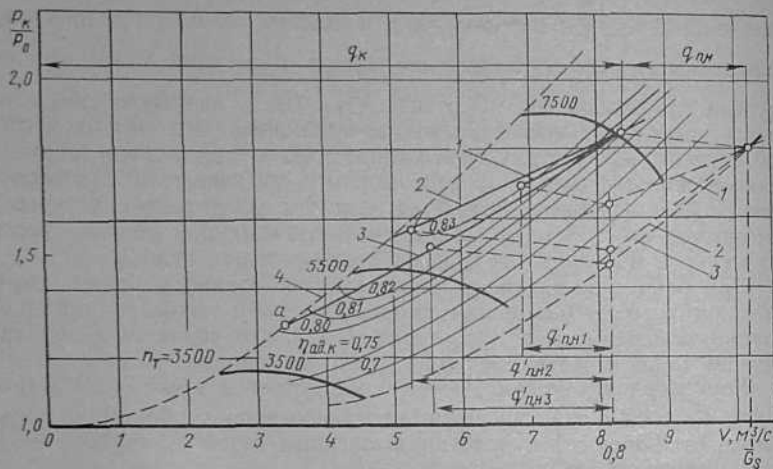


Рис. 37. Линии рабочих режимов компрессоров (—) и расходные характеристики двигателя (---) при параллельном наддуве (обозначения 1, 2, 3, 4 — см. подпись к рис. 35).

или в относительных величинах

$$1 = q_k + q_{п.н},$$

где  $q_k = G_k/G_s$ ,  $q_{п.н} = G_{п.н}/G_s$  — соответствующие относительные расходы воздуха.

Эти условия сохраняются на всех эксплуатационных режимах. Рабочая точка компрессора на исходном режиме определяется величиной доли воздуха  $q_k$  и давлением  $p_k/p_0 = p_s/p_0 \cdot \xi_n$ , а при изменении  $\bar{G}_s$  — путем вычитания из общего расхода  $\bar{G}_s$  величины  $q'_{п.н}$  при давлении  $p'_k/p_0 = p'_s/p_0 \cdot \xi_n$  (рис. 37).

В результате режимная линия компрессора  $p_k/p_0 = f(\bar{G}_s)$  располагается слева от расходной  $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$ .

В зависимости от условий меняются соотношения между производительностями компрессоров и ППН, что и приводит к изменению

величин  $q_k$ ,  $q_{п.н}$  и положения кривых  $p_k/p_0 = f(\bar{G}_s)$ .

Пусть исходный режим характеризуется некоторыми известными значениями величин  $q_k$ ,  $q_{п.н}$  и  $p_s/p_0$ . Тогда при изменении режима новые доли расхода воздуха  $q'_k$  и  $q'_{п.н}$  можно найти из выражений:

$$q'_k = q_k \frac{G_s}{G'_s} \frac{a'_k}{a_k},$$

$$q'_{п.н} = q_{п.н} \frac{G_s}{G'_s} \frac{c_{п.н}}{c_{п.н}}. \quad (53)$$

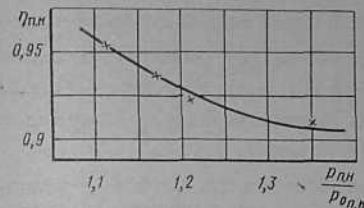


Рис. 38. Изменение коэффициента подачи ППН двигателя МАН К9Z70/120 А5 в зависимости от степени сжатия  $p_{п.н}/p_{оп.н}$ .

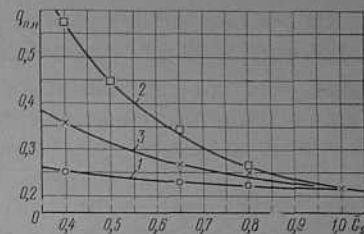


Рис. 39. Изменение доли воздуха  $q_{п.н}$ , подаваемого подпоршневыми насосами, в системе параллельного наддува двигателя МАН К9Z70/120 А5 на режимах внешней (1), нагрузочной (2) и винтовой (3) характеристик.

Так как  $q'_k = 1 - q'_{п.н}$ , то для анализа положения линии рабочих режимов компрессора на характеристике по известной кривой  $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$  достаточно рассмотреть формулу для величины  $q'_{п.н}$ .

Для ППН, работающих в параллель,

$$\bar{G}_{п.н} = V_{п.н} i_{п.н} \rho_{оп.н} \eta_{п.н} \frac{n}{60}.$$

В общем случае при изменении режима, числа ППН и условий на входе в ППН

$$\frac{\bar{G}'_{п.н}}{\bar{G}_{п.н}} = \frac{i'_{п.н} \rho'_{оп.н} \eta'_{п.н} n'}{i_{п.н} \rho_{оп.н} \eta_{п.н} n}.$$

Подставляя это выражение в формулу (53), получим:

$$q'_{п.н} = q_{п.н} \frac{G_s i'_{п.н} \rho'_{оп.н} \eta'_{п.н} T_{оп.н} n'}{G'_s i_{п.н} \rho_{оп.н} \eta_{п.н} T_{оп.н} n}. \quad (54)$$

Влияние режима на кривую  $p_k/p_0 = f(\bar{G}_s)$  рассмотрим при постоянных значениях  $\rho_{оп.н}$ ,  $T_{оп.н}$  и работе с неизменным числом ППН. Тогда выражение (54) примет вид

$$q'_{п.н} = q_{п.н} \frac{\eta'_{п.н} G_s n'}{\eta_{п.н} G'_s n}. \quad (55)$$

Коэффициент подачи ППН в основном есть функция отношения давления  $p_{п.н}/p_{оп.н}$  (рис. 38), а  $q_{п.н}$  зависит от  $\bar{G}_s$  и режима работы двигателя (рис. 39). Используя кривые  $\eta_{п.н} = f(p_{п.н}/p_{оп.н})$ ,  $q_{п.н} = f(\bar{G}_s)$ , можно дать следующую оценку положения линии  $p_k/p_0 = f(\bar{G}_s)$  (см. рис. 37).



На режимах внешней характеристики и неизменной цикловой подачи воздуха ( $G_s n' / G_s' n = 1$ ) величина  $q'_{п.н} = q_{п.н} \frac{\eta'_{п.н}}{\eta_{п.н}} \approx \text{const}$ . В действительности при снижении  $n G_s n' / G_s' n < 1$  и  $q'_{п.н}$  возрастает. Однако ввиду общего уменьшения расхода  $G_s'$  длина отрезка  $q'_{п.н}$  сокращается и запас по помпажу увеличивается (линия 1, рис. 37)

Переход на характеристику «легкого» винта, наоборот, вследствие повышения частоты вращения  $n'$  и уменьшения  $G_s'$  сопровождается увеличением  $q'_{п.н}$  и сокращением запаса по помпажу компрессора. Отсюда — возможность рассогласовывания характеристик и попадание компрессора в помпаж в системе параллельного комбинированного наддува. Случаи помпажа встречаются на двигателях МАН при ходе в балласте и работе на винт уменьшенного шага или диаметра вследствие его замены или ремонта.

Худшие условия работы турбокомпрессоров в отношении устойчивости отмечаются на режимах нагрузочной характеристики, когда  $n' / n = 1$ , а уменьшение  $G_s' / G_s$  и увеличение  $\eta'_{п.н} / \eta_{п.н}$  при снижении нагрузки приводят к резкому возрастанию  $q'_{п.н}$  [формула (55)].

В результате линия рабочих режимов компрессора (кривая 2, рис. 37) уже при  $G_s = 0,8$  достигает границы помпажа. Дальнейшее уменьшение подачи топлива приводит к неустойчивой работе компрессора. Для главных судовых дизелей такие условия возникают при работе на волнении. Как показывает практика, в параллельных схемах наддува компрессоры иногда попадают в помпаж, особенно при ходе в балласте, когда запас на устойчивую работу меньше обычного.

На режимах винтовой характеристики вследствие снижения частоты вращения и подачи топлива возрастание  $q'_{п.н}$  менее значительно, чем при  $n = \text{const}$ , и режимная линия компрессора определяется кривой 3 на рис. 37. Однако и в этом случае на режимах малого хода (левее точки  $a$ ) компрессор попадает в помпаж.

Таким образом, устойчивая работа турбокомпрессоров возможна не во всей области эксплуатационных режимов, что и является основным недостатком этих схем.

Отмеченный недостаток устраняется путем корректирования характеристик, что приводит к необходимости предусматривать дополнительные устройства и вводить в систему элементы управления.

Наиболее просто задача решается корректированием расходной характеристики двигателя. На режимах малого хода часть воздуха из ресивера сгравливается в атмосферу через противопомпажный клапан (см. схему 5, рис. 34). Открытие противопомпажного клапана ведет к более пологому изменению расходной характеристики, и рабочие точки компрессора располагаются в области устойчивых режимов (рис. 40). При выходе на режим с достаточным запасом по помпажу (точка  $k$ ) противопомпажный клапан

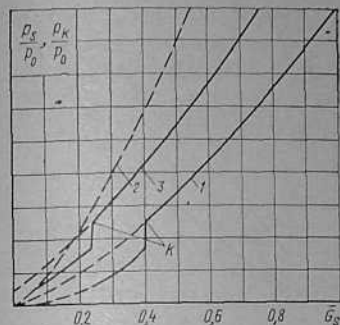


Рис. 40. Корректирование характеристики параллельного наддува включением противопомпажного клапана:

1 — гидравлическая характеристика двигателя; 2 — граница помпажа компрессора; 3 — линия рабочих режимов компрессора; К — момент закрытия противопомпажного клапана

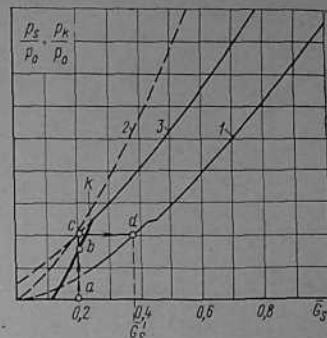


Рис. 41. Корректирование рабочей линии компрессора в схеме последовательно-параллельного наддува:

степени повышения давления:  $av$  — в турбокомпрессоре;  $bc$  — в последовательно включенных ППН;  $cd$  — добавка воздуха параллельно включенными ППН (обозначения 1, 2, 3 — см. подпись к рис. 40).

закрывается. Сгравливание воздуха из ресивера иногда прибегают в штормовых условиях, когда включением регулятора стабилизируется скоростной режим работы двигателя.

Второй способ состоит в корректировании самой рабочей линии компрессора с помощью воздушных эжекторов (см. схему 6, рис. 34) или подключения ППН части цилиндров для последовательной работы с турбокомпрессорами на режимах малого хода (см. схемы 7, 8, рис. 34). Последние схемы наддува лишь условно могут быть названы последовательно-параллельными, так как последовательно включенные ППН используются только на режимах малого хода, а в области остальных эксплуатационных режимов система работает как параллельная. Обвод зоны помпажных режимов осуществляется в результате работы последовательно включенных ППН, отсасывающих воздух, подаваемый турбокомпрессорами в ресивер первой ступени. На рис. 41 стрелками показан выход на расходную характеристику двигателя при некотором расходе  $G_s$ .

Однако с увеличением нагрузки двигателя объемная производительность компрессоров возрастает быстрее объемной производительности последовательных ППН, повышение давления во второй ступени резко замедляется и в точке  $k$  равно нулю. Последовательно включенные ППН не в состоянии более отсасывать воздух из ресивера первой ступени, их всасывающие и нагнетательные клапаны перепадом давления удерживаются в открытом состоянии и служат только для перепуска воздуха из ресивера пер-

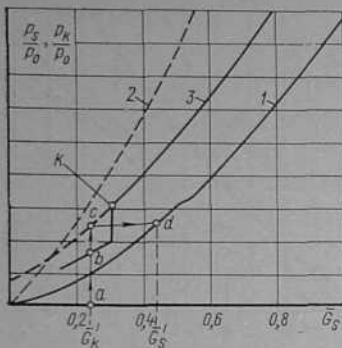


Рис. 42. Корректирование характеристики параллельного наддува включением эжектора:

$K$  — момент отключения эжектора;  $bc$  — повышение давления в эжекторе (обозначения 1, 2, 3 — см. подпись к рис. 40)

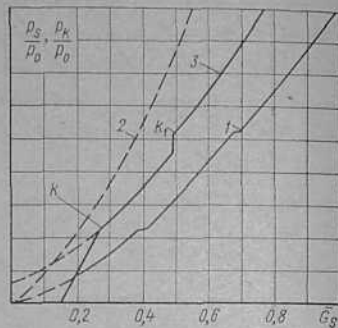


Рис. 43. Корректирование характеристики последовательно-параллельного наддува с переключением ППН:

$K_1$  — момент переключения последовательных ППН;  $K_2$  — момент переключения ППН на параллельную работу с турбокомпрессором (обозначения 1, 2, 3 — см. подпись к рис. 40)

вой ступени в ресивер второй. Основная масса воздуха перепускается в ресивер второй ступени через пластинчатые клапаны, установленные на перегородке между ресиверами (см. схему 7, рис. 34). Начиная с точки  $k$  наддув осуществляется по обычной параллельной схеме. Помимо корректирования рабочей линии компрессора, использование ППН всех цилиндров позволяет обеспечить двигатель воздухом при пусках и маневрах без дополнительного электроприводного нагнетателя.

В схемах параллельного наддува с использованием эжектора коррекция рабочих режимов показана на рис. 42. При пуске и малых ходах ППН работают на эжектор, понижая давление за компрессором. В точке  $k$  ППН переводятся на параллельную подачу воздуха в ресивер и подача его к эжектору прекращается.

Применение ППН цилиндров в качестве приводных нагнетателей в схемах параллельного наддува позволяет также корректировать положение рабочей линии компрессора в области режимов выше среднего хода, правее точки  $k$  (рис. 43). С этой целью один или два ППН оборудуют переключающими устройствами [23], позволяющими менять режим работы ППН с последовательного на параллельный (см. схему 8, рис. 34).

**Характеристика последовательно-параллельного комбинированного наддува.** Последовательно-параллельный принцип работы ППН и турбокомпрессоров на всех эксплуатационных режимах осуществлен в схеме 9 (см. рис. 34), где для его реализации используют байпасируемые ППН. Часть ППН включается последовательно (как в двигателе Зульцер RD), часть — параллельно со всасыванием воздуха из машинного отделения и пода-

чей его в замкнутые буферные объемы у продувочных окон. Такое включение ППН придает системе наддува новые свойства в отношении согласования расходной характеристики двигателя с характеристикой компрессора.

В данном случае на рабочие режимы компрессора оказывают влияние два фактора: последовательное сжатие воздуха, поступающего от турбокомпрессора в ППН части цилиндров

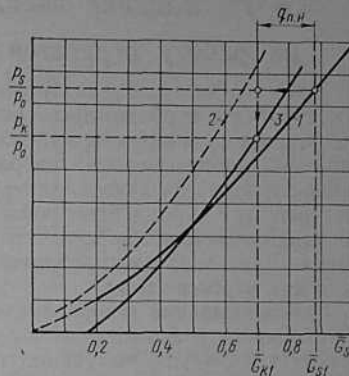


Рис. 44. Характеристика последовательно-параллельного наддува (обозначения 1, 2, 3 — см. подпись к рис. 40)

$$\bar{G}_k = \bar{G}_{п.н. пос} \quad , \quad \text{и}$$

$$\varepsilon_{общ} = \frac{p_k}{p_0} \frac{p_s}{p_{оп.н} \varepsilon_n} = \varepsilon_k \varepsilon_{п.н} \frac{1}{\varepsilon_n} ;$$

подача дополнительного воздуха параллельно работающими ППН в количестве  $\bar{G}_{п.н}$  и повышение его давления до величины  $p_{п.н.}$  равной среднему давлению  $p_s$ ,

$$\bar{G}_s = \bar{G}_k + \bar{G}_{п.н.},$$

$$(1 = q_k + q_{п.н.}) \quad \text{и} \quad p_{п.н.} = p_s.$$

При известных значениях  $q_{п.н.}$  и  $\varepsilon_{п.н.}$  режим компрессора определяется путем вычитания из общего расхода воздуха  $\bar{G}_{s1}$  параллельной добавки воздуха  $q_{п.н.}$  и смещения полученной точки вниз по ординате  $\bar{G}_{k1}$  до давления  $p_k/p_0$ . Выполняя такое построение для различных значений  $\bar{G}_s$ , получим линию рабочих режимов компрессора  $p_k/p_0 = f(G_s)$  — кривая 3 на рис. 44. Если величина  $q_{п.н.}$  больше степени повышения давления  $\varepsilon_{п.н.}$ , то рабочая линия компрессора пересекается с расходной характеристикой двигателя. Очевидно, изменением соотношения числа последовательно и параллельно включенных ППН можно смещать линию компрессора в направлении оси абсцисс, а изменением  $\varepsilon_{п.н.}$  придавать ей различный наклон. Иначе говоря, в смешанной схеме наддува легче достигнуть оптимального согласования характеристик двигателя и компрессора, когда на всех эксплуатационных режимах обеспечивается наибольший к. п. д. компрессора и достаточный запас по помпажу [24].

## § 11. Влияние эксплуатационных факторов на работу агрегатов наддува и двигателя

Кроме режимных факторов, на показатели наддува, устойчивость работы турбокомпрессоров, а следовательно, в определенной мере и на мощность, надежность работы двигателя оказывают влияние закоксовывание газораспределительных органов, загрязнение трактов, воздухоохладителей, байпасных клапанов, защитных решеток турбин, проточной части турбокомпрессоров, занося утилизационных котлов. Эти обстоятельства необходимо учитывать при назначении режимов работы и организации профилактических мероприятий.

Закоксовывание газораспределительных органов и уменьшение эквивалентного сечения  $\mu F'_{\text{экв}}$  на режимах  $h_a \eta_{\text{п}} = \text{const}$  ведут к росту температуры выпускных газов в связи с уменьшением расхода воздуха  $\bar{G}_s$  — см. формулу (47). При большом коэффициенте избытка ( $\alpha = 2 \div 2,2$ ) снижение  $\bar{G}_s$  до некоторых пределов может и не вызывать ухудшения индикаторного процесса, т. е. сохраняются частота вращения ( $n' = n$ ) и составляющие теплового баланса ( $q'_r = q_r$ ). Полагая  $T'_s = T_s$ , согласно формуле (50) имеем:

$$\frac{T'_r - T_s}{T_r - T_s} = \frac{1}{\bar{G}_s}, \quad (56)$$

и разность ( $T'_r - T_s$ ) возрастает в обратной зависимости от  $\bar{G}_s$ . Если условие  $n' = n$  не соблюдается, например вследствие нарушения газообмена и снижения индикаторного к. п. д., то разность температур ( $T'_r - T_s$ ) изменится в обратной зависимости от циклового расхода воздуха:

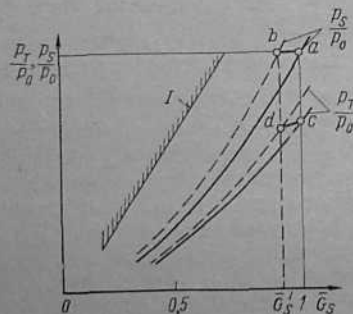


Рис. 45. Гидравлические характеристики  $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$ ,  $p_r/p_0 = f(\bar{G}_s)$  при чистых (—) и закоксованных (---) газораспределительных органах; I — граница помпажа

Определяя связь температуры  $T_r$  и расхода воздуха  $\bar{G}_s$  по формулам (56), (57), из уравнений (49), (48) находим новое давление газа за турбиной  $p'_r/p_0$  и перед турбиной  $p'_t/p_0$  (точка d, рис. 45). Давление  $p'_t/p_0$  несколько ниже начального в точке c. Из равенства  $\xi'_r = p'_r/p'_t = p_r/p_t = \text{const}$  находим давление за выпускными органами  $p'_r/p_0$  и по формуле (47) опреде-

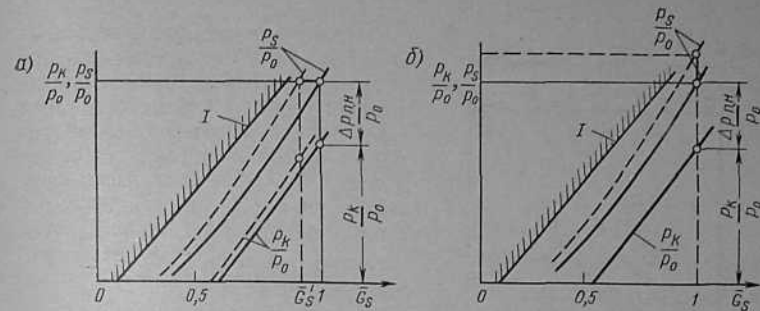


Рис. 46. Характеристики последовательного комбинированного наддува при чистых (—) и закоксованных (---) газораспределительных органах с центробежным (а) и объемным (б) нагнетателем второй ступени давления; I — граница помпажа

ляем давление  $p'_s/p_0$  при меньшем сечении  $\mu F'_{\text{экв}}$ . Так как в уравнении (47) отношение  $\mu F_{\text{экв}}/\mu' F'_{\text{экв}} > 1$ , то давление  $p'_s/p_0$  мало меняется; точка a на рис. 45 перемещается в точку b, и перепад давления на продувку цилиндров несколько возрастает.

Очевидно, при закоксованных газораспределительных органах для двигателя, работающего по винтовой характеристике, гидравлические характеристики  $p_r/p_0 = f(\bar{G}_s)$  и  $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$  идут более круто и смещаются в область меньших расходов.

В схемах газотурбинного наддува  $p_s/p_0 \approx p_r/p_0$  и закоксовывание газораспределительных органов ведет к уменьшению запаса по помпажу компрессора. Работа агрегата наддува характеризуется снижением частоты вращения  $n_r$ , расхода воздуха  $G_k$  и незначительными изменениями давления  $p_k$ .

В схемах последовательного комбинированного наддува положение режимной линии компрессора зависит еще и от характеристики приводных нагнетателей. Если в качестве приводного нагнетателя используется центробежный компрессор, то с выходом на режим полного хода ( $n' = n$ ) давление  $p'_k/p_0$  при уменьшении сечения окон упадет в основном вследствие снижения расхода  $\bar{G}'_s$  и мощности турбины. Характеристика системы наддува при работе на винт изменится в соответствии с пунктирными кривыми на рис. 46, а; несколько возрастет повышение давления во второй ступени  $\Delta p_{n,II}/p_0$ , упадет давление  $p'_k$  и частота вращения  $n'_r$ .

Если вторая ступень объемного типа, то изменение сечения тракта мало влияет на изменение расхода. Согласно формуле (51), при  $G'_s/G_s = \text{const}$ ,  $n' = n$ ,  $T_{\text{оп,II}} = T_{\text{оп,II}}$  и  $\eta'_{\text{п,II}} = \eta_{\text{п,II}}$  имеем равенство давлений за компрессором и сохранение режима его работы (рис. 46, б). Однако такие условия достигаются ценой увеличения нагрузки на вто-

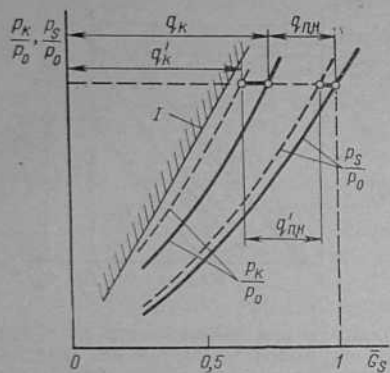


Рис. 47. Характеристика параллельного комбинированного наддува при чистых (—) и закоксованных (---) газораспределительных органах:  
I — граница помпажа

от изменения относительной величины  $q_{n,II}$  — см. формулу (55). Уменьшение  $G_s$  приведет к росту  $q'_{n,II}$ , сокращению относительной подачи воздуха компрессором  $q'_k = 1 - q'_{n,II}$  и смещению его рабочей точки к границе помпажа практически при  $p_s/p_0 = \text{const}$  (рис. 47).

**Загрязнение защитной решетки перед турбиной** происходит при нарушении процессов смазки и сгорания тяжелого топлива. Следствием этого является повышение сопротивления выпускного трубопровода, снижение мощности турбины и производительности компрессора.

При неизменном режиме работы двигателя, согласно формулы (50), в обратной зависимости от  $\bar{G}_s$  возрастает температура газов  $T'_T$ , т. е. имеют место те же условия изменения параметров наддува, что и в случае закоксовывания окон. А именно, согласно формулам (48), (47) снижаются давления  $p'_T/p_0$ ,  $p'_s/p_0$ , кривые  $p_T/p_0 = f(\bar{G}_s)$ ,  $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$  смещаются в область меньших расходов, перепад давления на продувку падает и газообмен ухудшается. При газотурбинном и параллельном комбинированном наддуве уменьшается также запас по помпажу компрессора.

В практике эксплуатации встречаются случаи, когда при загрязнении решетки одного из турбокомпрессоров последний попадает в помпаж. Однако это обуславливается не только повышением сопротивления тракта, но и перераспределением расходов воздуха между компрессорами, работающими параллельно на общий ресивер; производительность данного компрессора снижается, а расход воздуха через другие компрессоры относительно возраста-

ет. Нетрудно видеть (рис. 48), что при таком перераспределении расходов рабочая линия первого компрессора перемещается влево в большей мере, чем кривая  $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$ , и располагается в зоне помпажных режимов.

Таким образом, как и в двигателе без наддува, характерным признаком закоксовывания окон при последовательном наддуве с объемной второй ступенью является повышение давления  $p'_s/p_0$ .

В системах параллельного комбинированного наддува положение рабочей линии компрессора на характеристике будет зависеть еще и

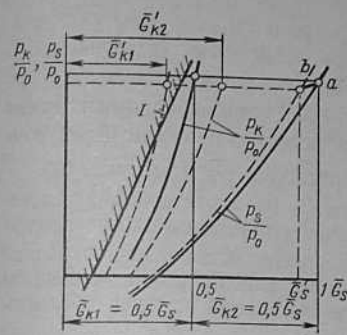


Рис. 48. Влияние загрязнения защитной решетки турбины на характеристику газотурбинного наддува:  
I — граница помпажа

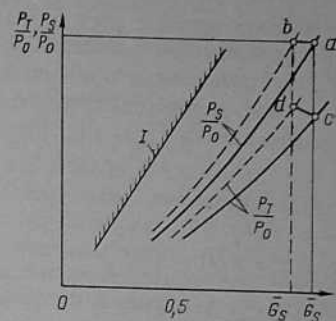


Рис. 49. Гидравлические характеристики тракта при чистых (—) и загрязненных (---) каналах турбины:  
I — граница помпажа

ет. Нетрудно видеть (рис. 48), что при таком перераспределении расходов рабочая линия первого компрессора перемещается влево в большей мере, чем кривая  $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$ , и располагается в зоне помпажных режимов.

Как уже отмечалось, подобная картина изменения рабочих линий компрессоров может быть не только по причине неодинакового закоксовывания решеток турбины. При импульсном подводе газа к турбине перераспределение расходов между турбокомпрессорами, работающими параллельно на общий ресивер, вызывается также неравномерным распределением мощности по цилиндрам, различной степенью закоксованности их газораспределительных органов и наиболее резко проявляется при выключении одного из цилиндров, когда, как правило, компрессор, работающий от группы с неполным числом цилиндров, попадает в помпаж.

**Закоксовывание сопловых и рабочих каналов турбины** возникает также по причине нарушения режимов смазки цилиндров, неудовлетворительного распыливания и сгорания тяжелого топлива. Кроме уменьшения пропускной способности турбины  $\mu'F'_T$ , оно ведет к снижению ее к.п.д., может вызвать нарушения балансировки ротора и опасные вибрации агрегатов [25].

При сохранении подачи топлива работа двигателя с отложениями в турбине сопровождается уменьшением подачи воздуха за цикл  $G'_s/n'$  и ростом температуры газов  $T'_T$ . Однако, как это видно из уравнения (48), уменьшение пропускной способности  $\mu'F'_T$ , снижение расхода  $\bar{G}_s$  и увеличение отношения  $T'_T/T_T$  ведет к росту давления  $p'_T/p_0$ ; точка *c* исходного режима переместится в точку *d* и характеристика  $p_T/p_0 = f(\bar{G}_s)$  для нового состояния турбины займет положение пунктирной кривой на рис. 49.

В соответствии с ростом давления  $p'_\tau/p_0$  и уменьшением  $G'_s$  происходит и изменение давления в ресивере  $p'_s/p_0$  — см. уравнение (47).

Расчетные данные показывают, что в этих условиях давление  $p'_s/p_0$  падает или, в лучшем случае, сохраняется постоянным. Гидравлическая характеристика  $p'_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$  при новых условиях проходит через точку  $b$  и смещается в область меньших расходов  $\bar{G}_s$  (см. рис. 49).

Что касается влияния уменьшения  $p'_\tau/p_0$  на характеристику системы наддува, то аналогично рассмотренным случаям смещение кривой  $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$  в зону меньших расходов ведет к сокращению запаса по помпажу компрессора, а при последовательном комбинированном наддуве — к увеличению степени сжатия во второй ступени объемного типа.

Занос поверхностей утилизационного котла и глушителя приводит к росту противодействия за турбиной  $p_{от}/p_0$ ; падает ее мощность, снижается расход  $\bar{G}_s$ , повышается температура газов, а гидравлические характеристики  $p_\tau/p_0 = f(\bar{G}_s)$  и  $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$  смещаются в область меньших значений  $\bar{G}_s$ .

Таблица 3

Влияние сопротивления выпуска на параметры двигателя 9ДКРН 74/160-2

Сопротивление тракта за турбиной $p_{от}$ , мм вод. ст.	Показатели работы двигателя						
	Давление $p_K$ , мм рт. ст.	Давление, кгс/см <sup>2</sup>			$g_e$ г/э. л.с. · ч	Температуры, °С	
		$p_c$	$p_z$	$p_l$		$t_r$	$t_t$
300	495	55,8	66,2	9,42	160,5	371	438
400	475	55,2	66,8	9,40	160,9	378	441
650	465	55,4	66,5	9,58	161,0	383	453

При существующих конструкциях утилизационных котлов и глушителей сопротивление тракта за турбиной не превышает 200—300 мм вод. ст. при полной нагрузке. Опытные данные (табл. 3) свидетельствуют, что повышение его до 650 мм вод. ст. незначительно отражается на показателях работы двигателя. Такие большие повышения давления  $p_{от}$  в эксплуатации встречаются редко.

Однако очистка утилизационных котлов способствует поддержанию параметров наддува и двигателя на уровне номинальных значений.

Изменение температуры воздуха и выпускных газов по причине загрязнения воздухоохладителей, изменения внешних условий (температуры и влажности воздуха, температуры забортной воды), процесса сгорания, согласно формулам (50), (47) и (48), ведет к снижению циклового расхода воздуха  $G'_s/n'$  и отражается

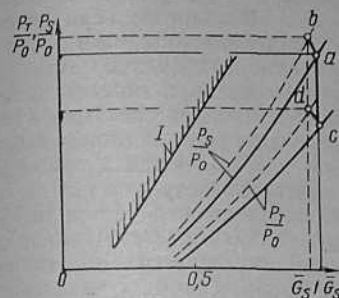


Рис. 50. Гидравлические характеристики тракта при нормальной (—) и повышенной (---) температурах выпускных газов:  
1 — граница помпажа

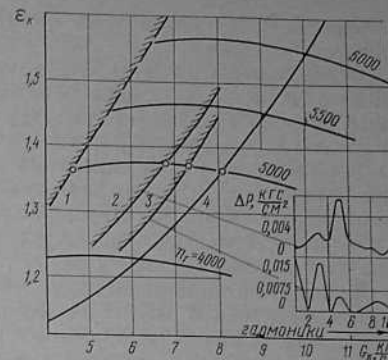


Рис. 51. Влияние колебания давления нагнетания на расположение границы помпажа компрессора TL 680H на двигателе 8ДКРН 74/160-2:  
1, 2, 3 — границы помпажа; 4 — расходная характеристика

на гидравлических характеристиках тракта. Например, если вследствие ухудшения распыливания и сгорания топлива возрастают относительные потери тепла с выпускными газами  $q'_r$  и температура на выпуске  $T'_\tau$ , то даже при некотором снижении частоты вращения  $n'$  и  $h_a \eta_n = \text{const}$ , согласно равенству (50), имеем уменьшение расхода воздуха  $G'_s$ .

Соотношение величин  $G'_s/G_s$  и  $\sqrt{T'_\tau/T_\tau}$  в уравнении (48) обычно таково, что давление  $p'_\tau/p_0$  в точке  $d$  повышается по сравнению с исходным значением  $p_\tau/p_0$  в точке  $c$  (рис. 50). В новых условиях несколько возрастает и давление наддува  $p'_s/p_0$  (точка  $b$  на рис. 50). Как и ранее, для режимов винтовой характеристики кривые  $p_\tau/p_0 = f(\bar{G}_s)$  и  $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$  смещаются в область меньших расходов.

Физическая сторона таких изменений объясняется увеличением объемного расхода газа, повышенными скоростями и потерями давления в тракте.

В целом на двигателе с турбонаддувом увеличение температур воздуха и газов мало отражается на параметрах наддува и показателях двигателя, так как с повышением  $p_\tau$  и  $T_\tau$  возрастает мощность турбины и расход воздуха снижается незначительно.

Колебания давления воздуха и газов. Влияние различных эксплуатационных факторов на гидравлические характеристики и рабочую линию компрессора рассматривалось в предположении, что изопараметрические линии компрессора (линии постоянных оборотов и к. п. д.) и граница помпажа сохраняются неизменными и соответствуют условиям их получения на стенде, когда отсутствуют

колебания давлений на входе и выходе и частоты вращения ротора.

В действительности работа компрессора на двигателе существенно отличается от стендовых условий. Вследствие периодического расхода воздуха на продувку цилиндров, возможного заброса газов из цилиндра в ресивер, неравномерной подачи воздуха ППН размах колебаний давления за компрессором может достигать  $0,08 \text{ кгс/см}^2$ . При неблагоприятной компоновке системы наддува (малый объем ресивера, подвод воздуха от компрессора в тупиковые части ресивера, неудачный выбор порядка работы ППН) колебания давления могут существенно возрасти [25].

Даже при незначительных колебаниях давления в штатном ресивере двигателя 8 ДКРН 74/160 ( $\Delta p_{\text{max}} = 0,008 \text{ кгс/см}^2$ ) область устойчивых режимов компрессора резко сокращается и граница помпажа (линия 2) перемещается в зону больших расходов (рис. 51). Запас по помпажу компрессора, оцениваемый на стенде в 33% (линия 1) на двигателе уменьшился до 18,5%. На рис. 51 видно, что изменение амплитуды и спектра колебаний воздуха в ресивере вызывает дальнейшее смещение границы помпажа в область больших расходов (линия 3).

Столь значительное влияние колебаний давления на линии нагнетания на границу помпажа компрессора вызывает определенные трудности при согласовании характеристик двигателя и компрессора в процессе доводки системы наддува и в условиях эксплуатации. Действительный запас по помпажу оказывается существенно меньше расчетного и различные эксплуатационные факторы могут вызывать неустойчивую работу компрессора и нарушение воздухообеспечения двигателя.

Для улучшения условий работы компрессора надо стремиться к подводу воздуха в среднюю часть ресивера, где колебания давления обычно меньше, чем у торцов.

Колебания давления в ресивере возбуждаются также подачей воздуха ППН в комбинированных схемах наддува. Здесь первоначальное значение имеет равномерность подачи воздуха ППН, способствующая расширению зоны устойчивых режимов [11].

На снижение амплитуды колебаний давления за компрессором оказывает влияние и сопротивление воздухоохладителя. Известны случаи, когда резкое снижение гидравлического сопротивления воздухоохладителя вследствие замены оребренных трубок на гладкие вызвало помпаж компрессоров по причине распространения колебаний давления воздуха из ресивера в нагнетательные трубопроводы компрессоров.

Следует учитывать и такие явления, как заброс газов, когда запас по помпажу компрессора сокращается из-за возбуждения колебаний в ресивере и уменьшения эквивалентного сечения  $\mu F_{\text{отв}}$ . В этом случае помпаж возникает при полных нагрузках двигателя, когда заброс газов проявляется наиболее сильно. Отметим, что неравномерное распределение нагрузки по цилиндрам или выключение одного из них вызывает не только рассогласова-

ние рабочих линий компрессоров, но и изменение границы помпажа вследствие повышенной неравномерности вращения ротора. Наконец, подчеркнем, что наиболее тяжелые условия в отношении колебаний давления и помпажа компрессора создаются при аварии цилиндра и перекрытии его газораспределительных органов.

Обычно в таких условиях невозможно добиться устойчивой работы компрессора путем стравливания воздуха из ресивера в атмосферу. Во избежание разрушений подшипников и повреждения лопаток помпаж компрессора ослабляется переводом двигателя на режим малого хода. К таким мерам приходится прибегать и в других случаях помпажа компрессора, так как сам по себе помпаж компрессора, тем более перепуск воздуха из линий нагнетания в атмосферу, ведет к снижению параметров наддува, росту температуры выпускных газов, теплонапряженности деталей ЦПГ, ухудшению продувки цилиндров, неполному сгоранию топлива и дымому выпуску.

**Загрязнение турбокомпрессора.** В процессе эксплуатации на фильтре, входном устройстве, в проточной части компрессора и турбины постепенно накапливаются продукты неполного сгорания топлива, углеводородных соединений, получаемые при конденсации и окислении паров топлива и масла, а также минеральные вещества, поступающие в компрессор из атмосферы в виде пыли, аэрозолей. В лабиринтных уплотнениях ротора также происходит отложение нагара, особенно со стороны турбины при недостаточном отрегулированном давлении запирающего воздуха.

Возможны и другие повреждения лопаток обломками поршневых колец или частицами твердого кокса. Все это ухудшает характеристики наддувочных агрегатов, снижаются их к.п.д., давление и расход воздуха на двигатель. Для поддержания параметров наддува инструкции по эксплуатации предусматривают периодические осмотры и чистки турбокомпрессоров (обычно через 3000—5000 ч работы).

Выше было показано, что закоксовывание сечения соплового аппарата турбины, несмотря на сохранение или даже некоторое повышение давления наддува и частоты вращения турбокомпрессора, ведет к уменьшению расхода воздуха, росту температуры выпускных газов и уменьшению перепада давления на продувку цилиндров и запаса по помпажу компрессора. В работе [16] дается подробный анализ влияния загрязнения проточной части турбины на ее к.п.д. Указывается, что увеличение потерь на трение в каналах вследствие отложений вызывает снижение коэффициентов скорости при истечении газа из сопловых и рабочих лопаток и уменьшает окружной к.п.д. турбины.

Значительно чаще причиной снижения давления и расхода воздуха является загрязнение компрессора.

На главных и вспомогательных двигателях ряда судов снижение параметров наддува отмечалось уже через 300—500 ч работы после чистки турбокомпрессоров. С уменьшением давления  $p_s$  растет температура выпускных газов, температура и напряжения

## ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЕЙ

### § 12. Регулировочные характеристики топливной аппаратуры по статическим параметрам

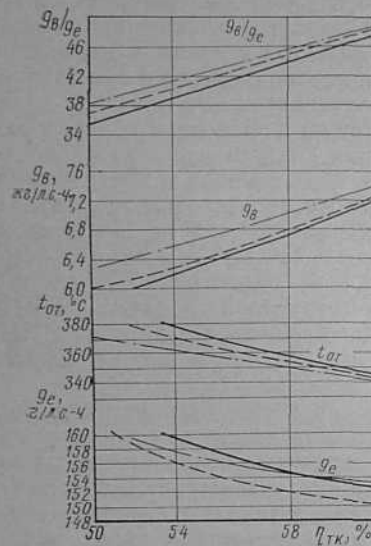


Рис. 52. Влияние к. п. д. турбокомпрессора на параметры двигателя Зульцер типа RND:

- $p_e = 100\%$  (10,9 кгс/см<sup>2</sup>);
- - -  $p_e = 86\%$  (9,8 кгс/см<sup>2</sup>);
- · -  $p_e = 50\%$  (6,8 кгс/см<sup>2</sup>)

(рис. 52), уменьшение  $\eta_{тк}$  с 62 до 54% ведет к увеличению расхода топлива на 6—7 г/э. л. с. ч [25].

Таким образом, необходимым условием эффективного использования построенной мощности двигателя является поддержание в чистоте проточных частей турбонаддувочного агрегата. В период между ревизиями турбокомпрессора рекомендуется регулярно промывать на ходу турбину и компрессор, что осуществляется чаще всего пресной водой с помощью несложных приспособлений (в соответствии с инструкциями по обслуживанию наддувочных агрегатов). В настоящее время в Балтийском и Новороссийском морских пароходствах накоплен большой опыт промывки турбин и компрессоров наддувочных агрегатов.

деталей ЦПГ, что может служить причиной появления аварийных износов втулок, колец (двигатели 550 VТВF-110 судов типа «Игаркалес») и снижает ресурс этих двигателей.

Загрязнения воздушных фильтров легко контролируются по перепаду давления. Обычно при возрастании сопротивления на фильтре до 100—130 мм вод. ст. требуется его промывка.

В проточной части компрессора отложения на стенках вызывают повышенные потери на трение и изменение их геометрии. Наиболее сильно загрязняется лопаточный диффузор. Слой отложений на входной кромке лопаток (до 4 мм и более) изменяет угол их установки, что служит причиной снижения к.п.д. и может вызвать помпаж компрессора.

В заключение отметим, что снижение к.п.д. турбокомпрессора в эксплуатационных условиях неблагоприятно отражается на параметрах работы двигателя. По данным фирмы «Зульцер»

Энергетические и экономические показатели двигателя, его надежность, устойчивость работы на маневрах и другие эксплуатационные качества определяются с одной стороны, подбором соответствующих характеристик системы газозаборно-наддува (о чем подробно говорилось в гл. II) и с другой стороны — обеспечением требуемых характеристик системы топливоподачи.

Совместная согласованная работа систем воздухообеспечения и топливоподачи определяет собою качество горючей смеси на каждом эксплуатационном режиме двигателя и, следовательно, уровень указанных выше показателей его работы.

Система топливоподачи включает топливовпрыскивающую аппаратуру и обслуживающие ее механизмы и устройства: подкачивающие насосы, фильтры, холодильники, демпферы и т. д.

Каждый из элементов, входящих в систему топливоподачи, по-своему влияет на ее рабочие характеристики, однако определяющее значение имеет топливовпрыскивающая аппаратура (далее везде *топливная аппаратура*), состоящая из топливного насоса высокого давления (ТНВД), нагнетательного (форсуночно-го) трубопровода и форсунок.

Характеристики топливной аппаратуры имеют различный физический смысл, в зависимости от того, какие свойства системы они отражают. Чем большее число характеристик известно для данного типа топливной аппаратуры, тем легче решаются разного рода задачи, возникающие в процессе конструирования и эксплуатации двигателя.

Регулировочной характеристикой топливной аппаратуры по статическому параметру называется зависимость одного из геометрических параметров регулирования ТНВД от положения топливной рейки (ТР) или другого косвенного указателя нагрузки (УН). Геометрическими параметрами регулирования могут быть фазы начала и конца подачи ТНВД относительно в.м.т., общая продолжительность подачи по углу п.к.в., величина активного хода плунжера, подъем регулирующего клапана и т. д.

В судовых дизелях применяются два основных типа ТНВД: *клапанный и золотниковый*. В клапанном ТНВД механизм, регулирующий цикловую подачу, непременно включает в себя клапан, в золотниковом — золотник, выполняющий, как правило, роль плунжера.

Статические характеристики ТНВД клапанного типа. На рис. 53 показана типовая схема клапанного ТНВД, характерная для двигателей завода «Русский дизель» (ДР 43/61, ДР 30/50) и

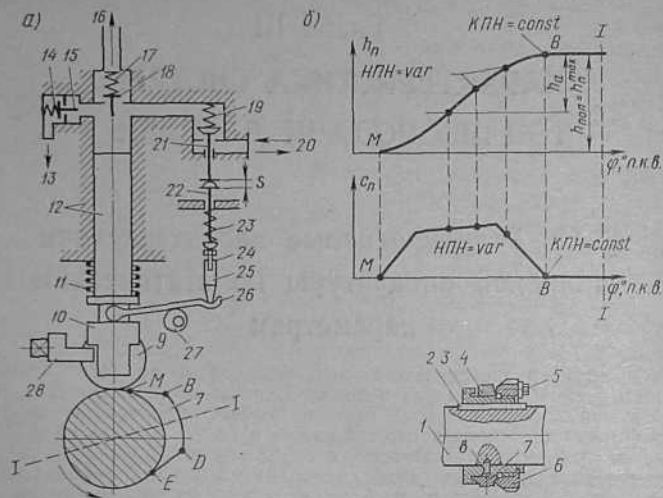


Рис. 53. Клапанный ТНВД с регулированием по началу подачи:  
а — схема; б — кривые пути и скорости плунжера

для абсолютного большинства судовых дизелей Зульцер (серий TD, SD, SAD и RD, размерностей цилиндра 56, 72, 76 и 90).

Насос приводится в действие от разъемной кулачной шайбы 7 симметричного профиля. Шайба монтируется на втулке 3 распределительного вала 1. На конической поверхности шайбы 7 слева и на втулке 3 сделаны мелкие зубцы 4, позволяющие фиксировать шайбу с помощью гайки 6 и стопора 5 в заданном положении. При реверсе вал 1 поворачивается на определенный угол, чем обеспечиваются необходимые фазы топливоподачи для нового направления вращения двигателя.

Основные элементы ТНВД: плунжерная пара 12 с возвратной пружиной 11, толкателем 10 и роликом 9; клапаны — регулирующий (он же всасывающий) 21, нагнетательный 18 и предохранительный 15 с их пружинами 19, 17 и 14 (клапан 15 перепускает топливо в полость 13, когда давление в системе поднимается до 900 кгс/см<sup>2</sup>); механизм регулирования цикловой подачи, состоящей из клапана 21, составного толкателя 22—24—25 и двухплечего рычага 26, опирающегося на эксцентриковую ось 27. Толкатель 22 не имеет жесткой связи с клапаном 21 и регулируемым толкателем 24—25. Он находится в контакте за счет действия пружин 23 и 19, а также масс клапана 21 и толкателя 22.

Действие ТНВД. Когда плунжер находится в своей н.м.т., то клапан 21 поднят. При небегании кулака на ролик 9 (см. точку М) плунжер начинает нагнетательный ход, однако топливо из форсунки подаваться не будет. Оно будет перелускаться

под клапан 21 обратно в полость наполнения 20 до момента, пока толкающий механизм 22—24—25 не перестанет его поддерживать. Когда клапан 21 сядет на место, между ним и толкателем 22 станет появляться зазор S, который достигнет максимума, когда ролик 9 выйдет на верхнюю цилиндрическую часть кулака, т. е. плунжер придет в свою в.м.т. (В). С момента посадки клапана 21 на место топливо будет сжиматься в рабочей камере ТНВД и подаваться к форсунке по трубопроводу 16.

Ход плунжера от этого момента до вершины шайбы называется активным или полезным ходом  $h_a$  в отличие от полного хода  $h_{пол.}$ , равного всему пути плунжера от цилиндрической части шайбы до ее вершины (см. кривые  $h_n=f(\varphi)$  и  $c_n=f(\varphi)$  в град.п.к.в., на рис. 53).

После выхода ролика на вершину кулака заканчивается активный ход плунжера. Ход наполнения рабочей полости ТНВД начинается в момент скатывания ролика с верхней цилиндрической части кулачной шайбы (точка D) под действием пружины 11. В этот момент клапан 21 будет работать как автоматический, поскольку зазор  $S > 0$ . При дальнейшем опускании плунжера при  $S=0$  толкающий механизм 22—24—25 будет вновь поддерживать клапан 21, и он станет механически управляемым. Угол поворота на участке DEM, в течение которого клапан 21 открыт, определяет собой геометрическую продолжительность наполнения. Для разных ТНВД указанной схемы она составляет 240—330° п.к.в.

Регулирование ТНВД. Под регулированием в общем случае понимается способ изменения величины цикловой подачи топлива насосом  $g_n^H$ , гс/цикл.

Как известно из теории дизелей,

$$g_n^H = f_n h_a \gamma_T = k h_a, \quad (58)$$

$$\varphi_n = \varphi_a = \varphi_{нпн} + \varphi_{кпн}, \quad (59)$$

где  $f_n$  и  $h_a$  — площадь и активный ход плунжера;

$\gamma_T$  — плотность топлива;

$k = f_n \gamma_T$  — постоянная;

$\varphi_{нпн}$ ,  $\varphi_{кпн}$ ,  $\varphi_n = \varphi_a$  — соответственно продолжительность подачи топлива до в. м. т., после в. м. т. и общая, отвечающая активному ходу плунжера, град. п. к. в.

Из уравнений (58) и (59) следует, что регулирование ТНВД сводится к изменению геометрической продолжительности подачи топлива насосом, т. е.  $h_a$  мм или  $\varphi_a^\circ$  п.к.в.

Для ТНВД, схема которого показана на рис. 53, величина  $h_a$  будет зависеть от того, как скоро клапан 21 сядет на место в период нагнетательного хода плунжера. Нетрудно видеть, что более ранняя посадка клапана увеличивает  $h_a(\varphi_a)$ , и наоборот.

Регулирование величины  $g_n^H$  по всем секциям ТНВД достигается одновременным поворотом эксцентриковых осей 27 с поста управления, а по отдельным — за счет изменения длины регулируемого толкателя, состоящего из болта 24 и гайки 25. В том и другом случае



будет изменяться положение клапана 21 по высоте, т. е. величины  $h_a(\varphi_a)$  и  $g_{II}^n$ . Более ранняя или поздняя посадка клапана 21 на место приводит к сдвигу момента начала подачи насосом (НПН) по ходу плунжера, а следовательно, и по углу п. к. в.

Таким образом, особенностью данной схемы ТНВД является изменение момента НПН (геометрического «угла опережения») при разных  $h_a(\varphi_a)$ .

ТНВД, работающие по такой схеме, называются насосами с регулированием  $g_{II}^n$  по началу подачи. По условиям эксплуатации может явиться необходимость изменения угла  $\varphi_{III}^n$  в отдельных секциях ТНВД при постоянной величине  $g_{II}^n$ . Чаще всего это делается с целью выравнивания давления  $p_z$  по цилиндрам. Для схемы ТНВД на рис. 53 это достигается сдвигом кулачной шайбы вокруг оси распределительного вала: отдают стопор *б* и гайку *б*, после чего шайбу переставляют в нужную сторону и закрепляют.

Инструкции заводов-строителей всегда содержат указания о том, на какую величину по дуге окружности нужно сместить шайбу, чтобы достичь изменения величины  $p_z$  на 1 кгс/см<sup>2</sup>.

**Выключение ТНВД из действия.** Прокачка. Выключать ту или иную секцию ТНВД из действия приходится по двум причинам: вследствие каких-либо неисправностей в цилиндре; для определения давления конца сжатия  $p_c$ .

В первом случае необходимо надолго выключать насос, во втором — на краткое время. Этим объясняется и различие способов вывода ТНВД из действия. При выключении на длительное время плунжер рычажным устройством поднимают настолько, чтобы кулак перестал набегать на ролик. Кратковременное выключение достигается перепуском топлива в магистраль наполнения за счет принудительного подъема регулирующего (всасывающего или отсечного) клапана. В таком случае в течение всего нагнетательного хода плунжера топливо перетекает в полость наполнения. В результате  $h_a=0$ ;  $\varphi_a=0$ ;  $g_{II}^n=0$ .

Иногда для гарантии отключения цилиндра перекрывают патрубок подвода топлива к данной секции ТНВД. В схеме на рис. 53 цилиндр отключается путем подъема плунжера поворотом пальца 28.

**Прокачка ТНВД** и остальной емкости со стороны нагнетания производится для удаления пузырьков воздуха, который может попасть в систему вследствие подсоса через неплотности соединений при стоянке двигателя (столб жидкости опускается), при разборках магистрали (например, при снятии форсунок для опрессовки) и т. д. Прокачку делают по-разному: либо самим ТНВД, либо специальным насосом. В первом случае используют упомянутое выше рычажное устройство, предназначенное для выключения ТНВД, во втором — ручной насос, который подключают к системе только во время ее прокачки. В схеме (см. рис. 53) прокачка производится первым способом.

Анализ и построение регулировочных харак-

теристик по статическим параметрам. Настройка ТНВД. При контроле регулирования ТНВД и его настройки следует пользоваться регулировочными характеристиками по статическим параметрам. Такие характеристики применительно к клапанному ТНВД двигателя Зульцер типа RD68 приведены на рис. 54 (схема ТНВД — см. рис. 53). Они наглядно показывают картину взаимных перемещений коленчатого вала, плунжера и элементов механизма регулирования цикловой подачи.

По оси абсцисс отложены положения указателя нагрузки (УН), в качестве которого, в зависимости от способа управления двигателем, может быть топливная рукоятка поста управления, общая тяга, связывающая механизмы регулирования секций ТНВД, или шкала выходного вала регулятора частоты вращения.

Индекс УН косвенно характеризует нагрузку двигателя по  $p_c$  и соответственно число оборотов двигателя. По оси ординат показаны: слева — величины подъема регулирующего клапана  $h_k^{u,ч}$  мм — когда ролик на цилиндрической части шайбы, и  $h_k^{a,м}$  мм — когда ролик на ее вершине; справа — величины перепускового  $h_{пер}$  и активного  $h_a$  мм ходов плунжера (последний дан также в град п.к.в.)

$$\varphi_a = \varphi_n = \varphi_{III}^n + \varphi_{кпп}.$$

Характеристики  $\varphi_{III}^n = f(\text{УН})$  и  $\varphi_{кпп} = f_1(\text{УН})$  в град п.к.в. ориентированы относительно в.м.т. поршня.

В совокупности кривые на рис. 54 воспроизводят полную картину настройки и действия ТНВД:

а) поскольку  $\varphi_{кпп} = \text{const} \neq f(\text{УН})$ , то, следовательно, изменение  $\varphi_a$  (или, что то же,  $h_a$  и  $g_{II}^n$ ) производится за счет  $\varphi_{III}^n = \text{var}$ , т. е. ТНВД регулируется по началу подачи;

б) постоянство параметра  $\varphi_{кпп}$  при любых нагрузках позволяет принять его в качестве установочного при начальной заклинке топливного кулака (иначе говоря, момент выхода ролика на вершину шайбы должен соответствовать, согласно рис. 54, положению колена 10° после в.м.т.);

в) так как характеристика  $\varphi_{III}^n = f(\text{УН})$  располагается по обе

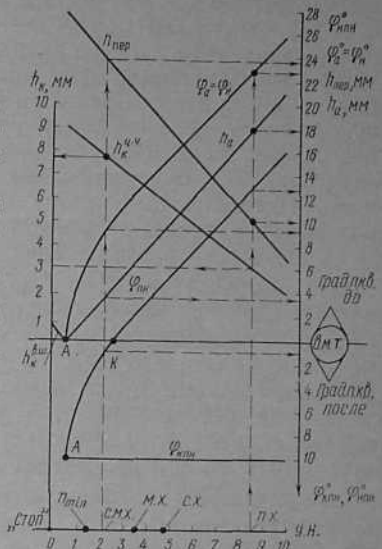


Рис. 54. Регулировочные характеристики по статическим параметрам для клапанного ТНВД (Зульцер RD68)

стороны от в.м.т., то в области нагрузок малого хода (от точки  $K$  и ниже) момент НПН будет все больше смещаться за в.м.т. на линию расширения в рабочем цикле;

г) область активных ходов плунжера, если их выразить в градусах п. к. в. ( $\varphi_a$ ), будет располагаться между кривыми  $\varphi_{нпн}$  и  $\varphi_{кпн}$ . Численную величину  $\varphi_a = \varphi_n = \varphi_{нпн} + \varphi_{кпн}$  можно снять с кривой  $\varphi_a = f(\text{УН})$  для любого положения указателя нагрузки. Характеристика  $h_a = f(\text{УН})$  показывает изменение величины активного хода плунжера в мм. Применительно к схеме ТНВД на рис. 53 величины  $h_a$  выражают пути плунжера от момента посадки регулирующего клапана 21 до момента выхода ролика 9 на вершину кулака;

д) характеристики  $h_k^{н.ч} = f_2(\text{УН})$  и  $h_k^{п.ш} = f_3(\text{УН})$  объясняют картину действия регулирующего клапана при крайних положениях плунжера и косвенно оценивают величины  $h_a$ ; чем больше  $h_k^{н.ч}$ , тем меньше  $h_a(\varphi_a)$ , и наоборот. С другой стороны, из рис. 54 видно, что характеристики  $h_a = f(\text{УН})$  и  $\varphi_a = f_1(\text{УН})$  приходят в ноль раньше положения УН0, т. е. участок регулирования от положения «стоп» до точки  $A$  ( $0 < \text{УН} < 0,5$ ) соответствует области нулевой подачи ТНВД. На его протяжении  $h_a = 0$ ;  $\varphi_a = 0$ ;  $g_n^n = 0$ . Это состояние регулирования подтверждается характеристикой  $h_k^{п.ш} = f_3(\text{УН})$ , которая показывает, что в точке  $A$  регулирующий клапан 21 (см. рис. 53) в момент выхода ролика на вершину шайбы лишь касается седла, а далее при УН=0 клапан вообще не садится на место ( $h_k^{п.ш} > 0$ ) в течение всего хода плунжера ( $h_{пол}$ ).

На рис. 54 даны примеры пользования статическими характеристиками. Для п.х. и м.х. показано, как, двигаясь по стрелкам, надо производить отсчеты величин параметров регулирования на их шкалах.

Нужно заметить, что если характеристики, показанные на рис. 54, выданы заводом-изготовителем, то они, как правило, относятся к целой серии двигателей данного ряда и должны восприниматься как общие установочные зависимости. В частном случае численные величины указанных на рис. 54 параметров регулирования могут отличаться от построечных значений в связи с форсировкой двигателя, иным сортом топлива, отличием зазоров в механизме связи ТНВД с регулятором и постом управления, износами в приводе и т. д. Поэтому для конкретного двигателя регулировочные характеристики по статическим параметрам необходимо снимать непосредственно на судне.

Порядок построения характеристик:

привести систему управления двигателем в такое рабочее состояние, которое позволило бы перемещать общую тягу ТНВД в любое положение соответственно шкале указателя нагрузки «0» — «10» (см. рис. 54). Реверсивный рычаг — поставить на «Передний ход»;

подготовить валоповоротную машину;

спустить топливо из магистрали наполнения ТНВД;

установить линейные индикаторы над плунжером и регулиру-

ющим клапаном данной секции ТНВД (см.  $I_{п}$  и  $I_{к}$  на рис. 55, а);

заготовить вспомогательные схемы, иллюстрирующие действие механизма регулирования ТНВД (см. рис. 55, а) и разбивку маховика (рис. 55, б). Такие схемы позволяют механику легко ориентироваться в картине взаимных перемещений коленчатого вала, плунжера и механизма регулирования ТНВД при снятии отдельных точек статических характеристик;

заготовить рабочую таблицу для записей параметров регулирования (табл. 4).

Две верхние строки таблицы фиксируют нагрузку и положения ее указателя (УН). Приведены режимы полного (п. х.), среднего (с. х.), малого (м. х.), самого малого (с. м. х.) ходов судна и минимально-устойчивой частоты вращения двигателя  $n_{min}$ . Положения

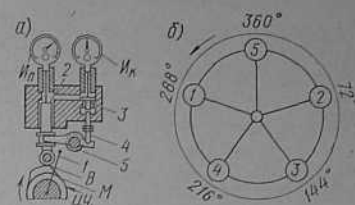


Рис. 55. К построению регулировочных характеристик по статическим параметрам:

а — схема установки линейных индикаторов над плунжером ( $I_{п}$ ) и клапаном ( $I_{к}$ ); б — схема отсчета углов и порядков всплеск (в. м. т. отдельных коленчатых разбивка с носовой части маховика); 1 — положение колена; 2 — плунжер; 3 — регулирующий клапан; 4 — толкатель; 5 — эксцентриковый вал

Таблица 4  
Параметры статических характеристик ТНВД двигателя Зульцер 5RD68 (цилиндр № 1)

Параметр, его обозначение, размерность	Режимы				
	п. х.	с. х.	м. х.	с. м. х.	$n_{min}$
Положение указателя нагрузки УН	8,5	4,8	3,5	2,2	1,5
Подъем регулирующего клапана $h_k^{н.ч}$ , мм	3,26	5,9	6,82	7,85	8,35
Угол начала подачи насосом $\varphi_{нпн}$ , град п. к. в.	275	283	286	288,5	290,5
Ход плунжера за перепуск $h_{пер}$ , мм	13	5	2	-0,5*	-2,5*
Полный ход плунжера $h_{пол}$ , мм	10	18,4	21,2	23,8	24,8
Угол конца подачи насосом $\varphi_{кпн}$ , град п. к. в.	298 (или -10)				
Активная подача по углу $\varphi_{п} = \varphi_a$ , град п. к. в.	23	15	12	9,5	—
Активный ход плунжера $h_a$ , мм	17,9	9,5	6,7	4,1	3,1
Область гарантии нулевой подачи					
Положение указателя нагрузки УН	0	0,5	1,0	1,5	—
Подъем регулирующего клапана $h_k^{н.ч}$ , мм	0,88	0,35	0,1	0	—

\* Знак (-) означает, что угол расположен после в. м. т.

УН соответствующие указанным режимам, известны по данным стеновых и ходовых испытаний двигателя.

Заполнение табл. 4 начинается с графы УН п. х. (8,5). Плунжер данной секции ТНВД (цилиндра № 1) опускают на цилиндрическую часть (ц.ч.) шайбы. Стрелки обоих индикаторов совмещают с их нулевыми делениями затем вращают вал и наблюдают за индикатором над клапаном  $H_k$ . Момент посадки регулирующего клапана определяет фазу НПП. Валоповоротную машину останавливают и снимают показания  $h_{пер}^{н.м.}$  и  $h_{пол}^{н.м.}$ , а по маховику  $\varphi_{пп}$ , ° п.к.в. Для УН=8,5, это соответственно 3,26 мм, 10 мм и 13° до в.м.т. (или 275° по шкале маховика).

Переставляют механизм управления двигателем в положение нагрузки с. х. (УН=4,8). Из сущности работы ТНВД (см. рис. 53 и 54, а) ясно, что регулирующий клапан при этом поднимется выше чем для УН п. х. (5,9 мм > 3,26 мм). Записывают показание  $h_{ц.ч.}$  (5,9 мм). Включают вновь валоповоротную машину до нового останова стрелки индикатора  $H_k$ . Это будет момент НПП для с.х. Снимают величины  $h_{пер}^{н.м.}$  и  $\varphi_{пп}$ , ° п. к. в

Далее механизм управления двигателем поочередно переставляют в положение УН м. х., с. м. х. и  $n_{min}$ . В указанном порядке записывают параметры регулирования  $h_{ц.ч.}^{н.м.}$ ,  $h_{пер}^{н.м.}$  и  $\varphi_{пп}$ . После положения УН, соответствующего  $n_{min}$  при  $h_a < h_a^{2min}$  цикловые подачи  $g_{ц.ч.}^{н.м.}$  не в состоянии обеспечить подъема иглы форсунки. Поэтому после точки  $n_{min}$  характеристику не снимают и вал вращают вплоть до выхода ролика толкателя плунжера на вершину шайбы (точка В на рис. 53 и 55). Этот момент можно «уловить», вращая вал рывками до тех пор, пока стрелка индикатора над плунжером не остановится. В момент останова стрелки  $H_k$  ход плунжера  $h_{п} = h_{пол}$  (в табл. 4  $h_{пол} = 27,9$  мм). По маховику при этом снимается параметр  $\varphi_{пп} = const = 10^\circ$  за в.м.т. (298° по шкале маховика).

Последние две графы табл. 4 заполняются путем вычисления

$$\varphi_n = \varphi_a = \varphi_{пп} + \varphi_{кпп}, \quad h_a = h_{пол} - h_{пер}$$

соответственно для каждого положения УН.

После вывода ролика на вершину шайбы определяют точки характеристики «нулевой» подачи  $h_k^{н.м.} = f(\text{УН})$ . Крайние точки этой характеристики по оси УН ограничивают область гарантии нулевой подачи (см. рис. 54). Согласно схеме работы ТНВД, при нулевой подаче регулирующий клапан не должен садиться на место в течение всего хода плунжера  $h_{пол}$ , следовательно, и при положении ролика на вершине шайбы. Значит, построение характеристики  $h_k^{н.м.} = f(\text{УН})$  сводится к тому, чтобы при  $h_{п} = h_{пол}$  записать величины  $h_k^{н.м.}$  для тех положений УН, при которых  $h_k^{н.м.} > 0$ .

Сначала механизм управления двигателем ставится на УН=0 («Стоп»), затем последовательно переводится в ряд положений при УН > 0, до тех пор, пока не зафиксируется  $h_{п,шк} = 0$ , т. е. правая крайняя точка характеристики нулевой подачи (точка А

на рис. 54). Для большей уверенности нулевую подачу контролируют путем прокачки каждой секции ТНВД рычажным механизмом, предназначенным для подъема плунжера. Если  $h_a = 0$ , то рука не встретит сильного сопротивления, так как топливо в рабочей полости ТНВД сжиматься не будет.

Как видно, весь процесс снятия точек статических характеристик занимает долю оборота коленчатого вала на участке  $0 \leq h_{п} \leq h_{пол}$ .

По точкам табл. 4 строят регулировочные статические характеристики.

Контроль регулирования ТНВД сводится к сопоставлению полученных характеристик с данными предыдущей регулировки. При необходимости тот или иной параметр подстраивают.

Наконец, в условиях эксплуатации возможны такие случаи, когда требуется заново выставить положение привода и органов регулирования ТНВД, например, после ремонтных работ, связанных с полной разборкой элементов привода и ТНВД, при переходе на другой сорт топлива и т. д. Как правило, взаимоположение указанных элементов замаркировано, однако по тем или иным эксплуатационным причинам в одном или нескольких цилиндрах метки могут быть сбиты, а в некоторых случаях не поставлены вообще (например, на запчастях).

В таком случае производят *настройку* ТНВД.

*Операции настройки* производятся по данным предыдущей (или заводской) регулировки в следующем порядке:

выставляют кулачную шайбу;

обеспечивают нулевую подачу для УН=0;

для УН п. х. снимают показатели регулирования (см. табл. 4).

Как говорилось выше, установочным параметром для кулачной шайбы является угол  $\varphi_{кпп} = const$ . Поставив колено вала на данный угол  $\varphi_{кпп}$ , перемещением кулака выводят ролик толкателя плунжера в начальную точку вершины кулака (точка В, на рис. 53). В таком положении кулачную шайбу закрепляют. Поскольку при этом ролик находится на вершине шайбы, то для установления нулевой подачи достаточно поставить механизм управления на УН=0 и, варьируя длину составного толкателя 24 — 25 клапана 21 (см. рис. 53), добиться подъема его на соответствующую величину (на рис. 53 при УН=0  $h_{п,шк} = 0,6$  мм). Показатели регулирования для УН п. х. снимают изложенным выше методом. Задача сводится к заполнению графы п. х. табл. 4.

Статические характеристики ТНВД золотникового типа. Золотниковыми называются такие ТНВД, у которых органом, регулирующим цикловую подачу, является золотник, выполняющий одновременно функции плунжера.

На рис. 56 показана типовая схема золотникового ТНВД. Такая схема характерна для современных судовых дизелей МАН серий GZ 52/90; KZ 57/80; KZ 70/120 (С и А5).

Насос приводится в действие от кулачной шайбы несимметричного профиля, поэтому шайб — две. Их вершины — кулаки 32 и

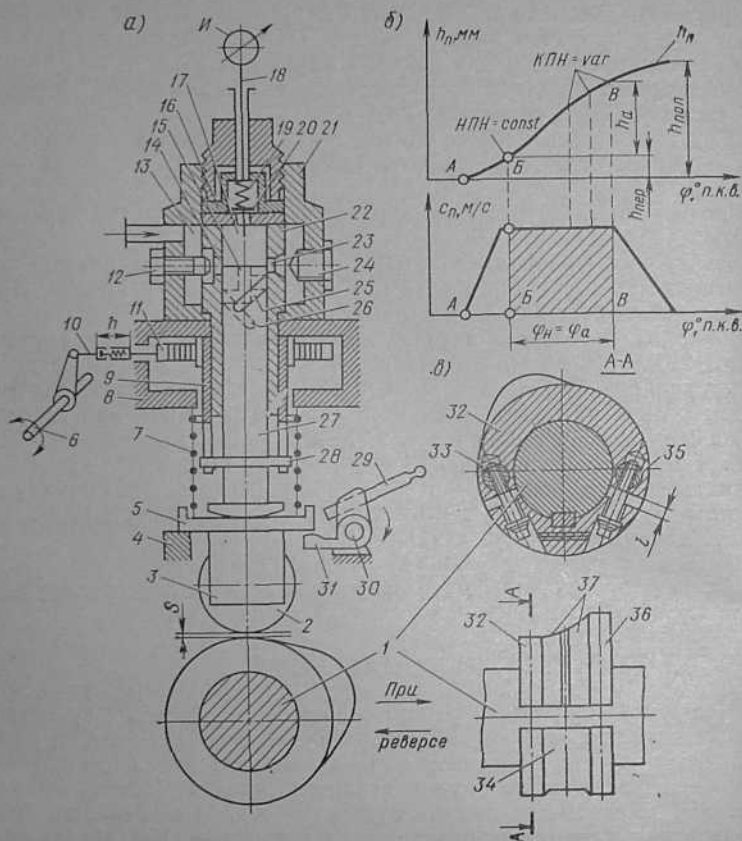


Рис. 56. Золотниковый ТНВД с регулированием по концу подачи:  
 а — схема; б — кривые пути и скорости плунжера; в — кулачковая шайба

36 — можно смещать относительно общей цилиндрической части 34 с помощью болтов 33, ввернутых в шарниры 35. Смещение кулаков обеспечивается наличием разьема  $i \approx 20-30$  мм. Поскольку такой разъем не допускает обкатывания цилиндрической части шайбы роликом, последний не доходит до нее при крайнем нижнем положении толкателя 3 плунжера. Достигается это упором бурта 5 толкателя в корпус 4 ТНВД.

Зазор  $S$ , который при этом получается под роликом, составляет приблизительно 1 мм.

Реверс привода ТНВД осуществляется осевым сдвигом вала 1. При этом ролики 2 отдельных секций насоса отжимаются

вверх самими кулачковыми шайбами, смежные стороны которых имеют для этой цели широкие скосы 37.

Основные элементы ТНВД: плунжерная пара 22—27 с возвратной пружиной 7, толкателем 3, роликом 2 и стопорным болтом 12; нагнетательный клапан 20 с пружиной 19, помещенный в фонаре 16; механизм регулирования цикловой подачи (активного хода  $h_a$ ), состоящий из золотниковой плунжерной пары 22—27, поворотной втулки 9, надетой на рабочую втулку 22, и рейки 11, связанной через рычажную передачу 6—10 с постом управления и регулятором частоты вращения. В верхней части плунжера на его наружной поверхности сделаны две наклонные канавки 25 и 26, соединенные осевым сверлением 15 с рабочей полостью 17 ТНВД. В регулировании величины  $h_a$  участвует только верхняя канавка 25 с окном 23, тогда как нижняя канавка 26 и ее окно 14 служат для выравнивания эпюры радиальных давлений и обеспечения нулевой подачи.

Отражательный болт 24 поставлен для восприятия гидравлического удара, возникающего при отсечке подачи.

Действие ТНВД. Когда плунжер находится в своей н.м.т. (см. точку А на рис. 56, б), рабочее окно 23 открыто, поэтому в начале нагнетательного хода (участок А—В) топливо перепускается в приемную полость 13. Момент НРН (точка В) соответствует перекрытию торцом плунжера окна 23 (начало  $h_a$ ), а момент КРН (точка В) — совпадению верхней кромки винтовой канавки 25 с нижней кромкой того же окна (конец  $h_a$ ). В процессе отсечки топливо перетекает из рабочей полости 17 ТНВД в приемную 13 через канал 15, далее через радиальные сверления, выточки 25 и 26, окна 23 и 14.

Из рассмотрения схемы действия ТНВД видно, что при любых  $h_a$  момент НРН остается постоянным, а КРН — меняется, поскольку поворот плунжера изменяет положение наклонной рабочей выточки по отношению к окну 23. ТНВД, работающие по такой схеме, называются насосами с регулированием по концу подачи.

Из схемы действия ТНВД также ясно, что момент НРН при всех нагрузках двигателя оказывается смещенным по отношению к крайнему нижнему положению плунжера. В этом одна из принципиальных положительных особенностей золотниковых ТНВД, у которых в н.м.т. плунжера окна втулки оказываются открытыми. Дело в том, что сдвиг  $\varphi_{\text{шп}}$  вверх по кулаку приводит к тому, что вся фаза подачи по насосу  $\varphi_n = \varphi_a$  располагается только на участке максимальных скоростей плунжера, независимо от величины  $h_a$  (см. рис. 56, б).

Регулирование ТНВД. Как было показано, различные угловые положения плунжера соответствуют разной величине  $h_a$ . Поэтому, чтобы изменить  $h_a$  по всем цилиндрам или индивидуально, плунжеры надо повернуть. По всем цилиндрам это достигается за счет сообщения равных движений рейкам 11 от общего вала 6 с поста управления. От рейки 11 к плунжеру 27 поворотное уси-

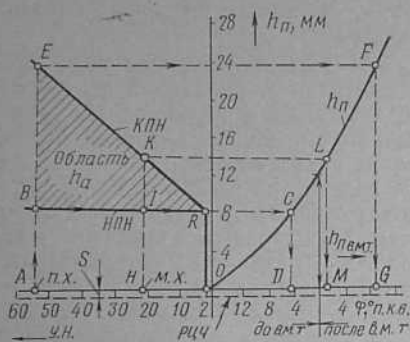


Рис. 57. Регулировочные характеристики по статическим параметрам для золотникового ТНВД (МАН типа КЗ 70/120 С): УН — положение рейки ТНВД; РЦЧ — развертка цилиндрической части кулачной шайбы

лие передается через зубчатый венец втулки 9 и крестовину 28, выполненную заодно с плунжером.

При индивидуальном регулировании величины  $h_a$  в узле соединения рейки 11 с валом 6, изменяется длина  $h$  регулируемого участка, выполненного в виде талрепа. Поскольку рейки отдельных секций ТНВД имеют градуировку, можно всегда на месте установить количественную связь шага резьбы талрепа и делений рейки с показателями рабочего процесса  $p_1$  кгс/см<sup>2</sup>;  $t_{в.г.}^{\circ}C$  и  $p_z$  кгс/см<sup>2</sup>.

Если плунжер повернуть настолько, чтобы верхнее радиальное сверление оказалось против окна 23, то рабочая камера ТНВД в течение полного хода плунжера  $h_{пол}$  будет сообщена с приемной полостью. Такое положение (показанное на рис. 56, а) дает нулевую подачу:  $h_a=0$ ,  $g_n^{\circ}=0$ .

Геометрический угол опережения подачи  $\varphi_{ппн}$  изменяется путем поворота соответствующего кулака 32 (или 36) болтами 33. Количественные зависимости между углом смещения кулака и  $p_z$  даются в инструкции завода.

Выключение ТНВД из действия достигается рычажным устройством 29—30—31, которое поднимает толкатель плунжера с роликом 2 над кулаком 32 (или 36). Этим же устройством производится прокачка насоса. Не следует забывать, что во всех случаях, когда прокачка осуществляется самим ТНВД, его регулирующий механизм должен быть выведен из положения «Стоп» в рабочее положение.

Анализ и построение регулировочных характеристик по статическим параметрам. Настройка ТНВД. Золотниковые насосы, подобно клапанам, настраивают по статическим регулировочным характеристикам. Применительно к ТНВД двигателя МАН КЗ 70/120 С такие характеристики изображены на рис. 57 (схему ТНВД см. на рис. 56). Они увязывают картину взаимных перемещений коленчатого вала, плунжера и элементов механизма регулирования цикловой подачи.

По оси абсцисс даны слева: положения указателя нагрузки (УН), в данном случае — рейки ТНВД; справа — углы п.к.в.

По оси ординат отложены перемещения плунжера  $h_n$  мм. Кривая справа показывает зависимость  $h_n=f(\varphi)^{\circ}$  п.к.в.; слева горизонтальная прямая является характеристикой  $\varphi_{ппн}=f_1(УН)$ , наклон-

ная — характеристикой  $\varphi_{кппн}=f_2(УН)$ . Переход от шкалы УН к шкалам  $h_n^{\text{мин}}$  и  $\varphi^{\circ}$  показан стрелками.

В совокупности кривые на рис. 57 иллюстрируют полную картину настройки и действия ТНВД:

подъем плунжера начинается от точки, расположенной выше цилиндрической части шайбы (линия ее развертки ниже отметки  $h_n=0$ ). Следовательно, под роликом толкателя есть зазор;

поскольку  $\varphi_{ппн}=\text{const} \neq f_1(УН)$ , то, следовательно, изменение  $\varphi_a$  (или, что то же,  $h_a$  и  $g_n^{\circ}$ ) производится за счет фазы  $\varphi_{кппн}=\text{var}$ , т. е. ТНВД регулируется по концу подачи;

для любого положения УН активный ход  $h_a$  плунжера представляется вертикальным отрезком между характеристиками  $\varphi_{ппн}$  и  $\varphi_{кппн}$ . Пересечение их в точке R означает, что  $h_a=0$ . В таком случае от вертикали RN до оси ординат на участке  $0 < УН < 2$  будет область нулевой подачи. Последняя конструктивно обеспечивается наложением радиальных отверстий в плунжере на окна во втулке при повороте плунжера, соответствующем перемещению рейки в диапазоне  $0 < УН < 2$ ;

продолжительность подачи топлива насосом  $\varphi_n = \varphi_a$  определяется путем отсчета углов  $\varphi_{ппн}$  и  $\varphi_{кппн}$  для соответствующего положения УН. Например, для УН п.х., двигаясь по стрелкам через точки характеристик  $\varphi_{ппн}$ ,  $\varphi_{кппн}$  и  $h_n$ , получим на оси  $\varphi^{\circ}$  п.к.в.:  $\varphi_a = \varphi_n = \varphi_{ппн} + \varphi_{кппн} = 4,5 + 8,5 = 13$ , в области нагрузок малого хода момент КППН подходит к в.м.т., т. е. смещается в сторону опережения.

Показанные на рис. 57 регулировочные характеристики по статическим параметрам являются общими установочными зависимостями для серии однотипных дизелей. В каждом частном случае при контроле состояния регулирования ТНВД или его настройке они должны сниматься непосредственно на судне.

Снятию статических характеристик предшествуют работы, указанные выше (стр. 97). Линейный индикатор И устанавливают в данном случае только над плунжером (см. рис. 56, а).

Характеристику  $h_n=f(\varphi)$  строят по нескольким точкам, а зависимости  $\varphi_{ппн}=f_1(\varphi)$  и  $\varphi_{кппн}=f_2(\varphi)$  — по двум (см. точки R и E на рис. 57).

Характеристику  $h_n=f(\varphi)$  строят на рабочем участке кулачной шайбы от  $h_n=0$  до  $h_n=h_{пер} + h_n^{\text{max}}$ , где  $h_{пер}$  и  $h_n^{\text{max}}$  — соответственно ход перепуска и максимальный активный ход плунжера (см. рис. 56, б). Обе величины известны из формуляра двигателя. Ход  $h_n$  разбивают на ряд участков  $\Delta h$  мм и, вращая вал, фиксируют по маховику углы поворота  $\Delta \varphi^{\circ}$  соответственно каждому участку  $\Delta h$ .

Составляют таблицу:

$\Delta h_1 \dots$	$\Delta \varphi_1$
$\Delta h_2 \dots$	$\Delta \varphi_2 \dots$ и т. д.

и по ней строят характеристику  $h_n=f(\varphi)$  град п.к.в., которая, таким образом, ориентирована относительно в.м.т. данного колена.

Так как  $\varphi_{\text{нпн}} = \text{const} \neq f(\text{УН})$ , то для получения такой характеристики достаточно зафиксировать одну точку на прямой  $BR$  (см. рис. 57) соответственно моменту перекрытия торцом плунжера окон 14 и 23 (см. рис. 56).

Существует несколько способов определения момента НПН в золотниковых ТНВД. Далее (при настройке ТНВД) приведен способ, рекомендуемый фирмой МАН. Однако удобно пользоваться прибором, работающим по принципу моментоскопа. Такой прибор можно сделать из стеклянной загнутой трубки с внутренним диаметром 3—5 мм, на выходной конец которой надевают прозрачный шланг для спуска топлива и наблюдения за его движением. Входную часть трубки на резиновой проставке крепят к переходному штуцеру на ТНВД. Нагнетательный клапан при этом удалять не следует, так как для тех давлений, которые будут в рабочей полости ТНВД, при снятии характеристик, упругостью топлива можно пренебречь. Клапан питания ТНВД слегка приоткрывают. Рычажным устройством секцию прокачивают. Валоповоротной машиной ролик толкателя подводят к кулаку и далее на самой малой скорости или рывками плунжер поднимают на участке  $h_{\text{пер}}$  (см. АБ на рис. 56, б).

После страгивания уровня в моментоскопе по шкале маховика снимают угол  $\varphi_{\text{нпн}}$ . Отложив величину  $\varphi_{\text{нпн}}$  по шкале  $\varphi$  град п.к.в. (подобно рис. 57), проводят вертикаль до кривой  $h_{\text{п}} = f(\varphi)$  и далее, над шкалой УН — горизонталь, которая выразит собой характеристику  $\varphi_{\text{нпн}} = \text{const} \neq f(\text{УН})$ .

Характеристику  $\varphi_{\text{нпн}} = f_2(\text{УН})$  строят по двум точкам. Первую (см. точку  $E$  на рис. 57) находят по моментоскопу. Поставив механизм управления двигателем на УН п. х., вращают вал и наблюдают за струей топлива, вытекающего через гибкий шланг прибора. Момент КПН фиксируется по резкому снижению скорости топлива, так как при этом открывается рабочее окно и нагнетательный клапан «садится». Угол  $\varphi_{\text{нпн}}$  п.х. отсчитывают по маховику. Затем переносят его на шкалу  $\varphi$  град п.к.в., восстанавливают перпендикуляр до пересечения с характеристикой  $h_{\text{п}} = f(\varphi)$ . Через полученную точку проводят влево горизонтальную линию, а через УН п. х. вверх — вертикальную. Их пересечение даст искомую точку  $E$ .

Вторая точка характеристики  $\varphi_{\text{нпн}} = f_2(\text{УН})$  определяется положением УН ограничивающим область нулевой подачи (на рис. 57 точка  $R$ ). Таким образом, нахождение этой точки связано одновременно с определением участка УН, где  $h_{\text{а}} = 0$ . Этот участок шкалы УН выставляют на заводе (в том числе и для запасных ТНВД) на особом испытательном стенде и фиксируют прокладками у стрелки регулирующей рейки. Чтобы его определить, механизм управления двигателем ставят на «Стоп» и, отсоединив рейку 11 ТНВД от общего привода 6 (см. рис. 56), задают ей положение УН  $> 2$  (применительно к рис. 57). Прокачивают насос рычажным устройством. Рука должна встретить сопротивление. Далее находят такое положение рейки, при котором сопротивление

исчезает. Это и будет момент, соответствующий началу того участка УН, где  $h_{\text{а}} = 0$  (на рис. 57 это УН = 2, точка  $R$ ).

Рейку переводят на УН = 0 и соединяют с общей тягой от поста управления (при необходимости меняют длину регулирующего звена  $h$  соединения 10—11 (см. рис. 56)).

Так как по смыслу начало участка нулевой подачи соответствует точке пересечения характеристик  $\varphi_{\text{нпн}} = \text{const}$  и  $\varphi_{\text{кпн}} = f(\text{УН})$ , то, проведя вертикаль через найденную отметку (УН = 2), получают вторую точку  $R$  характеристики  $\varphi_{\text{кпн}} = f(\text{УН})$ . Конец участка гарантии нулевой подачи будет, естественно, при УН = 0.

Контроль регулирования ТНВД, как и при клапанном варианте, сводится к сопоставлению полученных характеристик с данными предыдущей регулировки. При несовпадении их нужно найти причины этого (см. далее).

Настройка ТНВД предусматривает, прежде всего, операцию установки кулачной шайбы. Для ТНВД рассматриваемой схемы (см. рис. 56) существует установочный параметр  $h_{\text{н.м.т}}$  — величина хода плунжера при положении колена данного цилиндра в в.м.т. (см. рис. 57). По этому параметру кулачная шайба выставляется болтами 33 с помощью линейного индикатора  $H$  над плунжером (см. рис. 56, а). Однако для схемы ТНВД на рис. 56 эта операция не является достаточным условием настройки геометрического опережения подачи  $\varphi_{\text{нпн}}$  град п.к.в., поскольку последнее зависит от величины зазора  $S$  под роликом и от перекрытия окон 14 и 23 плунжером в его н. м. т. То и другое в эксплуатации может измениться против заводской регулировки, в процессе которой параметр  $h_{\text{н.м.т}}$  однозначно определял величину  $\varphi_{\text{нпн}}$  (выставлялся впервые).

Поэтому после установки кулачной шайбы производят фиксацию момента НПН путем контроля подъема плунжера от его н.м.т. до верхней кромки рабочего окна 23 (см. рис. 56). Для этой цели вращают вал и ставят плунжер в нижнее положение ( $h_{\text{п}} = 0$  на кривой  $h_{\text{п}} = f(\varphi)$  — см. рис. 57). Отдав стопорный болт 12, через окно 14 заводят калиброванный штырь, диаметр которого, согласно рис. 57, должен быть равен 8 мм. Необходимо, чтобы торец плунжера касался штыря. Если этого не происходит, положение плунжера по высоте регулируют за счет прокладок между корпусом 8 и головкой 21 ТНВД.

Настройку положения нулевой подачи производят, выполняя точно такие же операции, как и при снятии статических характеристик. Что касается последней стадии настройки золотникового ТНВД указанной схемы — проверки показателей регулирования для УН п. х., то при правильно выставленных величинах  $\varphi_{\text{нпн}}$  и УН нулевой подачи параметры  $\varphi_{\text{нпн}}$  и  $h_{\text{а}}$  при любых УН устанавливаются «автоматически», так как они определяются геометрией рабочей кромки плунжера.

Заканчивая рассмотрение регулировочных характеристик по статическим параметрам, подчеркнем, что их практическое значение состоит в том, что они позволяют наглядно раскрыть картину

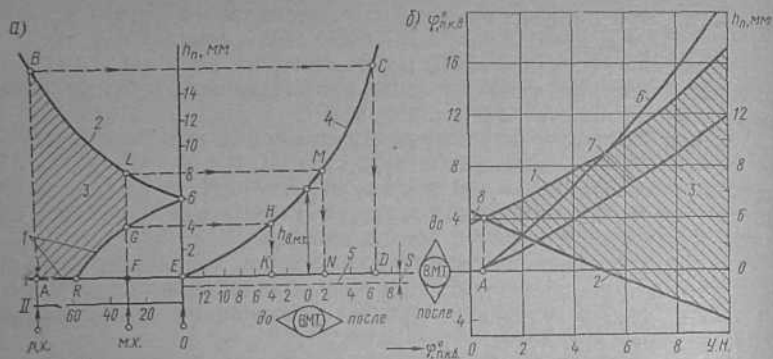


Рис. 58. Регулировочные характеристики по статическим параметрам для клапанных ТНВД:

*a* — с неполным смешанным регулированием (MAN типа KZ70/120 A); *b* — с полным смешанным регулированием; *I* — шкала УН по регулировочному валу; *II* — то же, по маховику; характеристики  $\varphi_{\text{нпн}} = f(\text{УН})$  (1)  $\varphi_{\text{кпн}} = f(\text{УН})$  (2); 3 — область активной подачи; 4 — кривая подъема плунжера; 5 — развертка цилиндрической части шайбы; 6 — период активной подачи  $\varphi_{\text{н}} = \varphi_{\text{а}}$  п. к. в.; 7 — то же, мм; 8 — область «нулевой» подачи

регулирования ТНВД, помогают понять сущность его настройки. Опыт показывает, что именно построение статических характеристик, в процессе которого механик неизбежно вникает в тонкости регулирования ТНВД и связи его с системой управления двигателем, позволяет легко выполнить все стадии контроля и настройки к ТНВД.

По виду статических характеристик можно в первом приближении судить о качественной стороне регулирования топливоподачи на различных эксплуатационных режимах, представить общую картину связи фаз топливорастворения по углу п.к.в. с процессом сгорания в цилиндре.

Обратимся к рис. 58. На нем приведены статические характеристики двух ТНВД. Анализируя их, можно заключить, что оба ТНВД со смешанным регулированием  $g_{\text{н}}$ . Однако в первом случае (рис. 58, *a*) оно *неполное*, так как угол  $\varphi_{\text{нпн}}$  при нагрузках, близких к номинальной (около 75—80%), выходит из сферы регулирования (участок RA). Во втором случае (рис. 58, *b*) активный ход плунжера  $h_{\text{п}}$  во всем диапазоне рабочих режимов меняется за счет моментов НПН и КПН — пример *полного* смешанного регулирования.

Далее видно, что оба ТНВД — клапанные, так как в характеристиках золотниковых ТНВД всегда «автоматически» выступает область УН «нулевой подачи». Здесь же (см. рис. 58, *a*) кривые  $\varphi_{\text{нпн}} = f(\text{УН})$  и  $\varphi_{\text{кпн}} = f_1(\text{УН})$  пересекаются лишь при УН=0, т. е. области гарантии нулевой подачи нет. На рис. 58, *b* участок УН «нулевой подачи» существует, однако в пределах этого участка (УН=0÷A) фаза  $\varphi_{\text{кпн}}$  опережает  $\varphi_{\text{нпн}}$ , что конструктивно возможно только у ТНВД с клапанным регулированием.

По характеристикам на рис. 58 можно количественно оценить, с какой скоростью меняются фазы  $\varphi_{\text{нпн}}$  и  $\varphi_{\text{кпн}}$  в пределах рабочих режимов двигателя и составить общее представление о возможном течении индикаторного процесса.

Пользуясь изложенным выше принципом анализа статических характеристик, можно по рис. 58 составить полное представление о картине действия механизма регулирования обоих ТНВД и сущности их настройки, практически не имея перед собой схемы ТНВД.

Наконец, статические характеристики позволяют выявить возможные причины изменения состояния регулирования ТНВД. Например, если снятые в разное время характеристики показывают несовпадение во всем диапазоне УН от с. м. х. до п. х. для *всех* секций ТНВД, то причиной этого может быть общий привод, положение которого было изменено в связи с переходом на другой сорт топлива или износами общей передачи. Если же несовпадение характеристик происходит по отдельным точкам (обычно при нагрузках, близких к номинальной), то причиной являются местные износы кулачной шайбы, вызванные резкой сменой усилия в контактной паре *кулак-ролик*: в момент НПН для ТНВД с регулированием по началу и в момент КПН — с регулированием по концу подачи.

### § 13. Влияние динамики впрыска на показатели регулирования

Рассмотренные выше статические характеристики показывают картину регулирования топливоподачи по ТНВД. По ним можно определить моменты подачи топлива от насоса к форсунке, но они не отражают действительных показателей работы топливной аппаратуры. Последние зависят от гидродинамических свойств системы, проявляющихся в процессе впрыскивания.

**Процесс впрыскивания и его параметры.** Рассмотрим, каким образом протекает процесс топливоподачи в обычной системе *непосредственного впрыскивания*.

Если расставить датчики согласно схеме (рис. 59, *a*), то осциллограммы давления топлива у насоса  $p_{\text{н}} = f(\varphi)$  п. к. в. и у форсунки  $p_{\text{ф}} = f_1(\varphi)$  п. к. в., а также осциллограмма подъема иглы  $h_{\text{п}} = f_2(\varphi)$  п. к. в. принципиально будут выглядеть так, как показано на рис. 59, *б*. (Дополнительные сокращения на рис. 59 означают: НПФ — начало подачи форсункой; КПФ — конец подачи форсункой.)

Фазы  $\varphi_{\text{нпн}}$ ,  $\varphi_{\text{кпн}}$ ,  $\varphi_{\text{нпф}}$  и  $\varphi_{\text{кпф}}$  (° п. к. в.) представляют собой соответственно углы начала и конца подачи топлива насосом и форсункой. Все три указанные осциллограммы сняты одновременно, поэтому дают совмещенную картину изменения давления и подъема иглы в течение одного впрыска.

Как видно, до момента НПН у насоса имеется некоторое остаточное давление  $p_{\text{ост}}$ . Оно появляется тогда, когда форсуночный

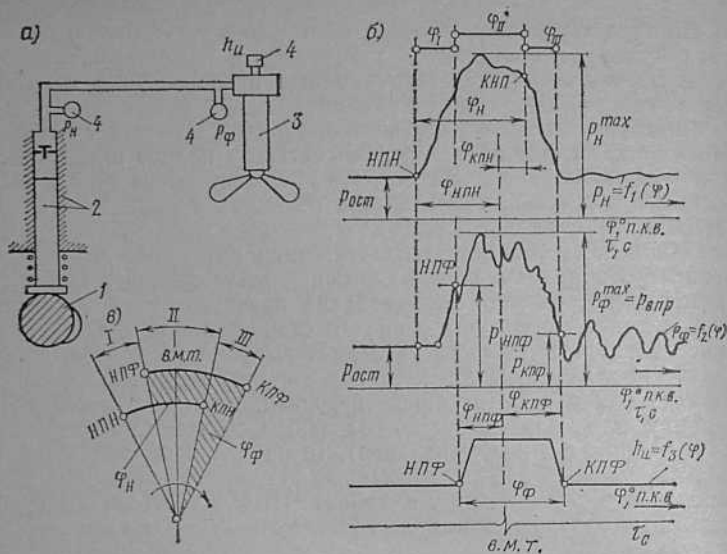


Рис. 59. Динамика впрыска со стороны нагнетания ТНВД:

а — принципиальная схема системы нагнетания; б — осциллограммы  $p_H = f(\varphi)$ ;  $p_\Phi = f_1(\varphi)$ ;  $h_H = f_2(\varphi)$ ; в — соотношение фаз по насосу и форсунке; 1 — кулачковая шайба; 2 — ТНВД; 3 — форсунка; 4 — датчики

трубопровод после отсечки подачи насосом и посадки иглы на место остается «запертым» с одной стороны иглой, с другой — нагнетательным клапаном ТНВД. Момент НПН соответствует началу активного хода плунжера, так как за ним начинается резкий подъем давления на осциллограмме  $p_H = f(\varphi)$ . Рост давления у форсунки, как это следует из сравнения осциллограмм  $p_H = f(\varphi)$  и  $p_\Phi = f_1(\varphi)$ , начинается позже, а открытие иглы (момент НПФ) — еще позже.

Фаза I процесса от момента НПН до момента НПФ называется *периодом задержки впрыскивания*. Появление этой фазы объясняется сжимаемостью жидкости (топлива) и конечной скоростью распространения волн давления, возникающих за активный ход плунжера. По опытным данным, для судовых малооборотных дизелей продолжительность фазы I по углу составляет  $\varphi_I = 2 \div 19^\circ$  п.к.в. Величина  $\varphi_I$  зависит от емкости нагнетательной части системы давления  $p_{ост}$  и затяга пружины  $p_{з.п.}$ .

Фаза II процесса продолжается от момента НПФ до момента КПН и называется *периодом активного впрыскивания*. В течение фазы II подается основная доля единичной порции топлива, поэтому величина  $\varphi_{II}$  град п.к.в. определяется нагрузкой дизеля.

После отсечки в насосе (КПН) процесс впрыскивания проте-

кает самопроизвольно, без участия ТНВД, за счет энергии сжатия топлива. По физическому смыслу это свободное истечение жидкости, обусловленное ее расширением, поэтому фазу III называют *периодом свободного истечения*.

Чем больше перепад давления ( $p_\Phi^{кнп} - p_\Phi^{кпф}$ ) и больше емкость системы между ТНВД и форсункой, тем больше фаза  $\varphi_{III}$ . Практически это значит, что если двигатель имеет нагнетательные трубопроводы различной длины или затяг форсуночных пружин неодинаков, то при идентичной настройке отдельных секций ТНВД показатели  $p_z$  и  $t_{в.т.}$  по цилиндрам могут быть различными.

Для судовых малооборотных дизелей, по данным натурных испытаний,  $\varphi_{III} = 2 \div 8^\circ$  п.к.в.

Из рассмотрения осциллограмм на рис. 59, б следует, что фазы подачи топлива ТНВД и форсункой не соответствуют друг другу; происходит сдвиг моментов топливораспределения по направлению вращения вала (рис. 59, в), так что  $\varphi_{III\Phi} \neq \varphi_{IIIH}$ ;  $\varphi_{кпф} \neq \varphi_{кпн}$ ;  $\varphi_\Phi \neq \varphi_H$ .

От такого изменения фаз топливоподачи нарушается желаемое течение рабочего процесса в цилиндре, причем главная причина состоит в фазе  $\varphi_{III}$ , так как она удлиняет период подвода топлива (тепла) на линии расширения, отчего степень последующего расширения рабочего тела сокращается, падает экономичность цикла. Кроме того, впрыск за фазу  $\varphi_{III}$  происходит при постепенно снижающихся скоростях истечения топлива, поскольку перепад ( $p_\Phi^{кнп} - p_\Phi^{кпф}$ ) уменьшается от максимума до нуля, что также отрицательно сказывается на процессе сгорания топлива.

Осциллограммы на рис. 59, б показывают, что за период подачи топлива в цилиндр  $\varphi_\Phi$  давление у форсунки изменяется от величины  $p_{нпф}$ , соответствующей затягу форсуночной пружины  $p_{з.п.}$ , до  $p_{кпф}$  — давления, при котором игла садится на место. За фазу активного впрыска  $\varphi_{II}$  давление  $p_\Phi$  достигает максимума  $p_\Phi^{max}$ .

Величину  $p_{впр} = p_\Phi^{max}$  принято называть *давлением впрыскивания*, так как в первом приближении оно определяет располагаемую энергию истечения топлива. С изменением режима работы двигателя величина  $p_{впр}$  не остается постоянной (см. § 15).

Нужно заметить, что давление топлива, при котором форсунка открывается ( $p_{нпф}$ ) и закрывается ( $p_{кпф}$ ), не равны. Это объясняется разницей в площади, на которую давит топливо при сидящей  $f_n$  и поднятой  $f'_n$  игле. В итоге  $p_{нпф} f_n = p_{кпф} f'_n$ ;  $p_{кпф} = p_{нпф} f_n / f'_n$ . Так как  $f_n < f'_n$ , то  $p_{кпф} < p_{нпф}$ . Последнее неравенство получило название *дифференциального эффекта иглы*.

Полезно также иметь в виду, что при опрессовке форсунки определяется давление  $p_{з.п.} = p_{нпф}$ , которое в общем случае намного меньше  $p_{впр} = p_\Phi^{max}$ . На прессе силой руки человека невозможно создать такие подачи, при которых получилось бы давление  $p_\Phi \gg p_{нпф}$ , а на штатном ТНВД главного судового дизеля силы руки недостаточно и для опрессовки форсунки.



Динамические явления со стороны нагнетания ТНВД. Выше говорилось, что топливо является упругой средой. Из физики известно, что возмущение в упругой среде распространяется со скоростью звука в виде волны давления.

В топливной аппаратуре источниками возмущения являются движущийся плунжер, нагнетательный клапан, игла форсунки, а упругой средой — жидкость (топливо). Таким образом, нагнетательный трубопровод с насосом и форсункой является типичной гидродинамической системой, в которой протекают сложные процессы движения прямых и обратных волн давления. В разных точках системы эти процессы, кроме того, зависят от своих граничных условий, поэтому осциллограммы давлений у ТНВД и форсунки отличаются друг от друга (см. рис. 59, б).

Следовательно, упругость топлива вызывает не только указанный выше сдвиг моментов НПФ и КПФ по отношению к НПП и КПП (см. рис. 59, в), но также сложные колебательные движения столба топлива в системе нагнетания, вследствие чего процесс истечения через форсунку будет носить *пульсирующий характер*. В таком случае фактическая картина распределения по углу п.к.в. цикловой порции топлива, отмеренной насосом, будет подчиняться той закономерности, которая определяется динамикой впрыска или, в первом приближении, кривой давления у форсунки  $p_f = f(\varphi)$ .

Согласно опытным данным, пульсирующий впрыск выражен более всего в двигателях с повышенными и высокими частотами вращения (иногда в малооборотных дизелях, но преимущественно на малом ходу).

Результатом сильных пульсаций давления  $p_f$  может быть повторный подъем иглы — *поввпрыск*, наступающий после посадки иглы на место. Это явление очень нежелательное и представляет собой дефект топливной аппаратуры, который иногда трудно устранить.

Дополнительный впрыск увеличивает период догорания топлива на линии расширения, ухудшая экономичность рабочего цикла.

Динамические явления со стороны наполнения ТНВД. В практике встречаются случаи, когда в магистрали наполнения ТНВД бывают слышны разной силы удары. Они сопровождаются износом или прорывом уплотнительных прокладок, эрозией поверхностей ТНВД, а иногда в местах приварки соединений топливоподводящего трубопровода образуются трещины — магистраль теряет плотность.

В настоящее время выполнены широкие исследования процесса топливоподдачи со стороны наполнения ТНВД. Все они показывают, что в топливоподводящей магистрали и особенно в тех местах, которые непосредственно примыкают к отсекам (перепускным) органам, при работе двигателя возникают интенсивные колебания давления.

Таким образом, давление топлива  $p_{вс}$  кгс/см<sup>2</sup>, при котором происходит наполнение отдельных секций ТНВД, нельзя считать рав-

ным статическому подпору, создаваемому расходом цистерной ( $h_{гт}$ ) или подкачивающим насосом ( $p_{под}$ ):

$$p_{вс} \neq h_{гт} \neq p_{под}$$

Иначе говоря, динамические явления в топливоподводящей магистрали могут создавать неодинаковые условия для наполнения ТНВД отдельных цилиндров.

Динамика процесса со стороны подвода топлива связана с конструкцией ТНВД и самой системы. У большинства судовых дизелей поток топлива при перепуске (отсечке) сбрасывается обратно в топливоподводящую магистраль. В этом случае блочная компоновка ТНВД менее предпочтительна.

В качестве примера показаны осциллограммы давления  $p_{вс} = f(\varphi)$ , снятые в топливоподводящей магистрали двигателя Вартсиля-Зульцер 9SD72 (рис. 60, а).

Рис. 60, б иллюстрирует динамику процесса наполнения для одного цилиндра на полном ходу (120 об/мин), а рис. 60, в — для четырех цилиндров на малом ходу (52 об/мин). Точками  $P_9$ ,  $P_2$ ,  $P_5$  и  $P_8$  обозначены моменты набегания роликов толкателей плунжеров на кулаки девятой, второй, пятой и восьмой секций ТНВД; насосы двигателя 9SD72 регулируют началом подачи, поэтому после моментов  $P_9$ ,  $P_2$  и т. д. следует перепуск топлива во всасывающую магистраль, сопровождающийся резким импульсом давления  $p_{вс}$  (см.  $P_9$ ,  $P_8$ ). Подходящие от других цилиндров импульсы тормозятся в магистрали наполнения и в ее отводах, отчего их амплитуды сокращаются, появляются отраженные волны (участок  $P_2-P_5-P_8$ ).

На малых ходах (см. рис. 60, в), вследствие влияния фактора времени, процесс приобретает монотонный волнообразный характер.

Так как магистраль, подводящая топливо, является общей для всех секций ТНВД (см. рис. 60, а), то, следовательно, в течение всего всасывающего хода плунжера рабочая камера каждой секции находится под действием непрерывных колебаний давления. Сила отдельных импульсов давления  $p_{вс}$  зависит от способа регулирования ТНВД, частоты вращения, места замера импульса. По опытным данным [25, 28] для разных ТНВД с различной компоновкой элементов системы наполнения скачки давления  $p_{вс} = 5 \div 190$  кгс/см<sup>2</sup>.

Отмеченные выше случаи ударов и разрушений в топливопод-

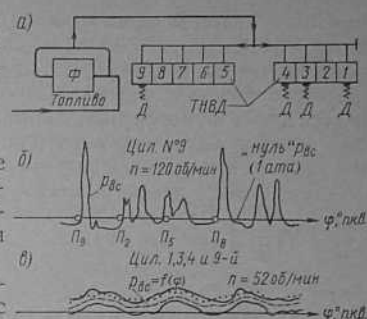


Рис. 60. Динамика процесса топливоподдачи со стороны наполнения ТНВД:

а — принципиальная схема топливоподводящей магистрали; б, в — осциллограммы давления топлива в ней соответственно на полном и малом ходах; Ф — фильтр; Д — датчики давления

водящих магистралях объясняются теми же динамическими явлениями. Последние, однако, характеризуются скачками не только положительных амплитуд, но и разрежениями. Как видно из рис. 60, б, осциллограмма  $p_{вс} = f(\varphi)$  на отдельных участках опускается ниже атмосферной линии. Разрежения практически означают разрыв сплошности потока, сопровождающийся образованием пузырьков пара и выделением воздуха, растворенного в топливе. Следствием этого, как показывают специальные эксперименты [25, 30], могут быть явления кавитационной эрозии на поверхностях ТНВД (см. гл. IV).

## § 14. Регулировочные характеристики топливной аппаратуры по динамическим параметрам

Если кратко сформулировать вывод по содержанию § 12 и 13, то суть его будет в следующем. Регулировочные характеристики по статическим параметрам воспроизводят картину регулирования топливной аппаратуры. Они задаются геометрией органов управления двигателем и механизма регулирования ТНВД. Однако динамические явления, возникающие в процессе впрыска, нарушают картину регулирования, заданную статическими характеристиками. Поэтому, если говорить о действительных параметрах регулирования топливной аппаратуры, нужно принимать во внимание весь комплекс составляющих ее элементов — от полости наполнения ТНВД до распылителя форсунки — с учетом особенностей, определяющих рабочие свойства отдельных элементов. Такие особенности могут проявляться в конструкции того или иного элемента, его геометрии, кинематике привода и т. п.

Иначе говоря, объективное суждение о состоянии регулирования топливной аппаратуры на различных эксплуатационных режимах можно составить только на основе *регулирующих характеристик по динамическим параметрам*. Такие характеристики получают расчетным или экспериментальным путем.

Регулировочной характеристикой по динамическому параметру называется зависимость одного из *действительных параметров* регулирования топливной аппаратуры от положения указателя нагрузки (УН) или частоты вращения двигателя. Под действительными параметрами регулирования обычно понимают фазы начала, конца и продолжительности  $\varphi_{\phi}$  подачи топлива форсункой:

$$\varphi_{\phi} = \varphi_{нпф} + \varphi_{кпф}$$

Но нужно иметь в виду, что динамика впрыска приводит не только к изменению действительных (по форсунке) фаз подачи по отношению к геометрическим (по насосу). Эффект дросселирования потока топлива при его перетекании в органах регулирования изменяет также фазы подачи по насосу: действительные момен-

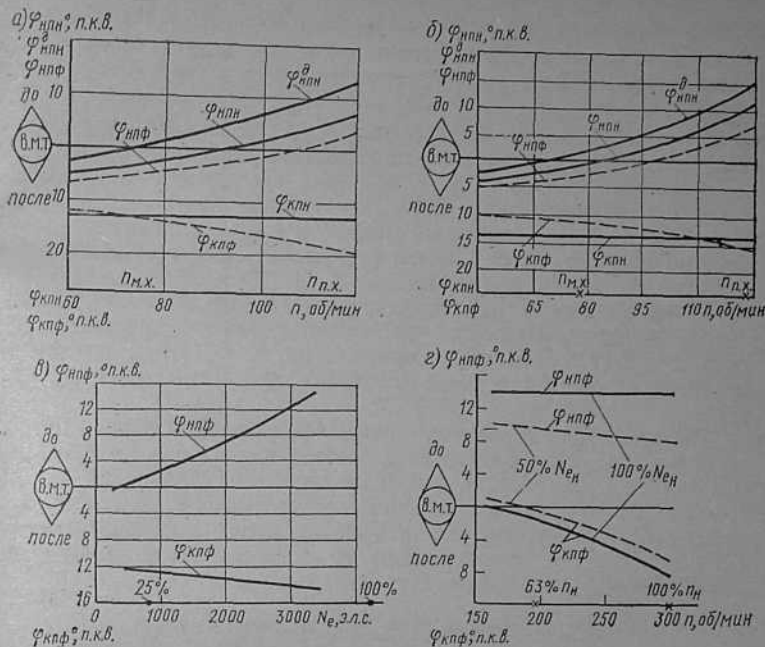


Рис. 61. Регулировочные характеристики по динамическим и статическим параметрам при работе двигателей:

а, б — на винт (Зульцер 6RD76 и 9SD 72); в — на электрогенератор (Вартсия-Зульцер 9MH51); г — по внешней характеристике (ДР 30/50)

ты начала  $\varphi_{нпф}^1$ , конца  $\varphi_{кпф}^1$  и продолжительность подачи  $\varphi_{\phi}^1 = \varphi_{нпф}^1 - \varphi_{кпф}^1$  отличаются от геометрических:

$$\varphi_{нпф}^1 \neq \varphi_{нпф}; \quad \varphi_{кпф}^1 \neq \varphi_{кпф}; \quad \varphi_{\phi}^1 = \varphi_{нпф}^1 - \varphi_{кпф}^1 \neq \varphi_{\phi} = \varphi_{нпф} - \varphi_{кпф}$$

Исследования показывают, что регулировочные характеристики топливной аппаратуры по динамическим параметрам зависят в первую очередь от способа регулирования ТНВД.

**Характеристики ТНВД с регулированием по началу подачи.** На рис. 61 показаны типичные характеристики по динамическим параметрам для топливной аппаратуры с ТНВД, регулируемым началом подачи (см. схему на рис. 53). Для случая работы двигателя непосредственно на винт (рис. 61, а, б) они совмещены со статическими характеристиками ( $n_{н.х.}$  и  $n_{м.х.}$  — частота вращения полного и малого ходов).

Анализ графиков на рис. 61, а, б приводит к выводу, что:

а) при перепуске через регулирующий клапан происходит дросселирование потока топлива. В итоге на всех режимах действительный

угол опережения по насосу больше геометрического:  $\varphi_{\text{нпн}}^{\text{н}} > \varphi_{\text{нпн}}$ . С уменьшением частоты вращения, когда абсолютная скорость перепуска падает, эффект дросселирования слабеет и при  $n \rightarrow n_{\text{с.м.х.}}$ , практически  $\varphi_{\text{нпн}}^{\text{н}} = \varphi_{\text{нпн}}$ ;

б) угол опережения по форсунке  $\varphi_{\text{кпф}}$  закономерно сдвигается по ходу вала в сравнении с геометрическим опережением  $\varphi_{\text{нпн}}$  по насосу;

в) фаза конца подачи форсункой  $\varphi_{\text{кпф}}$  совершенно не согласуется с соответствующей фазой по насосу  $\varphi_{\text{кпн}}$ : с уменьшением частоты вращения угол  $\varphi_{\text{кпф}}$  становится меньше и где-то в диапазоне между средним (см. рис. 61, б) и малым (см. рис. 61, а) ходами момент КПФ начинает опережать момент КПН.

Таким образом, ТНВД, типичной статической характеристикой которого является зависимость  $\varphi_{\text{кпн}} = \text{const}$ , в динамике проявляет свойство *саморегулирования момента КПФ*, т. е. ТНВД, работающие по схеме на рис. 53, в какой-то степени имеют смешанное регулирование.

На рис. 61, в, г показаны динамические характеристики по параметрам  $\varphi_{\text{нпф}}$  и  $\varphi_{\text{кпф}}$  для двигателей, работающих при  $n = \text{const}$  (рис. 61, в) и  $TR = \text{idem}$  (рис. 61, г). Указанное свойство ТНВД подтверждается и в этих случаях, причем весьма наглядно на рис. 61, г, где, согласно определенной характеристике подачи, положение топливной рукоятки (ТР) неизменно и, следовательно во всем диапазоне частот вращения обеспечено постоянство статических характеристик:

$$\varphi_{\text{нпн}} = \text{const} \neq f(n); \quad \varphi_{\text{кпн}} = \text{const} \neq f_1(n).$$

Тем не менее фаза  $\varphi_{\text{нпф}}$  при уменьшении частоты вращения резко смещается в сторону в.м.т.

Такую особенность ТНВД, имеющих механизм регулирования  $h_a(\varphi_a)$  по началу подачи, объясняют осциллограммы на рис. 62, совмещенные с графиком скорости плунжера  $c_n = f(\varphi)$ . Показано два режима полного хода (рис. 62, б) и малого (рис. 62, в). Момент КПН = const отмечен для всех графиков общей чертой. От него в сторону в. м. т. отложены геометрические периоды  $\varphi_a$  для п. х. и м. х.

Нетрудно видеть, что участок падающей ветви графика  $c_n = f(\varphi)$  для режима п.х. составляет примерно  $2/3$  периода активной подачи  $\varphi_a$ , а на малом ходу весь период  $\varphi_a$  смещается на падающую ветвь скорости плунжера. И хотя в обоих случаях момент КПН соответствует  $c_n = 0$ , различие в абсолютных величинах  $c_n$  и цикловых подачах  $g_{\text{н}}^{\text{н}}$  гс/цикл становится определяющим фактором в динамике впрыска и его количественных показателях. Как видно (см. рис. 62, б) провал давления у насоса (участок 1—2 осциллограммы  $p_n$ ), вызванный подъемом иглы форсунки (1'—2' на осциллограмме  $p_{\text{ф}}$ ) восстанавливается текущей подачей со стороны насоса (участок 2—3); однако начиная с точки 3, несмотря на то, что плунжер продолжает активный ход, давление резко падает (участок 3—4), т. е. система нагнетания по уровню давления у насоса и у форсунки оказывается динамически несбалансирован-

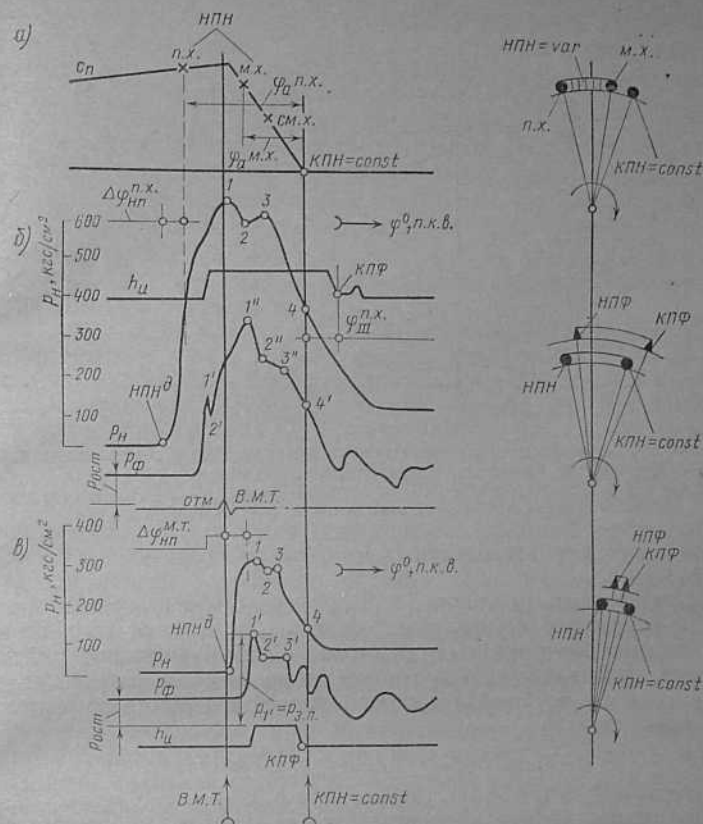


Рис. 62. Иллюстрация процесса топливоподачи в судовом дизеле Зульцер RD76: а — схема графика скорости плунжера  $c_n = f(\varphi)$  и фаз топливораспределения по углу п. х. в.; б — осциллограммы впрыска и соотношения фаз топливоподачи по ТНВД и форсунке для режима полного хода (п. х.); в — то же, для режима малого хода (м. х.)

ной. Поскольку в области режимов малого хода подача топлива насосом соответствует только падающей скорости плунжера ( $0 < c_n < c_{\text{н.м.х.}}$ ), указанный небаланс скоростей подачи по насосу и форсунке еще более возрастает. Система нагнетания в таких условиях лишь «заряжается» до некоторого давления  $p_{\text{ф}} = p'_{\text{н}} \approx p_{\text{з.п}}$ , где  $p_{\text{з.п}}$  — давление затяга форсуночной пружины. После этого давление  $p_{\text{ф}}$  тотчас же падает (см. рис. 62, в) и дальнейший впрыск (участок 2'—3') происходит только за счет дифференциального эффекта иглы. С понижением частоты вращения участок 2'—3' осциллограммы  $p_{\text{ф}} = f_2(\varphi)$  постепенно исчезает, и игла закрывает форсунку с возрастающим опережением, чем объяс-

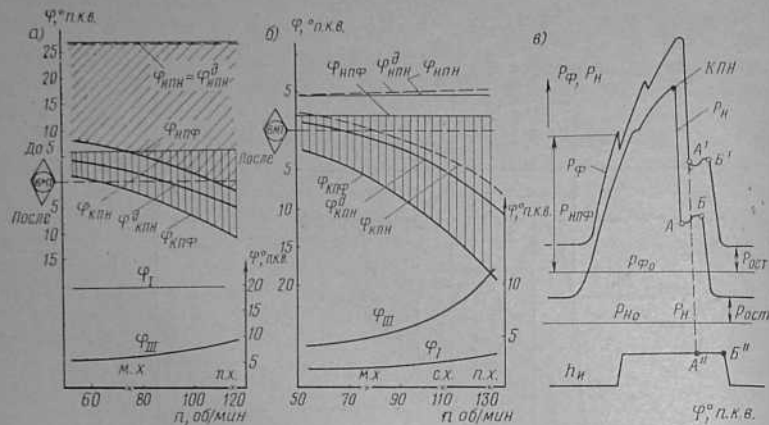


Рис. 63. Регулировочные характеристики по динамическим и статическим параметрам для двигателей с непосредственной передачей на винт:  
 а — Фиат С758S; б — МАН КZ 70/120 С; в — осциллограммы процесса впрыска на режиме полного хода (п. х.) для двигателя МАН КZ 70/120 С

няется сдвиг характеристики  $\varphi_{\text{кпф}} = f(n)$  в сторону в.м.т. (см. рис. 61).

Согласно опытным данным [7,28], степень саморегулирования фазы  $\varphi_{\text{кпф}}$  по отношению к управляемой фазе  $\varphi_{\text{инп}}$  зависит от того, по какой характеристике работает двигатель. Если в диапазоне рабочих режимов двигателя фаза  $\varphi_{\text{кпф}}$  изменяется на  $\Delta\varphi_{\text{кпф}}$ , а фаза  $\varphi_{\text{инп}}$  — на  $\Delta\varphi_{\text{инп}}$  град п.к.в., то для судовых дизелей при работе по винтовой характеристике

$$\Delta\varphi_{\text{кпф}}/\Delta\varphi_{\text{инп}} = 1/1,5 \div 1/2,5 \approx 1/2,$$

по нагрузочной  $\approx 1/6$ , а по скоростной  $\approx 6,0$ .

Как видно, эффект саморегулирования фазы  $\varphi_{\text{кпф}}$  определяется главным образом частотой вращения двигателя (величиной  $c_n$  м/с). Большая величина  $\Delta\varphi_{\text{кпф}}/\Delta\varphi_{\text{инп}}$  при работе двигателя по скоростной характеристике объясняется тем, что статические параметры регулирования в данном случае неизменны, поэтому влияние указанного выше скоростного фактора отражается только на числителе дроби  $\Delta\varphi_{\text{кпф}}/\Delta\varphi_{\text{инп}}$ , показывающем количественное изменение  $\varphi_{\text{кпф}}$  (см. рис. 61, з)\*.

Таким образом, у ТНВД с регулированием по началу подачи характеристика  $\varphi_{\text{кпф}} = \text{const}$  имеет чисто геометрический смысл, так как не отражает действительной картины регулирования.

**Характеристики ТНВД с регулированием по концу подачи.** На рис. 63 приведены типичные характеристики по динамическим параметрам для топливной аппаратуры с ТНВД, регулируемой концом подачи. Они относятся к двум типам ТНВД: с клапанным

(рис. 63, а) и золотниковым (рис. 63, б, в) механизмами регулирования. В обоих случаях двигатели имели прямую передачу на винт. На рис. 63 динамические регулировочные характеристики совмещены со статическими.

Из рассмотрения кривых на рис. 63, а следует, что:

а) поток топлива в регулирующем клапане дросселируется только в период отсечки, так как лишь динамическая характеристика  $\varphi_{\text{кпф}}^{\text{д}} = f_1(n)$  сдвинута по отношению к статической  $\varphi_{\text{кпф}} = f_2(n)$ . Совпадение же характеристик  $\varphi_{\text{инп}}^{\text{д}} = f_3(n)$  и  $\varphi_{\text{инп}} = f_4(n)$  говорит о полном отсутствии дросселирования в начале активного хода, т. е. автоматический всасывающий клапан садится на место практически тотчас же с началом подъема плунжера;

б) динамическая  $\varphi_{\text{инп}}^{\text{д}} = f_5(n)$  и статическая  $\varphi_{\text{инп}} = f_4(n)$  характеристики опережения подачи сильно смещены одна относительно другой. Величина их смещения оценивается динамической характеристикой задержки впрыска  $\varphi_1 = f_6(n)$ . Как видно (см. рис. 63, а), в диапазоне рабочих режимов  $\varphi_1 = 19 \div 20^\circ$  п.к.в., что при  $\varphi_{\text{инп}}^{\text{д}} = 6 \div 7^\circ$  до в.м.т. соответствует опережению по насосу  $\varphi_{\text{инп}} = 26 \div 27^\circ$  до в.м.т. (для тяжелого топлива до  $30^\circ$ ). Такой редкий для малооборотного дизеля случай сдвига момента НПН в сторону опережения объясняется большой емкостью системы нагнетания (длина форсуночных трубопроводов  $l_{\text{ф}} = 8,6$  м), ее полной разгрузкой (нагнетательного клапана нет) и большим натягом форсуночной пружины ( $p_{\text{з.д}} = 400$  кгс/см<sup>2</sup>). В таких условиях выравнивание длины форсуночных трубопроводов ( $l_{\text{ф}} = \text{idem}$  за счет компенсационных петель) унифицирует и облегчает регулирование угла опережения по насосу  $\varphi_{\text{инп}}$  для всех цилиндров;

в) по соотношению динамических характеристик  $\varphi_{\text{инп}}^{\text{д}} = f_5(n)$  и  $\varphi_1 = f_6(n)$  можно судить о том, в какой мере удаление из системы нагнетательного клапана способствует управляемости процессом впрыска. Как видно,  $\varphi_{\text{инп}}$  в среднем в три раза меньше  $\varphi_1$  град п.к.в., что объясняется интенсивной разгрузкой системы нагнетания (в оба конца трубопровода) после отсечки в насосу;

г) относительная картина регулирования ТНВД в статике и динамике четко фиксируется по соотношению ординат заштрихованных полей между статическими ( $\varphi_{\text{инп}} + \varphi_{\text{кпф}} = \varphi_{\text{н}}$ ) и динамическими ( $\varphi_{\text{инп}}^{\text{д}} + \varphi_{\text{кпф}}^{\text{д}} = \varphi_{\text{ф}}$ ) характеристиками. Как видно, в диапазоне эксплуатационных режимов отношение статических и динамических периодов подачи составляет  $\varphi_{\text{н}}/\varphi_{\text{ф}} = 1,7 - 3,0$ , причем подача по насосу  $\varphi_{\text{н}}$  происходит преимущественно до в.м.т. Однако это не говорит о том, что топливная аппаратура не доведена: подача по форсунке  $\varphi_{\text{ф}}$  распределена рационально, в соответствии с требованиями оптимизации индикаторного процесса на всех эксплуатационных режимах.

Кривые на рис. 63, б показывают соотношения регулировочных характеристик по динамическим и статическим параметрам для золотникового ТНВД, схема которого приведена на рис. 5б.

Анализ кривых в данном случае позволяет заключить, что:

а) перепуск топлива через окна до начала активного хода плунжера сопровождается незначительным дросселированием потока; дина-

\* По результатам исследования аспиранта ЛВИМУ имени адмирала С. О. Макарова — Н. Т. Апостолова.

мическая характеристика  $\varphi_{\text{плн}}^{\text{п}} = f_1(n)$  несколько выше статической  $\varphi_{\text{плн}} = f_2(n)$ . В области малых ходов эффект дросселирования исчезает:  $\varphi_{\text{плн}}^{\text{п}} \approx \varphi_{\text{плн}}$ , так как  $C_{\text{п.м.х}} \ll C_{\text{п.п.х}}$ .

После отсечки подачи дросселирование потока сильнее: отдельные точки характеристики  $\varphi_{\text{плн}}^{\text{п}} = f_3(n)$  по отношению к  $\varphi_{\text{плн}} = f_4(n)$  смещены на  $1,5-2,5^\circ$  в сторону вращения вала. В целом, за счет дросселирования  $\varphi_{\text{плн}}^{\text{п}}$  п. х. превышает  $\varphi_{\text{плн}}$  п. х. на  $3-4^\circ$  п. к. в.;

3) смещение характеристики  $\varphi_{\text{плн}} = f_3(n)$  относительно  $\varphi_{\text{плн}} = f_2(n)$  невелико, в среднем  $2^\circ$  п. к. в. [см. кривую  $\varphi_1 = f_5(n)$ ], что объясняется малой емкостью системы нагнетания ( $I_{\text{ф}} = 4,3$  м), умеренным затягом форсуночной пружины ( $p_{\text{з.п}} = 220$  кгс/см<sup>2</sup>) и наличием нагнетательного клапана в насосе;

в) характеристика фазы подтекания  $\varphi_{\text{пт}} = f_6(n)$  от среднего хода (с. х.) к полному (п. х.) имеет резко выраженный подъем. Практически это значит, что момент КПФ значительно сдвигается на линию расширения в сравнении с КПН, заданным статической характеристикой ТНВД. Это обстоятельство обусловлено гидродинамикой процесса впрыска в момент посадки нагнетательного клапана ТНВД.

Согласно осциллограмме  $p_{\text{н}} = f(\varphi)$ , снятой в форсуночном трубопроводе за нагнетательным клапаном (рис. 63, в) после отсечки в насосе (КПН), давление  $p_{\text{н}}$  падает только до величины  $p_{\text{А}} > p_{\text{рост}}$ , затем происходит скачок его до  $p_{\text{Б}} > p_{\text{А}}$ , и лишь после этого система разгружается через форсунку до  $p_{\text{н}} = p_{\text{рост}}$ . Скачок давления, вызванный ударом обратного потока топлива от севшей на место нагнетательный клапан, в виде сильной прямой волны идет к форсунке, создавая новый подъем давления  $p_{\text{ф}}$  (см. участок А'—Б' на осциллограмме  $p_{\text{ф}} = f(\varphi)$ ). В итоге игла продолжает оставаться в упоре, период  $\varphi_{\text{ф}}$  растет за счет фазы  $\varphi_{\text{птф}}$ .

Чем больше частота вращения, тем больше скорость плунжера и давление впрыска (в данном случае  $p_{\text{плн}}$ ), величиной которого определяется сила гидравлического удара обратного потока топлива. В итоге продолжительность «дополнительного» подъема иглы возрастает за счет энергии давления  $p_{\text{ф}}$  на участке А'—Б'. Этим объясняется подъем характеристики  $\varphi_{\text{пт}} = f_6(n)$  в диапазоне частот вращения с. х. — п. х. (см. рис. 63, б).

Из сопоставления регулировочных характеристик по насосу и форсунке, представленных на рис. 63, б, видно, что для режима полного хода

$$\varphi_{\text{ф}}/\varphi_{\text{н}} = \frac{21}{12} = 1,75,$$

т. е. действительная продолжительность впрыска больше геометрической на 75%. Кроме того, из осциллограммы  $p_{\text{ф}} = f(\varphi)$  на рис. 63, в видно, что в дополнительное время подъема иглы на участке А'—Б'' впрыск осуществляется при невысокой располагаемой энергии, так как  $p_{\text{А}'-Б''} < p_{\text{птф}}$ , и игла находится в упоре

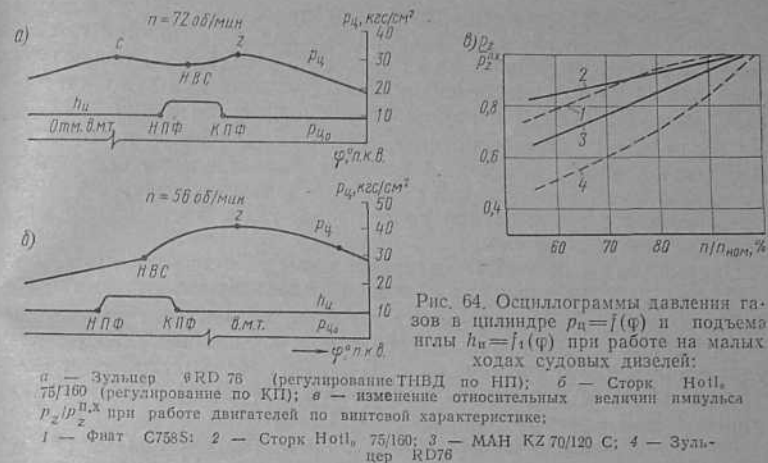


Рис. 64. Осциллограммы давления газов в цилиндре  $p_{\text{н}} = f(\varphi)$  и подъема иглы  $p_{\text{ф}} = f_1(\varphi)$  при работе на малых ходах судовых дизелей:

а — Зульцер  $\varphi$ RD 76 (регулирование ТНВД по КП); б — Стюрк Hotl, 75/160 (регулирование по КП); в — изменение относительных величин импульса  $p_2/p_2^0$  при работе двигателей по винтовой характеристике; г — Флат С758С; 2 — Стюрк Hotl, 75/160; 3 — МАН КЗ 70/120 С; 4 — Зульцер RD76

только за счет дифференциального эффекта. Распыливается топливо в таких условиях вяло.

Заканчивая анализ динамических характеристик топливной аппаратуры для двух типичных случаев регулирования ТНВД, рассмотрим картину взаимосвязи характеристики  $\varphi_{\text{ф}} = f(n)$  с рабочим процессом в цилиндре, имея в виду, что  $\varphi_{\text{ф}} = \varphi_{\text{птф}} + \varphi_{\text{кпф}}$ . Выше говорилось, что при работе двигателя на винт в случае ТНВД с регулированием по началу подачи в диапазоне частот вращения примерно от среднего хода и ниже происходит вынужденный сдвиг периода  $\varphi_{\text{ф}}$  за в.м.т. В итоге процесс сгорания смещается далеко на линию расширения.

Картина такого процесса для  $n_{\text{м.х.}} = 0,6 n_{\text{ном}}$  ( $\sim 24\% n_{\text{еном}}$ ) показана на рис. 64, а, где виден поздний впрыск топлива, значительный сдвиг начала видимого сгорания (НВС) и точки z за в.м.т. В этом основной недостаток ТНВД с регулированием по началу подачи.

В современных дизелях с наддувом такой поздний впрыск топлива на частичных нагрузках, сопровождающийся сильным падением величины  $p_2$  и к.п.д. цикла, усугубляется еще тем, что с уменьшением  $p_1$  турбонагнетатель подает все меньше и меньше воздуха, отчего давления сжатия  $p_c$  и сгорания  $p_2$  падают еще ниже. При приближении частоты вращения двигателя к  $n_{\text{мин}}$  наблюдаются случаи, когда  $p_2 < p_c$  [28].

Избавиться от подобного процесса можно было бы путем увеличения угла опережения  $\varphi_{\text{птн}}$  на режиме полного хода (п. х.), но в таком случае рост  $p_2$  п. х. привел бы к недопустимым механическим перегрузкам двигателя.

Отказ от принципа регулирования ТНВД по началу подачи в пользу конца подачи упрощает решение вопросов оптимизации

фаз впрыска на режимах винтовой характеристики. На рис. 64, б приведена осциллограмма процесса в цилиндре на участке сгорания с—нвс—з для режима малого хода  $n_{м.х.} \approx 0,5 n_{ном.}$ , показывающая общий случай развития процесса сгорания для судовых дизелей, имеющих ТНВД с регулированием  $g_{ц}^*$  по концу подачи. Как видно, здесь вся фаза впрыска  $\varphi_{ф} = \varphi_{нпф} + \varphi_{кпф}$  и момент НВС расположены до в.м.т., а максимальное давление сгорания  $p_z$  — около в.м.т. Это позволяет лучше использовать энергию импульса  $p_z$  как с точки зрения к.п.д. цикла, так и в отношении маневренных качеств дизеля.

На рис. 64, в показаны относительные величины импульса  $p_z/p_z^{н.х.}$  на рабочих режимах винтовой характеристики для нескольких типов главных судовых дизелей, из которых двигатели Сторк НОТL<sub>0</sub> 75/160 и Фиат С758S имели клапанные ТНВД с регулированием по концу подачи (КП), МАН КZ 70/120С — золотниковые ТНВД с регулированием по КП и Зульцер RD76 — клапанные ТНВД с регулированием по НП [33].

Как видно, на основных нагрузочных режимах (100—60%  $n_{ном}$ ) относительный показатель энергии газов  $p_z/p_z^{н.х.}$  для двигателей Зульцер изменяется от 1 до 0,5, а для Сторк до 0,85. Такое различие в запасе располагаемой энергии импульса  $p_z$  с учетом падающей характеристики подачи топливной аппаратуры для двигателей, Зульцер (см. § 15) при прочих равных условиях предопределяет их более худшие маневренные качества в сравнении с двигателями Сторк.

За последнее время фирма Зульцер выполнила большие исследования по определению оптимальных фаз  $\varphi_{нпф}$  и  $\varphi_{кпф}$  для дизелей ряда RND. Прорабатывались все варианты смешанного регулирования и их частные случаи. В конечном итоге компромиссное решение, отражающее связь энерго-экономических показателей двигателя, механической напряженности цилиндро-поршневой группы и сложности конструкции насоса, было в пользу ТНВД с регулированием по концу подачи [30].

## § 15. Режимные характеристики топливной аппаратуры

Рассмотренные выше регулировочные характеристики устанавливают моменты и продолжительность подачи топлива по насосу и форсунке. Поскольку они ориентированы относительно в.м.т., по ним можно составить общее суждение о качественной стороне процесса в цилиндре: о характере теплоподвода, динамических нагрузках, экономичности и т. д.

Однако для того, чтобы рассчитать или в эксплуатационных условиях проанализировать показатели индикаторного процесса, нужно иметь представление о характеристиках, оценивающих количественную сторону топливоподачи. По их параметрам можно

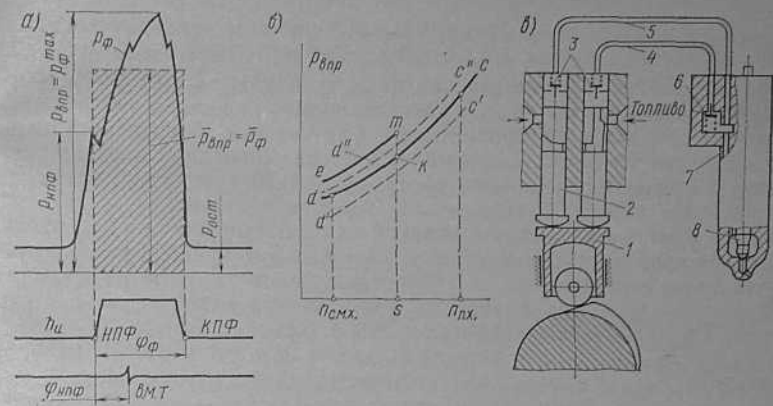


Рис. 65. К понятию характеристики давления впрыскивания: а — осциллограмма давления у форсунки; б — характер зависимости  $p_{впр} = f(n)$  при работе двигателя на винт; в — схема новой топливной аппаратуры двигателя МАН КZS105/180

судить о том, сколько топлива поступает в цилиндр на данном режиме или на данном градусе п.к.в., с какой *неравномерностью* по цилиндрам и т. д.

Каждая такая характеристика в конечном счете связана с производительностью топливной аппаратуры на различных эксплуатационных режимах. Поэтому по своему смыслу они являются *рабочими или режимными характеристиками* топливной аппаратуры.

**Характеристика давления впрыскивания.** Давление впрыскивания  $p_{впр}$  оценивается либо по максимальному давлению топлива на входе в форсунку ( $p_{впр} = p_{ф}^{max}$ ), либо по средней планиметрической величине ( $p_{впр} = \bar{p}_{ф}$ ), взятой за период впрыска  $\varphi_{ф}^0$  (рис. 65, а). Как видно, оба параметра взаимосвязаны, поэтому каждый из них является мерой потенциальной энергии сжатого топлива, а следовательно, и количества топлива, истекающего через форсунку.

Надо заметить, что более объективно энергия впрыска оценивается подобными же параметрами, но отнесенными к «выходному сечению» форсунки, точнее — перед сопловыми отверстиями. Но в практике натурных испытаний дизелей эти параметры не измеряют из-за большой сложности эксперимента.

При анализе результатов исследования топливоподачи в эксплуатационных условиях обычно пользуются параметром  $p_{впр} = p_{ф}^{max}$ , как более «наглядным» в оценке механической напряженности топливной аппаратуры и *условий работы* иглы форсунки. В свою очередь, по параметру  $p_{впр} = \bar{p}_{ф}$  представляется возможность сравнить отдельные типы топливной аппаратуры с точки зрения качества распыливания топлива на отдельных режимах.

Исследования показывают, что давление впрыскивания зависит от нагрузки двигателя (цикловой подачи  $g_{ц}$  гс/цикл) и от частоты вращения. Чем они меньше, тем ниже величины  $p_{впр}$  и  $p_{впр}$ . В этом смысле условия работы двигателя по винтовой характеристике являются самыми неблагоприятными, так как при снижении хода судна уменьшаются одновременно частота вращения и нагрузка винта, причем последняя — пропорционально квадрату частоты вращения.

Характеристика давления впрыскивания показывает зависимость давления  $p_{впр}$  от частоты вращения или другого эксплуатационного или конструктивного параметра. Такая характеристика для двигателя, работающего непосредственно на винт, схематично показана на рис. 65, б (кривая  $cd$ ).

Если  $p_{п.л.х.}$  и  $p_{с.м.х.}$  — частоты вращения полного и самого малого ходов, а  $p_{впр п.л.х.}$  и  $p_{впр с.м.х.}$  — соответствующие им давления впрыска, то, согласно опытным данным, для главных судовых дизелей

$$p_{впр с.м.х.} \approx \left( \frac{1}{2} \div \frac{1}{3} \right) p_{впр п.л.х.},$$

где, в свою очередь  $p_{впр п.л.х.} = 600 - 950$  кгс/см<sup>2</sup>.

Как показывают исследования [27], при частоте вращения ниже  $p_{с.м.х.}$ , обычно  $p_{впр} \approx p_{впр} \approx p_{з.п.}$ . В таких условиях давлением топлива игла лишь отрывается от седла и часто, не дойдя до упора, садится ( $\varphi_{ф} = 1,5 \div 2,5$  п.к.в.). Впрыск становится неустойчивым, неравномерным.

Устойчивость впрыска на режимах малых подач может быть повышена, если характеристику  $p_{впр} = f(n)$  поднять, например, до линии  $me$  на рис. 65, б. Достигается это, в частности, путем «искусственного» увеличения производительности ТНВД за счет выключения одного ряда насосов (двигателя (2Д100) или одного из плунжеров секции ТНВД (дизели МАН K5Z 105/180)). Схема последнего решения показана на рис. 65, в.

От одного толкателя 1 приводятся два одинаковых плунжера 2. Топливо через нагнетательные клапаны 3 по трубопроводам 4 и 5 подается к форсунке и далее по каналу 7 под иглу 8. Механизм регулирования исполнен так, что по мере уменьшения нагрузки двигателя ( $\sim$  от 30%  $N_{с.ном}$  и ниже) правая секция ТНВД переводится на нулевую подачу и автоматический клапан 6 отключает трубопровод 4. После этого общая производительность ТНВД приходится только на один плунжер, емкость системы нагнетания сократится, отчего давление впрыска возрастает (см. линию  $km$  на рис. 65, б).

При износе прецизионных пар насоса и форсунки характеристика  $p_{впр} = f(n)$  расположится ниже (сравни  $c'd'$  и  $cd$ ). В таком случае качество распыливания ухудшится, цикловые подачи уменьшатся.

При засорении соловых отверстий форсунки их эффективное сечение станет меньше и характеристика  $p_{впр} = f(n)$  пойдет выше (сравни кривую  $cd$  с кривой  $c''d''$ ). Цикловая подача при этом может остаться примерно постоянной или измениться — в зависимо-

сти от того, какие условия будут в нагнетательной части системы после момента КПН. Поэтому здесь имеют значение способ регулирования ТНВД, наличие и место нагнетательного клапана. Регулирование ТНВД по ИП и положение клапана в насосе способствуют сохранению цикловой подачи  $g_{ц}$  и, следовательно, затягиванию впрыска по углу п. к. в., ухудшению экономичности цилиндра.

Засорение отверстий форсунки сопровождается сильными ударами и нагревом нагнетательной части системы. Такая неполадка обычно замечается раньше наступления аварийного состояния данной секции ТНВД и форсунку заменяют. Однако интересно оценить величину бросков давления  $p_{впр} = p_{ф}^{max}$ , возникающих при засорении соловых отверстий. Проще всего это сделать для случая полного засорения отверстий в системе без нагнетательного клапана.

Пусть при нормальной работе форсунка подает единичную порцию топлива  $V_{ц} = 50$  см<sup>3</sup>/цикл. Общую длину  $l$  канала нагнетательной части системы примем равной 7 м при диаметре  $d = 7,5$  мм.

Коэффициент сжимаемости  $\alpha_{сж}$  дизельного топлива по опытным данным  $\approx 0,5 \cdot 10^{-4}$  см<sup>2</sup>/кгс. Согласно определению  $\alpha_{сж}$  (см<sup>2</sup>/кгс) есть относительная деформация жидкости, приходящаяся на 1 кгс/см<sup>2</sup> изменения давления в системе, т. е.

$$\alpha_{сж} = \frac{\Delta V/V}{p}, \quad (60)$$

Для рассматриваемого случая

$\Delta V = V_{ц}$  — абсолютная деформация жидкости, см<sup>3</sup>;

$V = V_{ц}$  — емкость нагнетательной части системы;

$V_{ц} = 0,785 d^2 l = 0,785 \cdot 0,75^2 \cdot 700 = 310$  см<sup>3</sup>,  $p = p_{ф}^{max}$  — максимальное давление в системе, которое получится при ее закупорке.

Подставляя численные величины в уравнение (60), найдем:

$$p_{ф}^{max} = \frac{50 \cdot 10^4}{310 \cdot 0,5} = 3230 \text{ кгс/см}^2.$$

Характеристика неравномерности подачи. Несмотря на жесткие технические условия при изготовлении топливной аппаратуры, не удается достичь полного гидравлического единообразия ее отдельных секций. Это объясняется различной (в пределах допуска) плотностью прецизионных пар насоса и форсунки, неодинаковым эффективным сечением распыливающих отверстий, отличном условий наполнения отдельных секций, вызванным динамикой процесса, и т. д. Поэтому всегда существует та или иная неравномерность цикловых подач по цилиндрам.

Если обозначить через  $g_{ц}^{max}$ ,  $g_{ц}^{cp} = \frac{g_{ц}^{max} + g_{ц}^{min}}{2}$  и  $g_{ц}^{min}$  — соответственно максимальную, среднюю и минимальную цикловые подачи топлива, то параметр

$$\delta_{ц} = \frac{g_{ц}^{max} - g_{ц}^{min}}{g_{ц}^{cp}} 100 \%$$

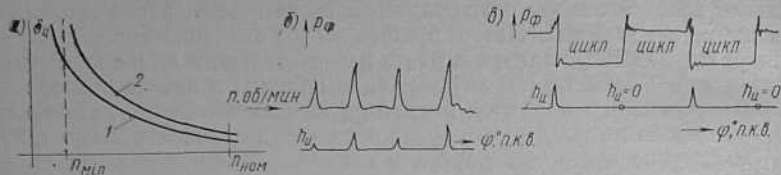


Рис. 66. Характеристики неравномерности подачи (а) при работе двигателя на винт и осциллограммы нестабильной работы топливной аппаратуры при износе (б) и пропусках подачи (в):

1 — новая; 2 — изношенная топливная аппаратура;  $p_\phi = f(\tau)$  — давление у форсунки;  $h_n = f_i(\varphi)$  — подъем иглы

будет выражать собой *степень неравномерности подачи по цилиндрам*.

Характеристикой неравномерности подачи называется зависимость степени неравномерности  $\delta_n$  от частоты вращения или нагрузки:

$$\delta_n = f(n) = f_1(N_e).$$

При комплектации секций топливной аппаратуры для конкретного двигателя, чтобы получить удовлетворительные характеристики по неравномерности подачи, устанавливают плунжерные пары одной группы плотности, а распылители форсунок — одной группы производительности. Только в этом случае более или менее достигаются требуемые величины  $\delta_n$  на отдельных режимах.

Характеристика  $\delta_n = f(n)$  при работе двигателя на винт схематически показана на рис. 66, а кривой 1. Ее вид позволяет заключить, что с уменьшением частоты вращения и нагрузки происходит «саморегулирование» топливной аппаратуры: цикловые подачи отдельных секций начинают резко отличаться одна от другой.

Такое свойство топливной аппаратуры объясняется постепенным изменением ее рабочих условий от номинального режима до малых частот вращения (или нагрузок). Дело в том, что требуемая порция топлива должна быть не только одинаково отмерена всеми секциями ТНВД, но и сохранена в течение активного хода плунжера  $h_a$ . Однако практически достичь этого не удастся, так как с уменьшением  $h_a$  относительное влияние таких факторов, как протечки топлива в прецизионных парах, зазоры в рычажной связи секций ТНВД с общей тягой, гидравлическое сопротивление распылителей, увеличивается, причем в топливной аппаратуре отдельных цилиндров — по-разному.

Для новой топливной аппаратуры, в зависимости от числа цилиндров, ГОСТ 10578—63 допускает пяти-десятикратное увеличение  $\delta_n$  от номинальной частоты вращения до минимальной (или холостого хода.) На номинальных подачах  $\delta_n = 3—6\%$ . Изменением параметра  $\delta_n$  в значительной степени объясняется разрегулирование

показателей рабочего процесса по цилиндрам на долевых режимах.

При изношенной топливной аппаратуре характеристика  $\delta_n = f(n)$  располагается выше (кривая 2 на рис. 66, а). В таком случае задача сохранения уровня показателей индикаторного процесса в допускаемых пределах весьма усложняется. Вид характеристики  $\delta_n = f(n)$  в значительной степени определяет маневренные качества дизеля, в частности его минимально-устойчивую частоту вращения  $n_{\min}$ . Практика показывает, что при уменьшении нагрузки двигателя ( $h_a$ ), начиная с некоторого момента, отдельные секции топливной аппаратуры самовыключаются и двигатель, достигнув  $n_{\min}$ , глохнет. Самовыключение отдельных цилиндров объясняется тем, что их ТНВД в период активного хода плунжера не создают такого давления в системе, которое способно поднять иглу форсунки, т. е.  $p_\phi < p_{з.п}$ , где  $p_{з.п}$  — давление затяга пружины. В таком случае отмеренная насосом порция топлива  $g_n^H$  лишь аккумулируется в объеме нагнетания.

Используя уравнение (60) и данные рассмотренного выше примера, упрощенно оценим минимальную подачу  $(g_n^H)_{\min}$ , при которой игла стронется с места. Примем  $p_{з.п} = 250 \text{ кг/см}^2$ , плотность топлива  $\gamma_\tau = 0,85$ . В таком случае.

$$(g_n^H)_{\min} = V_n^H \gamma_\tau = z_{сж} p_{з.п} V_\Sigma \gamma_\tau = \frac{250 \cdot 310 \cdot 0,85}{20\,000} = 3,3 \text{ гс/цикл.}$$

При  $g_n^H = (g_n^H)_{\min}$  или незначительном ее превышении впрыск может быть неустойчивым, нестабильным, а при  $g_n^H < (g_n^H)_{\min}$  прекратится совсем.

Условия такой работы топливной аппаратуры схематически иллюстрируют осциллограммы на рис. 66, б, в [1]. Как видно, при *нестабильной работе* (см. рис. 66, б) от цикла к циклу  $p_\phi \neq \text{idem}$ ,  $h_n \neq \text{idem}$ , однако впрыск происходит регулярно, при *пропусках подачи* (см. рис. 66, в) — нерегулярно: осциллограммы  $h_n = f(\varphi)$  фиксируют поочередно движение ( $h_n > 0$ ) и покой ( $h_n = 0$ ) иглы. В последнем случае впрыск происходит после «двойной» зарядки системы, т. е. один раз после двух нагнетательных ходов плунжера.

**Закономерность впрыскивания.** При одних и тех же внешних условиях (нагрузка, частота вращения, режим охлаждения и т. п.) и одинаковых регулировочных характеристиках по статическим параметрам ( $\varphi_{\text{плн}}$ ,  $\varphi_{\text{кпл}}$ ,  $\varphi_n = \varphi_a$ ) характер процесса сгорания и его показатели — экономичности ( $g_i$ ;  $\eta_i$ ) и динамики ( $p_z$ ,  $p_z/p_c$ ,  $\Delta p/\Delta \varphi$ ) — зависят от закономерности подачи топлива в период впрыска. Иначе говоря, для развития рабочего процесса в цилиндре безразлично, каким образом количественно распределяется единичная порция топлива в отдельные моменты поступления его в камеру сгорания. Представление об этом дает *закономерность впрыскивания* (или *закон подачи*), показывающая зависимость количества топлива, подаваемого в цилиндр за каждый градус п.к.в., от угла поворота коленчатого (или кулачкового) вала.



Если допустить, что топливо несжимаемо, то в любой момент подачи справедливо равенство

$$g_n = f_n c_n \gamma_t = g_\phi, \quad (61)$$

где  $g_n$  и  $g_\phi$  — секундные количества топлива, подаваемые соответственно насосом и форсункой, гс/с;

$f_n$  и  $c_n$  — соответственно площадь, см<sup>2</sup>, и скорость, см/с, плунжера;

$\gamma_t$  — плотность топлива, г/см<sup>3</sup>.

Так как  $\varphi = 6n\tau$ , то, положив,  $\varphi = 1^\circ$  и имея в виду выражение (61), получим:

$$g'_\phi = g'_n = g_n \tau_1 = f_n c_n \gamma_t \frac{1}{6n} = k c_n, \quad (62)$$

где  $k = f_n \gamma_t / 6n$  — постоянная для данного режима величина;  $g'_\phi = g'_n = \dots$ , гс/° п.к.в.

Уравнение (62) есть закон подачи для несжимаемой жидкости. Для конкретного режима он определяется только скоростью плунжера и, следовательно, может быть в масштабе представлен ее графиком  $c_n = f(\varphi)$  (рис. 67, а).

Но, как говорилось выше, в процессе впрыска динамические явления нарушают характеристики, заданные кинематикой привода ТНВД. Поэтому фактический закон подачи должен быть увязан с динамикой впрыска. В этом случае в любой момент времени расход топлива через форсунку  $g''_\phi$  гс/с выразится зависимостью

$$g''_\phi = \mu_\phi f_\phi c_\phi \gamma_t = \mu_\phi f_\phi \gamma_t \sqrt{\frac{2}{\rho_t} V \overline{p_{впр}}}, \quad (63)$$

где  $\mu_\phi f_\phi$  — эффективное сечение распылителя, см<sup>2</sup>;

$c_\phi$  — скорость истечения топлива из форсунки, см/с;

$\rho_t$  — плотность топлива, кгс/см<sup>3</sup>;

$\overline{p_{впр}}$  — среднее на данном участке впрыска давление топлива у форсунки, кгс/см<sup>2</sup>.

Приняв участок впрыска равным 1° п. к. в., получим (в гс/° п. к. в.):

$$g''_\phi = g''_\phi \tau_1 = \mu_\phi f_\phi \gamma_t \times \sqrt{\frac{2}{\rho_t} V \overline{p_{впр}}} \frac{1}{6n}. \quad (64)$$

Уравнение (64) представляет собой *действительный закон подачи* с учетом всех факторов, обуславливающих динамику процесса впрыска.

Допуская, что за период впрыска  $\mu_\phi f_\phi = idem$ , и обозначив через  $k_1$  постоянные для данного режима величины

$$\mu_\phi f_\phi \gamma_t \sqrt{\frac{2}{\rho_t} \frac{1}{6n}} = k_1,$$

получим (в гс/° п.к.в.):

$$g''_\phi = k_1 V \overline{p_{впр}}, \quad (65)$$

т. е. действительный закон подачи в некотором масштабе может быть представлен кривой  $\rho_\phi = f(\varphi)$  (см. рис. 67, б), где для сравнения даны два варианта закона подачи (сплошная и пунктирная кривые).

Сопоставление графиков на рис. 67 позволяет заключить, что: процесс впрыска характеризуется неуправляемостью, так как в общем случае картина подачи по насосу (см. рис. 67, а) ни по фазам, ни по закономерности впрыскивания не соответствует картине по форсунке (см. рис. 67, б);

действительный закон подачи (см. рис. 67, б) имеет непосредственное отношение к развитию процесса в цилиндре, так как в каждом из его вариантов количество топлива (тепла), подведенное за один и тот же период  $\tau_x^0$  неодинаково (площади 1—2—4—1 и 1—3—4—1).

Условия эксплуатации оказывают влияние на закон подачи топлива, поскольку, согласно уравнению (65),  $g''_\phi = f(\mu_\phi, f_\phi, \rho_t, \overline{p_{впр}})$ . В таком случае изменение сорта топлива повлияет на факторы  $\mu_\phi$  и  $\rho_t$ , износы сопловых отверстий распылителя — на его эффективное сечение ( $\mu_\phi f_\phi$ ), износы кулачных шайб и прецизионных пар ТНВД и форсунки — на величину давления  $\overline{p_{впр}}$ .

**Характеристика подачи топливной аппаратуры.** Когда двигатель работает по внешней или частичным характеристикам, то орган, регулирующий подачу топлива, остается в зафиксированном положении (см. гл. 1). Это значит, что регулировочные характеристики по статическим параметрам, а с ними и геометрическая цикловая порция топлива  $g''_u = f_n h_{вт} \gamma_t$  гс/цикл будут неизменны.

Однако согласно опытным данным, несмотря на такое положение органов регулирования, подача топлива форсункой  $g''_\phi$  гс/цикл не остается постоянной. В зависимости от целого ряда факторов действительная цикловая подача  $g_u = g''_\phi$  может в значительной степени изменяться (в сравнении с  $g''_u = const$ ) при различной частоте вращения вала. Поэтому одной из важнейших рабочих характеристик топливной аппаратуры является зависимость

$$g_u = f(n) \cdot P = idem, \quad (66)$$

которую называют *характеристикой подачи*. Она показывает, как изменяется цикловая подача топлива в цилиндр в функции от час-

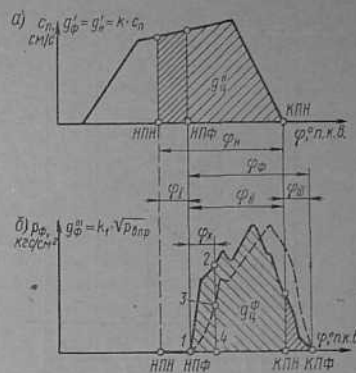


Рис. 67. Закон подачи топлива без учета (а) и с учетом (б) сжимаемости жидкости

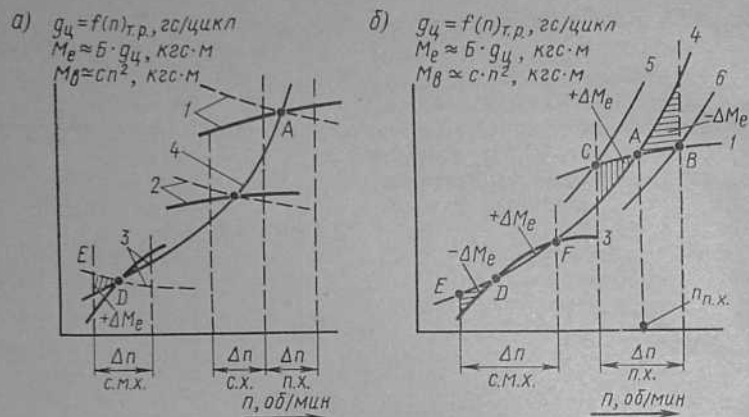


Рис. 68. Схематическое изображение характеристик подачи топливной аппаратуры и располагаемого крутящего момента двигателя:

а — варианты характеристик; б — сопоставление располагаемого и необходимого моментов двигателя

тоты вращения вала при заданном неизменном положении топливной рейки  $TP = idem$ )\*.

Характеристики подачи снимают на стенде в широком диапазоне частоты вращения. В качестве примера на рис. 68 схематично изображено несколько характеристик, соответствующих  $TP = idem$  полного 1, среднего 2 и самого малого 3 ходов. Они смещены с расчетной кривой 4, показывающей  $g_u = f(n)$  при работе двигателя на винт.

Уравнение (66) косвенно характеризует *располагаемую энергию* двигателя, так как величина  $g_u$  является определяющей в оценке его крутящего момента при работе по внешней и частичным характеристикам. Ранее (см. гл. I) говорилось, что практически судовые дизели работают лишь на отдельных участках  $\Delta n$  внешней и частичных характеристик, для которых, делая допущение, можно положить  $\eta_e \approx idem$ . В таком случае известное из теории выражение для крутящего момента на валу двигателя  $M_e = A g_u \eta_e$  можно представить в виде

$$M_e \approx B g_u, \quad (67)$$

где  $B = A \eta_e$ , и характеристики подачи  $g_u = f(n)_{т.р.}$ , показанные на рис. 68 кривыми 1, 2, 3, будут одновременно характеристиками располагаемого крутящего момента двигателя  $M_e = B g_u$  при  $TP = idem$ , когда частота вращения меняется под действием внешней нагрузки. Кривая 4 изобразит крутящий момент, *потребляемый винтом* ( $M_0 = c n^2$ ).

\* В дальнейшем при записи уравнения (66) сокращение *idem* опускается;  $g_u = f(n)_{т.р.}$ .

По взаимному положению кривых располагаемого  $M_e$  и необходимого  $M_0$  крутящих моментов можно составить представление об устойчивости частоты вращения вала двигателя на разных режимах винтовой характеристики. Когда при колебании частоты вращения  $\Delta n$  винт становится гидродинамически более тяжелым (кривая 5 на рис. 68, б) или легким (кривая 6), то в области  $\Delta n$  *полного хода* создаются условия саморегулирования частоты вращения. Например, если точкой А задан режим эксплуатационного полного хода, то разгон двигателя до винтовой характеристики 6 (точка В) и торможение до характеристики 5 (точка С) будут продолжаться только в период действия внешней силы, так как на участке ВА разность располагаемого и необходимого моментов ( $-\Delta M_e$ ) будет стремиться уменьшить, а на участке СА ( $+\Delta M_e$ ) — увеличить частоту вращения. В итоге скоростной режим точки А восстановится.

В области  $\Delta n$  *малого и самого малого ходов* двигателя указанного саморегулирования частоты вращения вала может не быть. При прочих равных условиях определяющее значение в данном случае будет иметь вид характеристики подачи топливной аппаратуры  $g_u = f(n)_{т.р.}$ .

Пусть точкой D задан режим в области  $\Delta n$  *с.м.х.* Если характеристика  $g_u = f(n)_{т.р.}$  падает с уменьшением частоты вращения (см. 3, сплошные линии), то заданной точкой D режим при затормаживающем действии внешних сил (участок DE) и при разгоне двигателя (участок DF) не восстановится (см. рис. 68, б), поскольку небаланс моментов будет отрицательным ( $-\Delta M_e$ ). Если действие затормаживающих сил в точке E быстро не прекратится, двигатель заглохнет.

В том случае, когда характеристика подачи имеет обратный вид (см. 3, штриховые линии), то маневренные качества двигателя будут лучше, поскольку при том же действии внешних сил режим точки D будет восстанавливаться за счет положительного небаланса моментов ( $+\Delta M_e$ ); располагаемый момент  $M_e$  на участке DE пойдет выше необходимого  $M_0$  (см. рис. 68, а).

Чем же определяется вид характеристики подачи? Исследования показывают, что протекание зависимости  $g_u = f(n)_{т.р.}$  связано с давлением подкачки, принципом регулирования ТНВД, конструкцией плунжерной пары, наличием нагнетательного клапана, местом его в системе и рядом других факторов, характеризующих индивидуальные особенности топливной аппаратуры [1, 23, 28]. Эти особенности так или иначе отражаются на отдельных составляющих динамического баланса расхода той порции топлива, которая отмерена ТНВД и подается в цилиндр за период активного впрыска.

Если обозначить через

$g_u^n = f_u h_a \dot{\tau}_r$  гс/цикл — *геометрическую* цикловую подачу на соса;

$g_{цр}^n$  — действительную (располагаемую) цикловую подачу насоса;  
 $\xi = g_{цр}^n / g_{ц}^n$  — поправочный коэффициент, учитывающий динамику процесса наполнения данной секции ТНВД;

$g_{д}^{ин}$  и  $g_{д}^{ин}$  — увеличение производительности ТНВД за счет дросселирования потока топлива при перепуске до геометрического начала (НП) и после конца (КП) подачи;

$g_{сж}$  и  $g_{пр}$  — потерю производительности ТНВД за счет сжимаемости и протечек топлива в нагнетательной части системы, — то цикловая порция топлива (гс/цикл), поступающая в цилиндр, в общем случае может быть представлена алгебраической суммой перечисленных составляющих динамического массового баланса потока топлива за цикл:

$$g_{ц} = \xi g_{цр}^n + g_{д}^{ин} + g_{д}^{ин} - g_{сж} - g_{пр}. \quad (68)$$

Уравнение (68) представляет собой физическую модель характеристики подачи топливной аппаратуры, поскольку его составляющие учитывают физическую картину протекания процесса впрыска. Упомянутые выше индивидуальные особенности топливной аппаратуры отражаются в отдельных составляющих уравнения баланса и, следовательно, влияют на течение характеристики подачи.

Поскольку свойство характеристики подачи выражается условием  $TP = idem$ , то для уяснения физического смысла отдельных членов уравнения (68) представим их в функции основного аргумента — частоты вращения вала.

Первый член выражения (68) представим в виде зависимости

$$\xi g_{ц}^n = \xi g_{ц} \tau_n = k \xi \frac{c_n}{n}, \quad (69)$$

где  $g_{ц}$ , гс/с — секундная подача насоса;

$$\tau_n = \frac{\varphi_n}{6n}, \text{ с};$$

$\varphi_n = \varphi_a$  — период активной подачи, ° п. к. в. При  $TP = idem$ , имеем

$$\varphi_n = \varphi_a = idem.$$

Так как  $c_n = k_1 n$ , то при  $n = \text{varia}$  из уравнения (69) окончательно получим:

$$g_{цр}^n = \xi g_{ц}^n = k_2 \xi, \quad (70)$$

т. е. располагаемая цикловая подача по насосу  $g_{цр}^n$  зависит лишь от условий наполнения — параметра  $\xi$ .

Выше (см. § 13) излагалось, что условия наполнения отдельных секций ТНВД могут отличаться вследствие влияния колебательного процесса в топливоподводящей магистрали. Из сравнения графиков на рис. 69 видно, что при блочной компоновке секций ТНВД (рис. 69, а), когда колебания давления значительно нарушают статичность подпора, единообразия наполнения отсут-

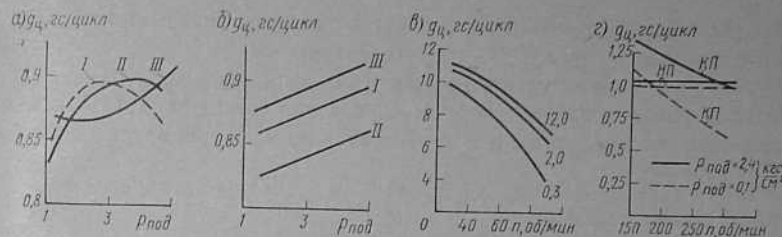


Рис. 69. Зависимость цикловых подач  $g_{ц}$  от давления подкачки  $p_{под}$ : а — при нахождении золотниковых секций I, II, III в блоке ТНВД; б — при их нахождении в индивидуальном корпусе; в — характеристики подачи золотникового ТНВД при  $p_{под} = 0,3; 2,0; 12,0$  кгс/см<sup>2</sup>; г — характеристики подачи клапанного ТНВД при регулировании по НП и КП в случае  $p_{под} = \text{varia}$

ствует: кривые  $g_{ц} = f(p_{под})$  не имеют никакой закономерности. Те же секции при индивидуальной компоновке (рис. 69, б) показывают четкую зависимость  $g_{ц}$  от  $p_{под}$ .

Статический подпор (давление подкачки  $p_{под}$ ) весьма важен в оценке условий наполнения. В общем случае с увеличением  $p_{под}$  параметр  $\xi$ , а следовательно, располагаемая цикловая подача насоса  $g_{цр}^n$  и форсунки  $g_{ц}^n = g_{ц}$  — растут.

Однако, согласно опытным данным, этот рост идет лишь до некоторого предела  $p_{под}^{opt}$ , после которого увеличение  $p_{под}$  нецелесообразно. Так, для двигателя Бурмейстер и Вайн 502 WF140 (рис. 69, в) величина  $p_{под}^{opt} \approx 2,0$  кгс/см<sup>2</sup>, поскольку далее в диапазоне  $p_{под} = 2,0 \div 12,0$  кгс/см<sup>2</sup> прирост  $g_{ц}$  незначителен. В некоторых случаях при сильных колебаниях давления со стороны наполнения ТНВД, вследствие наличия в массе топлива кавитационных пузырей, параметр  $\xi$  может значительно изменяться.

Регулирование ТНВД по НП оказывается мало чувствительным к величине  $p_{под}$  в сравнении с регулированием по КП (рис. 69, г), так как последнее, при прочих равных условиях, приводит к более сильным динамическим явлениям в полости отсечки и нарушению работы регулирующего клапана [28].

Второй член уравнения (68) представляет разность между количеством топлива  $g_{пер}$ , которое должно истечь за перепуск до начала активного хода плунжера, и фактически истекшим количеством топлива  $g'_{пер}$ :  $g_{д}^{ин} = g_{пер} - g'_{пер}$ . Но поскольку при  $TP = idem$  всегда  $g_{пер} = idem$ , то величина  $g_{д}^{ин}$  будет зависеть от изменения  $g'_{пер}$ .

Можно показать, что

$$g_{д}^{ин} = g_{пер} - g'_{пер} \approx A - k_3 \frac{\bar{\mu} \sqrt{\bar{p}}}{n}, \quad (71)$$

где  $\bar{\mu}$  и  $\bar{p}$  — средние величины коэффициента расхода и давления топлива за всю геометрическую фазу перепуска от  $h_n = 0$  до  $h_n = h_{нпн}$ . С увеличением частоты вращения дробь  $\bar{\mu} \sqrt{\bar{p}} / n$  уменьшается за

счет роста потерь в органах перепуска и снижения величины  $\sqrt{\bar{p}}/n$ . В итоге разность  $g_a^{ин} = g_{пер} - g'_{пер}$  возрастает.

Третий член уравнения (68) по характеру изменения подобен рассмотренному. В этом случае вид выражения (71) сохраняется, но параметры  $\mu$  и  $\bar{p}$  относятся ко всей геометрической фазе отсечки.

Четвертый член уравнения (68) — величина  $g_{сж}$ , определяемая выражением

$$g_{сж} = \alpha_{сж} V_{\Sigma} (\bar{p}_{впр} - p_{ост}), \quad (72)$$

при условии постоянства остаточного давления  $p_{ост}$  с повышением частоты вращения растет, так как характеристика  $p_{впр} = f(n)$  всегда имеет подъем (см. § 15). Однако конструктивные особенности нагнетательной части системы (например, величина ее емкости, наличие, тип и место установки нагнетательного клапана) могут через параметры  $p_{ост}$  и  $\bar{p}_{впр}$  в сильной степени влиять на слагаемое  $g_{сж}$ .

Последний член уравнения (68), учитывающий протечки, выражается зависимостью

$$g_{пр} = k_4 d \delta^3 \bar{p}_{впр} \varphi_{пр} / \mu l, \quad (73)$$

где  $d$  — диаметр плунжера (иглы);  
 $\delta$  — радиальный зазор;  
 $\mu$  — вязкость топлива (динамическая);  
 $l$  — «длина» зазора;  
 $\varphi_{пр}$  — период протечек ( $\varphi_{пр} \approx \varphi_a$ );  
 $k_4$  — постоянная.

Для конкретной системы и сорта топлива, положив

$$k_4 d \varphi_a / \mu l = k_5, \quad (74)$$

получим:

$$g_{пр} \approx k_5 \delta^3 \bar{p}_{впр} / n. \quad (75)$$

Принимая, при условии  $TP = idem$ , линейную зависимость  $\bar{p}_{впр} \approx k_6 n$ , найдем из уравнения (75), что величина протечек  $g_{пр} \approx k_7 \delta^3$  в явной форме не зависит от частоты вращения.

Однако надо иметь в виду, что в период активной подачи происходит радиальная деформация направляющих плунжера и иглы форсунки, так что фактор  $\bar{p}_{впр}$  через  $\delta$  влияет на величину  $g_{пр}$ . Кроме того, сделанный вывод касался конкретной топливной аппаратуры, так как был обусловлен постоянной  $k_5$ . Ясно, что изменения конструктивного фактора  $d$ , рода топлива  $\mu$  и длины уплотняющей части пары  $l$  имеют прямое отношение к величине  $g_{пр}$ .

Таким образом, общий качественный анализ уравнения баланса (68) позволяет заключить, что с ростом частоты вращения характеристика  $g_{ц} = f(n)_{т.р.}$  должна возрастать за счет составляющих  $g_a^{ин}$  и  $g_a^{ст}$  и падать за счет  $\xi$ ,  $g_{сж}$  и  $g_{пр}$ . Степень влияния

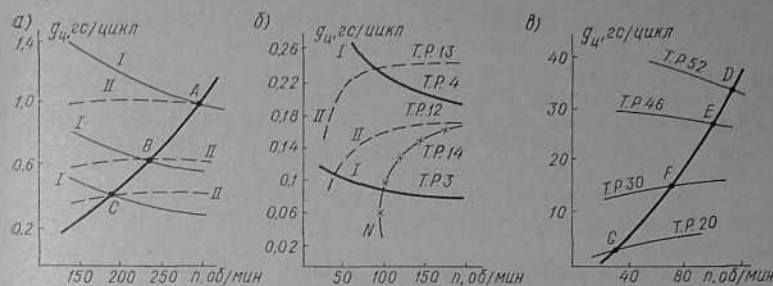


Рис. 70. Экспериментальные характеристики подачи топливной аппаратуры судовых дизелей ДР 30/50 (а, б) и БМЗ ДКРЗН 75/160 (в):

$I$  — ТНВД с регулированием по КП;  $II$  — то же, по НП; А, В, С и D, Е, F, G — расчетные точки  $g_{ц}$  винтовой характеристики; N — характеристики  $g_{ц} = f(n)_{т.р.}$  малой подачи при отсутствии нагнетательного клапана ТНВД типа II

каждого члена, составляющего баланс, зависит от индивидуальных особенностей топливной аппаратуры.

На рис. 70 показаны типичные варианты экспериментальных характеристик подачи с клапанной (а, б) и золотниковой (в) регулированием цикловой подачи  $g_{ц}$ . Случай А соответствует  $TR = idem$  при нагрузках  $N_e = (100 \div 25) \% N_{еном}$ , случай б — при нагрузках  $N_e < 25 \% N_{еном}$ . Точками А, В, С и D, Е, F, G отмечены исходные режимы, от которых начинались замеры  $g_{ц}$  отдельных характеристик  $g_{ц} = f(n)_{т.р.}$ . Графики на рис. 70, а, б показывают влияние на характеристики подачи только одного фактора — принципа регулирования ТНВД. Как видно, последний однозначно определяет характер протекания зависимости  $g_{ц} = f(n)_{т.р.}$ ; с уменьшением частоты вращения характеристики подачи при регулировании ТНВД по НП сначала постепенно, затем резко падают от больших значений  $TR = idem$  к меньшим, тогда как при регулировании по КП стабильно сохраняют тенденцию к росту.

Поскольку характеристики подачи на рис. 70, а, б, получены для одной и той же системы, их качественный анализ по уравнению (68) можно сделать, положив в первом приближении  $g_a^{ин} \approx g_a^{ст} \approx idem$ , а также  $g_{пр}$  и  $\xi = idem$ . В таком случае характер зависимости  $g_{ц} = f(n)_{т.р.}$  подчиняется влиянию одного слагаемого  $g_{сж}$ .

При различных способах регулирования ТНВД потеря на сжимаемость  $g_{сж}$  неодинакова, что вытекает из самой сущности динамического баланса расхода при впрыске: при регулировании по НП энергия, затрачиваемая на сжатие топлива в системе нагнетания, в общем не пропадает, так как система аккумулирует и расходует энергию на впрыск за весь период подачи от момента НПП до КПФ ( $\varphi_1 + \varphi_п + \varphi_{п1}$  — см. рис. 59, б, в). В таком случае в уравнении (68) слагаемое  $g_{сж} = const$  и характеристика подачи  $g_{ц} = f(n)_{т.р.}$  по своему виду приближается к горизонтали (см. рис. 70, а, верхняя пунктирная линия).

При регулировании ТНВД по КП наличие отсечки меняет условия использования энергии, затраченной на сжатие топлива за фазы  $\varphi_{11} + \varphi_{12}$ , так как часть этой энергии расходуется на истечение топлива в полость отсечки. В итоге период  $\varphi_{12}$  и величина  $g_{12}$  ставятся в зависимость от количества топлива, ушедшего на перепуск. Чем больше частота вращения, тем относительно большее количество топлива уходит в полость отсечки, поскольку давление  $p_{12} = p_{квп}$  увеличивается. В результате влияние фактора  $g_{сж}$  в уравнении (68) возрастает и характеристика подачи с увеличением частоты вращения идет вниз.

Однако, если указанное свойство систем, имеющих клапанные ТНВД с регулированием по КП, в общем сохраняется независимо от того, в какой области нагрузки ( $TP = idem$ ) работает топливная аппаратура (см. рис. 70, а, б), то системы с регулированием ТНВД по НП показывают обратное. Для них наклон характеристик подачи соответствует уменьшению частоты вращения, причем тем резче, чем ниже область нагрузки (см. рис. 70, б). Последнее объясняется свойством таких систем изменять фазы  $\varphi_{квф}$  (подробно см. § 14), в результате чего при снижении частоты вращения, вследствие сокращения периода подачи форсункой  $\varphi_{ф}$  и сильного падения давления  $\bar{p}_{впр} = p_{ф}$ , величина  $g_{12} = g_{12}^{\text{ф}} = k\sqrt{p_{впр}\varphi_{ф}/n}$  уменьшается в сравнении с  $g_{12}^{\text{н}} = k_1 h_a$ , т. е. динамический разбаланс топливоподачи по насосу и форсунке растет.

В таком случае с понижением частоты вращения, несмотря на регулирование ТНВД по НП, согласно уравнению (68), потеря на сжимаемость  $g_{сж}$  начинает возрастать, причем тем больше, чем ниже  $TP = idem$ . В итоге  $g_{12}$  падает. При этом удаление нагнетательного клапана из системы способствует более раннему и крутому спаду характеристики  $g_{12} = f(n)_{т.р.}$  (кривая *Н* на рис. 70, б).

В топливной аппаратуре с золотниковыми ТНВД изложенные соображения относительно влияния принципа регулирования на вид характеристики подачи остаются в силе, однако в этом случае наряду с фактором  $g_{сж}$  действует другой определяющий фактор — протечки  $g_{пр}$ . Поэтому анализ зависимости  $g_{12} = f(n)_{т.р.}$  по уравнению (68) нужно вести с учетом выражения (75), в котором  $k_5 = k_4 d_{фa} / \mu l$  — величина, при прочих равных условиях постоянная только для гладких плунжеров. Для золотниковых длина  $l$  уплотняющей поверхности головки плунжера с уменьшением  $h_a$  становится значительно меньше, вследствие чего относительное влияние  $g_{пр}$  на  $g_{12}$  возрастает.

На рис. 70, в показаны характеристики подачи топливной аппаратуры малооборотного судового дизеля с золотниковым ТНВД, регулируемым концом подачи (характеристики сняты на стенде БМЗ аспирантом ЛВИМУ Н. Т. Апостоловым). В области больших нагрузок ( $TP = 52; 46$ ) характер протекания зависимости  $g_{12} = f(n)_{т.р.}$  объясняется рассмотренной выше связью фактора  $g_{сж}$  с принципом регулирования ТНВД по КП. На режимах малых нагрузок ( $TP = 30; 20$ ) определяющим становится относительное влияние протечек  $g_{пр}$ , обусловленное значительным уменьшением

длины  $l$  уплотняющей поверхности плунжера, в результате чего характеристики подачи меняют наклон.

На рис. 71 показано влияние некоторых конструктивных особенностей топливной аппаратуры на характер протекания зависимости  $g_{12} = f(n)_{т.р.}$ . Так, из сопоставления кривых *I* и *II* следует, что удаление нагнетательного клапана (кривая *II*), во-первых, снижает  $g_{12}$  на всех скоростных режимах, во-вторых, приводит к более резкому падению характеристики с ростом частоты вращения, что связано с большим влиянием фактора  $g_{сж}$ .

При одном рабочем окне вместо двух штатных характеристика подачи (кривая *III*) при  $TP = idem = 48$  располагается выше (по сравнению с кривой *II*), особенно в области пониженных частот вращения. Это объясняется тем, что при одном окне протечки  $g_{пр}$  меньше, а эффект дросселирования ( $g_{д}^{\text{н}}$  и  $g_{д}^{\text{кн}}$ ) сильнее. В итоге точки  $g_{12}$  кривой *III* на всех скоростных режимах располагаются выше кривой *II*.

В заключение заметим, что в ряде случаев, например при анализе изменения параметров двигателя, работающего в режимах той или иной эксплуатационной характеристики, более удобно пользоваться не абсолютной —  $g_{12} = f(n)_{т.р.}$ , а относительной характеристикой подачи топливной аппаратуры

$$\eta_n = g_{12} / g_{12}^{\text{н}} = g_{12} / f_n h_a \gamma_{\tau} = f_1(n)_{т.р.}, \quad (76)$$

показывающей изменение величины действительной цикловой подачи  $g_{12}^{\text{н}} = g_{12}$  по отношению к геометрической  $g_{12}^{\text{н}} = f_n h_a \gamma_{\tau}$  в зависимости от частоты вращения при  $TP = idem$ . Параметр  $\eta_n$  в таком случае называют коэффициентом подачи топливной аппаратуры.

Если левую и правую части уравнения (68) разделить на  $g_{12}^{\text{н}}$ , то полученное выражение

$$\eta_n = \frac{g_{12}}{g_{12}^{\text{н}}} = \xi + \frac{g_{д}^{\text{нн}} + g_{д}^{\text{кн}} - g_{сж} - g_{пр}}{f_n h_a \gamma_{\tau}} \quad (77)$$

покажет относительное изменение каждого слагаемого массового динамического баланса в условиях работы топливной аппаратуры при  $TP = idem$  и  $n = \text{varia}$ .

График зависимости  $\eta_n = f_1(n)_{т.р.}$  более наглядно, чем график  $g_{12} = f(n)_{т.р.}$ , иллюстрирует цикловую производительность топливной аппаратуры на отдельных режимах, так как показывает относительную величину  $g_{12} / g_{12}^{\text{н}}$  непосредственно в процентах или долях единицы.



Рис. 71. Экспериментальные характеристики подачи топливной аппаратуры двигателя Бурмейстер и Вайн 62WF140 с золотниковым ТНВД, регулируемым по концу подачи:

*I* — с нагнетательным клапаном в напоре; *II* — без клапана; *III* — с одним рабочим окном

Конструктивные особенности топливной аппаратуры, ее кинематические характеристики и динамика процессов со стороны нагнетания и наполнения ТНВД меняют величину  $\eta_{п}$  в широких пределах:  $\eta_{п} = 0,6 \div 1,3$  и выше.

В главных и вспомогательных судовых дизелях применяют в основном метод регулирования перепуском части топлива, т. е. путем изменения активного хода плунжера. Перепуск топлива осуществляется специальными клапанами (клапанные насосы) или кромками плунжера-золотника (золотниковые насосы). Регулирование количества подаваемого топлива, а следовательно, и фаз топливоподачи в этом случае осуществляется изменением начала, конца или одновременно начала и конца подачи. В судовых дизелях применяют все эти три вида регулирования. В топливных системах аккумуляторного типа отмеривание цикловых порций обычно производится форсунками с механическим приводом или специальными распределительными устройствами. В принципе в этих системах могут быть все три рассмотренных случая изменения фаз топливоподачи, но чаще используют смешанное регулирование.

## ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ТОПЛИВОПОДАЧИ

### § 16. Требования к топливной аппаратуре.

#### Ее неисправности

Сохранение заданного уровня рабочих параметров двигателя возможно только при нормальной работе топливной аппаратуры. Чтобы достичь этого, нужно, во-первых, выполнять требования, предъявляемые к ней «Правилами технической эксплуатации судовых дизелей» и инструкциями заводов-изготовителей; во-вторых, иметь понятие о наиболее распространенных неполадках в системе топливоподачи и путях их устранения; наконец, знать основные средства профилактики топливной аппаратуры в эксплуатационных условиях.

Требования к топливной аппаратуре направлены, в общем, к тому, чтобы в эксплуатационных условиях сохранить ее начальные характеристики и тем самым поддерживать: идентичность условий впрыска и распыливания; заданную неравномерность цикловых порций.

Для этой цели необходимо:

производить периодический контроль статических характеристик топливной аппаратуры, включая нулевую подачу ТНВД; проверять давление затяга форсуночных пружи  $p_{зп} = p_{штф}$ ; определять гидравлическую плотность прецизионных пар насоса и форсунки, в том числе их клапанов; контролировать чистоту и износ сопловых отверстий распылителей.

Опыт эксплуатации судовых дизелей показывает, что наибольшее количество отказов приходится на детали топливной аппаратуры [12]. Соотношение трудозатрат на обеспечение нормальной работы двигателя складывается таким образом, что среднегодовая трудоемкость при ремонтах и техническом обслуживании топливной аппаратуры оказывается наибольшей.

Неисправности в элементах топливной аппаратуры вызываются технологическими, конструктивными и эксплуатационными причинами. *Технологические причины* связаны с некачественными материалами деталей или его механической и термической обработкой, сборкой; *конструктивные* — объясняются недостаточной проработкой или доводкой элементов топливной аппаратуры, в том числе динамики ее процессов; *эксплуатационные причины* могут быть связаны с сортом и качеством топлива, условиями рейса (влажность воздуха, качка), вибрацией двигателя, уровнем технического обслуживания и т. д.

Среди указанных причин неисправностей топливной аппаратуры нет главных. Каждая из них может вызвать случайные или «хронические» неполадки в системе, поэтому механик должен внимательно и всесторонне анализировать ту или иную неисправность с позиций всего комплекса факторов, определяющих рабочие условия всей системы топливоотдачи.

**Неисправности насосов высокого давления.** При хорошем материале, хорошей очистке топлива и регулярной профилактике плунжерная пара малооборотного судового дизеля, изготовленная из качественного материала, вне зависимости от конструкции плунжера, начинает терять плотность вследствие естественного износа примерно через 19—25 тыс. ч работы. Однако факторами, определяющими долговечность плунжерной пары, являются *коррозионный и местный износ*.

При сернистых обводненных топливах коррозионный износ может вывести плунжерную пару из действия через 2—5 тыс. ч работы — все зависит от того, когда коррозия обнаружена и сколь эффективны на судне средства очистки топлива от морской воды.

Из местных износов главными являются *эрозионные разрушения* плунжеров и поверхностей ТНВД со стороны перепуска топлива. Дело в том, что в связи с форсировкой цилиндровой мощности современных судовых дизелей и сохранением  $\varphi_n = \varphi_a \approx idem$  резко возросли скорости потока топлива, перепускаемого до и после активного хода плунжера  $h_a$ , в отдельные моменты перепуска они достигают 200 м/с. При таких скоростях возникают не только интенсивные волновые явления (см. гл. III, § 13), но и условия для сильного гидроудара и кавитации.

Рассмотрим два типичных примера.

**Пример 1.** (рис. 72). Рассматривается зафиксированная в специальном эксперименте [25] картина течения топлива при отсечке через рабочее окно золотникового ТНВД (схема его — см. рис. 56). В начальные моменты отсечки, когда рабочая кромка 1 золотника поднята пад нижней кромкой окна на высоту 0,5—1,5 мм, в окне отчетливо видна резкая струя 2, расходящаяся конусом. За счет сильного эжектирующего действия струи 2 возникают условия, при которых давление топлива снижается до давления насыщенных паров и в углу канала (точка К) образуются паровоздушные каверны. Картина потока в эти моменты носит характер *кавитационного течения*.

При дальнейшем подъеме плунжера конус струи 2 расширяется, его ось смещается из положения II—II в положение II'—II'. Чем больше открыты окна, тем более массивным становится конус струи, живая сила которой гасится при ударе в специально поставленный для этой цели отражательный болт 3.

Таким образом, истечение топлива при отсечке можно условно разбить на две фазы, последовательно сменяющие друг друга: А — кавитационное течение; Б — гидравлический удар. Первая фаза вызывает *кавитационную эрозию плунжера*, что подтверждается фактом начала развития раковины Р на плунжере в плохо продуваемом «углу» К, на высоте  $h = d_{он}$ . Дальнейший рост раковины идет по стрелке N в сторону рабочей кромки 1 золотника. Вторая фаза течения топлива приводит к *гидроэрозии отражательных болтов*. Их износ идет в направлении потока отсечки (стрелка М).

Рассмотренные особенности течения топлива при отсечке определяют пути возможных решений по устранению или локализации эрозии элементов ТНВД.

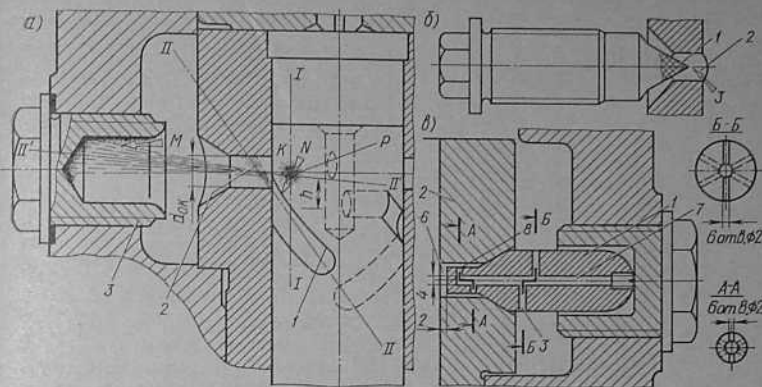


Рис. 72. Схема потока топлива при отсечке в золотниковом ТНВД двигателя МАН КZ70/120 С (а), новая конструкция отражательного болта двигателя МАН КZ70/120 А5 (б) и конструкция дроссельной вставки (в)

На рис. 72, б приведена новая конструкция отражательного болта, конус которого 1 заходит в окно 2 втулки плунжера, создавая подпор потоку 3 отсечки. В таком случае эжектирующее действие струи, а с ним и фаза кавитационного течения сокращаются. Опыт эксплуатации показывает, что интенсивность эрозии рабочих кромок плунжеров снижается, однако, поскольку подобное решение не устраняет гидроудара, болты в конусной части 1 подвержены сильному износу.

Решение на рис. 72, в позволяет устранить обе фазы течения потока отсечки. Здесь рабочее окно 6 втулки 2 закрывается дроссельной вставкой 1. Поток топлива в любое время отсечки полностью продувает узкую полость окна 6, не создавая «глухих» зон, а дробление его в радиальных каналах 8 и 3 резко уменьшает живую силу. Раздробленный и ослабленный поток выходит в массу топлива, окружающего втулку 2, не вызывая сильных колебаний давления [25].

**Пример 2.** Этот типичный пример кавитационного течения (и износов) относится к *клапанному* ТНВД, когда энергия перепуска определяется «механическим выталкиванием» топлива через регулирующий клапан (схема ТНВД — см. рис. 53).

В данном случае перед закрытием клапана 1 (рис. 73, а) в щели 2 скорость потока достигает 150—200 м/с и более. Создается сильный эжектирующий эффект, сопровождающийся отрывом потока топлива при посадке клапана. В области К под его седлом возникают условия кавитационного течения. Осциллограмма  $p_k = f(\varphi)^\circ$  п. к. в. фиксирует вакуум (см. участок  $p_k < p_{ам}$  на рис. 73, в). Согласно исследованиям [30] вакуум способствует: усилению динамических явлений со стороны наполнения ТНВД; образованию паровоздушных каверн, ударам волн давления снизу о клапан, его подскокам; поломкам пружин регулирующего и нагнетательного клапанов ТНВД и, наконец, вызывает эрозионные разрушения рабочего поля клапана и каналов 5.

В измененной конструкции регулирующего клапана (рис. 73, б) под его седлом сделан поясок 3, который перед опусканием тарелки на седло подходит к кольцевому выступу 4, дросселируя поток, выходящий в канал 5, и создавая, таким образом, подпор в области К<sub>1</sub>. Получается каскад перепадов ( $p_k - p_{к1}$ ), ( $p_{к1} - p_{к2}$ ) и ( $p_{к2} - p_{к3}$ ), устраняющий условия кавитационного течения. Согласно осциллограмме (см. рис. 73, в), участок вакуума у клапана с пояском 3 не фиксируется ( $p_k > p_{ам}$ ). Эксперименты подтвердили отсутствие эрозионных износов в клапанной паре нового типа.

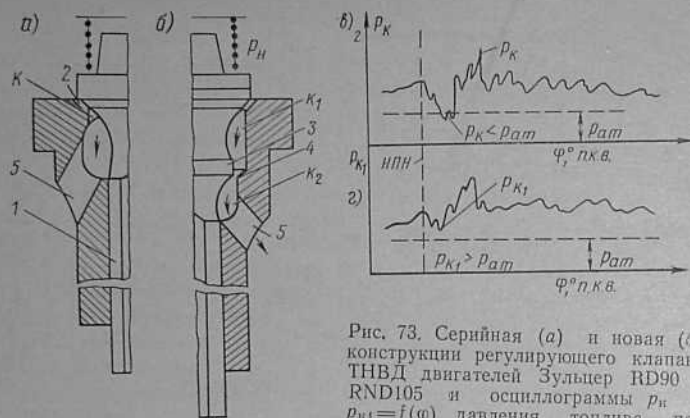


Рис. 73. Серийная (а) и новая (б) конструкции регулирующего клапана ТНВД двигателей Зульцер RD90 и RND105 и осциллограммы  $p_k$  и  $p_{к1} = f(\varphi)$  давления топлива под клапаном в серийной (а) и в новой конструкции клапана (б)

Широко распространенное в настоящее время конструктивное решение предусматривает в золотниковых ТНВД двигателей «Бурмейстер и Вайн» отсечку через окна *малого диаметра*. Этот вариант позволяет дросселировать поток топлива при отсечке, что имитирует подпор при срыве потока с рабочих кромок золотника в окна.

Малое сечение отсечного окна меняет также характер движения потока: короткий участок от рабочей кромки плунжера до вершины окна полностью обтекается массой отсечного топлива, что ликвидирует фазу кавитационного течения.

Недостатком рассмотренного решения является рост энергии потока отсечки (силы гидроудара), вызывающего эрозионные разрушения корпуса ТНВД против отсечных окон. Этим обстоятельством объясняется появление в последних ТНВД двигателей Бурмейстер и Вайн (серий V3BF и KFF) сменных элементов корпуса — отражательных болтов. Точно такое же решение принято фирмой «Зульцер» в форсированных среднеоборотных двигателях (рис. 74).

«Прихваты» и заклинивания плунжера во втулке ТНВД — характерная неполадка. Разрушения плунжеров при этом очень редки, так как механической передачей плунжер всегда смещается в верхнее положение.

Технологической причиной такой неполадки, как показывают исследования, является нестабильность структуры металла, возникающая в процессе термообработки. В результате со временем происходит изменение геометрических размеров (рост) или коробление пары, и насосный элемент, даже новый, может стать непригодным к работе; так как плунжер в нем оказывается в заклиненном состоянии.

Конструктивная причина заключается в большой длине уплот-

няющей поверхности плунжера и отсутствии на его теле канавок, аккумулирующих смазку.

Однако практика показывает, что главной причиной зависаний плунжеров является тот комплекс фактических условий, которые определяют чистоту и смазывающие качества топлива (сорт и температура топлива, чистота емкостей, качка при шторме, коррозионные процессы, технические качества сепараторов и фильтров и т. д.). Большое значение имеют монтажная чистота поверхностей пары и сила осевого затяга втулки плунжера в корпусе насоса.

**Неисправности форсуночных трубопроводов и форсунок.** Основные неисправности форсуночных трубопроводов — сквозные трещины в их теле и разрывы мест приварки ниппельных соединений.

Сквозные трещины вызываются чрезмерным повышением давления топлива вследствие загорания сопловых отверстий или засорения щелевых фильтров форсунки;

динамикой топливоподдачи, когда могут возникнуть недопустимо высокие скачки давления; вибрацией трубопроводов.

Практика показывает, что наиболее частой эксплуатационной причиной неисправности является вибрация. Замечено, что относительно чаще трещины возникают при балластных переходах и при волнении, когда вибрация судна растет.

Разрыв ниппелей объясняется тем, что сварка иногда бывает некачественной и не выдерживает силы затяга ниппельного соединения или высоких пульсаций давления. Для обеспечения прочности этого узла прибегают к нарезанию резьбы на концевых участках форсуночных трубопроводов с последующей подваркой (пайкой) наворачиваемых конусов или отбуртованных втулок.

Из всех элементов топливной аппаратуры в наиболее тяжелых условиях работает *распылитель форсунки*, и неисправности возникают в нем чаще; это — зависание иглы; износ прецизионной пары (игла-направляющая), сопловых наконечников; обгорание и разрушение корпуса распылителя.

В эксплуатации зависание игл проявляется в разной степени — от слабых «прихватов» до полной заклинки, когда иглу нельзя стронуть с места даже гидравлическим устройством, создающим давление порядка 800—1000 кгс/см<sup>2</sup>. В общем зависание игл но-

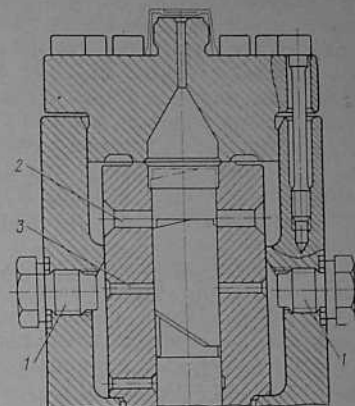


Рис. 74. Рабочая головка золотникового ТНВД со смешанным регулированием (среднеоборотный дизель Зульцер ZVB40):

1 — отражательные болты; 2 — окна наполнения; 3 — окна отсечки



сит «случайный» характер в том смысле, что наступает у разных цилиндров и в разное время, но иногда оно бывает массовым.

Массовое зависание игл (и плунжеров) в их направляющих объясняется главным образом загрязнением и обводнением топлива. В эксплуатации часто происходит обводнение топлива вследствие приема балласта в танки и загрязнение его из-за неизбежного перемешивания топлива с осадками в расходных цистернах при качке (особенно, когда уровень в цистерне низкий). По опытным данным, обводнение топлива морской водой является определяющим фактором в развитии процессов коррозии топливной аппаратуры.

В процессе коррозии на иглах форсунок вначале появляются коричневатые пятна, которые затем темнеют, объединяясь в сплошное черное поле. После почернения иглы зависание ее неизбежно. Пара игла — направляющая работает в более высоком температурном режиме, чем плунжерная пара, поэтому процессы коррозии протекают у нее более активно.

Зависание игл вызывают следующие причины:

попадание механических частиц в топливо вследствие разрыва или забивания сеток фильтров тонкой очистки, заноса в систему металлической пыли (от эрозионного износа поверхностей), нечистоты сборки и т. д.;

отстой воды в форсунке в период длительных стоянок, что при сернистых топливах способствует возникновению точечной коррозии. Неисправность может быть результатом заполнения расходной цистерны во время качки перед приходом судна в порт;

излишний или неравномерный затяг нажимного устройства, крепящего форсунку, в результате чего деформируется направляющая иглы. То же может быть при чрезмерной затяжке гайки распылителя или увеличенном против нормы диаметре резинового уплотнительного кольца со стороны охлаждающей полости;

нарушение положения геометрической оси форсунки по отношению к оси отверстия в крышке (производственный брак);

неудовлетворительное охлаждение распылителя вследствие забивания или закоксования охлаждающего тракта форсунки. Загрязнение тракта может произойти вследствие выделения накипи или по причине коррозионных разрушений стенок трубопровода (переход на медные трубки всегда оправдывается).

Среди всех видов износа распылителей коррозионный износ является определяющим с точки зрения их моторесурса. Распылители форсунок мощных дизелей выходят из строя через 1,5—2 тыс. ч вместо 6—9 тыс. ч при нормальной работе. Таким образом, коррозионный износ по отношению к естественному может в 4—5 раз сократить срок работы распылителей. Когда игла чернеет, то покрывается сеткой мельчайших (в виде точек) раковин, а продукты коррозии создают царапины и надирь на поверхности иглы и направляющей. Пара теряет плотность. Однако случаи коррозионного износа значительно сокращаются, когда в эксплуатации стабильно поддерживается рекомендованный заводом температур-

ный уровень охлаждения, особенно при работе на топливах с содержанием серы  $S > 0,5\%$ .

Для обеспечения нормальных условий смесеобразования и сгорания большое значение имеет состояние сопловых отверстий распылителя. Износ их должен быть очень ограниченным. Требования заводов в этом отношении весьма жестки: увеличение диаметра отдельных отверстий не должно превышать 5—10% начального размера. Распылитель бракуется в том случае, если хотя бы одно отверстие увеличилось до указанного предела или получило овальную форму. Столь жесткие ограничения допустимой разработки сопловых отверстий объясняются необходимостью сохранить установленные при доводке двигателя оптимальные параметры топливного факела.

Из прочих элементов форсунки следует отметить пружины и упоры игл. Плохие пружины «салятся» через 100—500 ч работы, нормальные работают по несколько лет. Когда пружина садится, то давление в момент открытия форсунки  $p_{\text{откр}}$  падает на 10—30 кгс/см<sup>2</sup>. При изломах пружин откалываются один-два крайних витка. Эксплуатационной причиной в данном случае может быть неполное прилегание поверхностей опорных витков и перекос оси пружины. Упоры игл иногда разрушаются или срагиваются с места, перемещаясь вместе с иглой, что может стать причиной зависания иглы форсунки и нарушения рабочего процесса в цилиндре.

## 17. Профилактика и устранение неисправностей топливной аппаратуры

Согласно «Правилам технической эксплуатации судовых дизелей», топливная аппаратура должна подвергаться периодическому контролю и при необходимости — восстановлению и регулировке. Сроки периодических осмотров ТНВД и форсунок обычно устанавливаются заводом-строителем и оговариваются в инструкциях по обслуживанию.

Однако нужно заметить, что часто условия эксплуатации топливной аппаратуры оказываются тяжелыми, поэтому к вопросам профилактики нельзя подходить формально, т. е. следовать только конкретным предписаниям инструкции по обслуживанию. Если условия плавания были неблагоприятными (сернистое обводненное топливо, продолжительный тропический рейс, некачественное сепарирование и фильтрация, частые штормы при загрязненных расходных цистернах, спешка в приеме механизмов и систем нового судна и т. д.), то сроки осмотров должны быть сокращены.

Целью профилактических вскрытий ТНВД и форсунок является осмотр рабочих поверхностей прецизионных пар, клапанов, ролика и кулачных шайб, сопловых отверстий и других мест, подверженных износам. Неисправности, возникающие, в результате износа топливной аппаратуры, чаще всего сводятся к потере плотности сопряженных поверхностей.

Контроль плотности сопряжений, подверженных высокому давлению топлива, производится по инструкции заводов-изготовителей. Однако некоторые фирмы таких указаний не дают. Между тем для оценки нагрузки отдельных цилиндров требуется объективное суждение об износе элементов топливной аппаратуры, и прежде всего плунжерных пар.

На практике в настоящее время применяются в основном два метода контроля плотности плунжерных пар.

**Первый метод** заключается в том, что после освобождения системы от воздуха на нагнетательный штуцер ТНВД устанавливают манометр со шкалой 600—800 кгс/см<sup>2</sup>. Топливную рейку выставляют на номинальную подачу и несколько раз вращают вал поворотной машиной, записывая максимальное давление  $p_{\max}$  по манометру. Параметр  $p_{\max}$  принимают как условный **показатель плотности пары** (при золотниковом ТНВД) или ТНВД в целом (при клапанном насосе). В табл. 5 приведены опытные данные по параметру  $p_{\max}$  для ТНВД главных судовых дизелей\*. Индекс ТР во всех случаях соответствует эксплуатационному полному ходу.

Анализ табл. 5, с учетом данных журналов наблюдений, позволяет заключить, что, несмотря на полную идентичность условий опыта для каждого из указанных двигателей, относительная величина отклонения  $\Delta p_{\max}$  от среднего значения  $p_{\max}$  колеблется в широких пределах:  $\Delta p_{\max}/\bar{p}_{\max} = 3 \div 40\%$  и более, где  $p_{\max} = \frac{1}{i} \sum p_{\max}/i$  кгс/см<sup>2</sup>;  $i$ —число цилиндров. Когда  $\Delta p_{\max}/\bar{p}_{\max}$  превышает 30—40%, то это указывает либо на большой износ самой пары, либо на дефекты у других сопрягаемых поверхностей ТНВД: монтажную нечистоту, коррозию, неравномерный или излишний затяг втулок, корпусов клапанов и т. д.

Нужно заметить, что показатель  $p_{\max}$  позволяет дать относительную оценку плотности ТНВД только для конкретного двигателя<sup>1</sup> и его условий опыта, так как конструкция ТНВД, род топлива, частота вращения валоповоротной машины, зазор в паре и т. д. могут в сильной степени повлиять на величину  $p_{\max}$ . Это подтверждается данными табл. 5. Например, гладкая плунжерная пара (двигатель SD72) в целом показывает большее  $p_{\max}$ . Золотниковые пары одинаковой конструкции и размеров (двигатели 62VT2BV140) имеют разные  $p_{\max}$ , причем меньшие у тех ТНВД, срок работы которых почти в 10 раз короче (теплоход «Александра Коллонтай»). Такое расхождение может быть объяснено только отличием технологических зазоров  $\delta$  плунжерных пар, предназначенных для разных сортов топлива (для дизельного  $\delta \approx 8 \div 10 \mu\text{м}$ , для тяжелого  $\delta \approx 30 \div 35 \mu\text{м}$ ). Согласно [20], показатель  $p_{\max}$  для плунжерных пар, предназначенных для работы на тяжелом топливе, может быть в

\* Получены в ЛВИМУ имени адмирала С. О. Макарова старшими механиками А. Т. Прошкиным, Э. Н. Филипповым, Н. П. Прусовым, Г. А. Лушиковым.

Таблица 5

Плотность ТНВД судовых дизелей по показателю  $p_{\max}$ , кгс/см<sup>2</sup>

Название судна, марка двигателя	Индекс ТР	Показатель $p_{\max}$ для цилиндров (часы работы секции ТНВД, ч)								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
«Вятка», К9Z70/120A5	45	$\frac{160}{456}$	$\frac{180}{10\ 902}$	$\frac{210}{6\ 411}$	$\frac{200}{413}$	$\frac{205}{6\ 411}$	$\frac{170}{12\ 900}$	$\frac{170}{10\ 902}$	$\frac{160}{10\ 902}$	$\frac{240}{455}$
«Иртышлес», 559VТBF110	48	$\frac{420}{9083}$	$\frac{405}{27\ 333}$	$\frac{410}{27\ 333}$	$\frac{405}{27\ 333}$	418	—	—	—	—
«Салехард», 562VT2BF140	50	$\frac{340}{11\ 485}$	$\frac{230}{11\ 485}$	$\frac{315}{11\ 485}$	$\frac{220}{8\ 922}$	$\frac{220}{11\ 485}$	—	—	—	—
«Александра Коллонтай», 762VТ2BF140	50	$\frac{205}{1100}$	$\frac{250}{1100}$	$\frac{115}{1100}$	$\frac{190}{1100}$	$\frac{240}{1100}$	$\frac{230}{1100}$	$\frac{250}{1100}$	—	—
«Арагви», К8Z70/120С	45	120	80	130	260	125	140	10,0	270	—
«Кисловодск», 9SD72*	80	740	650	720	725	690	400	710	680	620

\* У двигателя 9SD72 ТНВД клапанного типа; у остальных — золотникового.

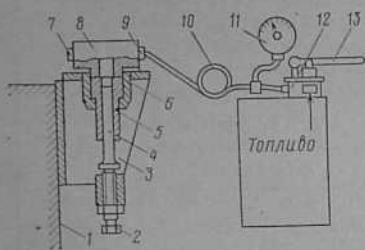


Рис. 75. Установка для испытания плотности плунжерных пар методом переменного давления

воздуха и 9 — для присоединения нагнетательной трубки 10, идущей от форсуночного пресса 12. Упор 2 фиксирует заданное положение плунжера в его направляющей. Вместо головки 8 испытываемую пару можно поместить в корпус запасного ТНВД.

В процессе испытания плунжер упором 2 фиксируют на половине активного хода и рукояткой 13 пресса создают начальное давление  $p_1$ , величина которого контролируется по манометру 11. Отпустив затем рукоятку 13, включают секундомер и замеряют время, в течение которого давление топлива упадет до конечной величины  $p_2$ . Перепад  $\Delta p_H \approx p_1 - p_2$  берут в разных пределах, чаще  $\Delta p_H = 50 \div 100 \text{ кгс/см}^2$ .

Условной характеристикой гидравлической плотности в данном случае называется время  $\tau$  падения давления на величину  $\Delta p_H$ , обусловленной протечками через все сопряженные поверхности плунжерной пары. Время  $\tau$  зависит от диаметра плунжера, вязкости топлива и, в сильной степени, от износа пары и уровня начального давления  $p_1$ . Последнее иллюстрируется графиками на рис. 76: для  $\Delta p_H = 50 \text{ кгс/см}^2$  повышать  $p_1$  сверх 200  $\text{кгс/см}^2$  нецелесообразно, так как период  $\tau$  резко сокращается, вследствие чего, кроме чисто технических трудностей замеров, могут сильно возрасти погрешности измерений. Увеличение перепада  $\Delta p_H$  в таком случае указанных трудностей заметно не устраняет, так как показатель плотности  $\tau$  не всегда растет пропорционально  $\Delta p_H$ .

Недостатком подобного метода контроля плотности плунжерных пар является то, что достоверность результатов замера ставится в зависимость от технического состояния пресса 12 и соединений нагнетательного трубопровода 10. Поэтому сначала нужно проверить плотность узла 10—12.

Какие же выводы можно сделать по результатам контроля плотности плунжерных пар? Какой процент отклонения показателей  $p_{\text{max}}$  и  $\tau$  от их средних значений является основанием для отбраковки насосного элемента?

К сожалению, практика эксплуатации не дает определенного ответа на такой вопрос. Объясняется это прежде всего тем, что динамические условия топливоподачи резко отличаются от стати-

3—7 раз меньше, чем на дизельном, по причине  $\delta \neq \text{idem}$ .

Второй метод контроля плотности плунжерных пар отличается от рассмотренного тем, что испытываемую пару снимают с ее штатного места и устанавливают в специальном стенде (рис. 75). На верстаке 1 укреплены кронштейн 3 и монтажный стакан 6. Плунжерную пару 4—5 устанавливают в стакане и сверху плотно закрывают головкой 8, имеющей два отверстия: 7 — для выпуска

ческих условий опрессовки (например, по времени для номинального режима в среднем в 600 раз). В таком случае возможно, что отклонение величин  $p_{\text{max}}$  и  $\tau$  на 30—40% и даже более от средних значений заметно не отразится на показателях рабочего процесса  $N_{\text{ид}}$ ,  $p_z$ ,  $t_{\text{газ}}$ , °C в диапазоне основных нагрузочных режимов.

Тем не менее опрессовка плунжерных пар является безусловно необходимой мерой нормального технического обслуживания двигателя, так как она позволяет контролировать состояние ТНВД в процессе эксплуатации: во-первых, обнаружить устранимые недостатки (монтажная нечистота, перекосы от чрезмерного затяга втулок, протавок, клапанов); во-вторых, заметить ту плунжерную пару, плотность которой хуже, чем других (больше технологический зазор или износ).

Такие данные значительно облегчают анализ причин отклонения параметров индикаторного процесса в каком-либо цилиндре с течением времени, так как с развитием износа плунжерной пары нарушение нормальных условий топливоподачи проявится в том цилиндре, где плунжерная пара имела худшие показатели плотности  $p_{\text{max}}$  или  $\tau$ .

Клапаны ТНВД, как правило, отдельно на герметичность не испытывают. Регулярной профилактикой можно длительное время поддерживать их в нормальном рабочем состоянии. Только в тех случаях, когда причины неплотности неясны, клапаны в сборе подвергают опрессовке [9].

Распылитель форсунки имеет две уплотняющие поверхности: у запорного конуса и в направляющей части иглы, поэтому испытание его герметичности должно включать в себя контроль обоих указанных мест уплотнения [7].

Устранение неполадок в топливной аппаратуре. Зависание плунжеров. Когда плунжер «прихватывается» во втулке, то из-за перерывов в топливоподаче нормальный ритм вращения двигателя нарушается, стрелка тахометра начинает колебаться. Трогая поочередно форсуночные трубопроводы, можно определить, в каком из них ощущается нерегулярность пульсаций. Далее следует проверить температуру выхлопных газов по цилиндрам и, наконец, при возможности посмотреть на пружины привода: во время прихватов пружина будет «дрожать»; при полном заклинивании плунжера она окажется сжатой.

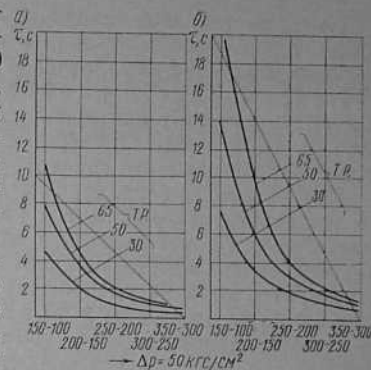


Рис. 76. Изменение показателя плотности  $\tau = f(\Delta p)$  плунжерных пар золотниковых ТНВД двигателя Бурмейстер и Вайн VT2BF 50/110 в зависимости от уровня начального давления  $p_1$  для рабочей (а) и для запасной (б) плунжерных пар (топливо дизельное  $J$  при  $t = 20^\circ\text{C}$ )

## УСТАНОВИВШИЕСЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ РЕЖИМЫ ГЛАВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

### § 18. Режимы полного хода. Эксплуатационная и номинальная мощности

Режимы полного хода являются наиболее продолжительными для главных судовых дизелей. Выбор нагрузки и частоты вращения на этих режимах определяет скорость хода, надежность, экономичность работы двигателя, т. е. технико-эксплуатационные показатели энергетической установки и судна в целом. Принципиально частота вращения на режиме полного хода назначается из условия обеспечения заданной скорости полного хода. Однако в силу влияния внешних факторов (волнение, ветер, изменение осадки, состояние корпуса, техническое состояние дизеля и т. д.) скорость полного хода в течение даже одного рейса не остается постоянной. Она изменяется в большую или меньшую сторону от среднего значения. При этом меняются частота вращения и нагрузка двигателя. Еще более значительные колебания частоты вращения и нагрузки могут происходить в разных рейсах.

Таким образом, режим полного хода не обязательно протекает при постоянной мощности двигателя. По условиям эксплуатации неизбежны колебания величин  $p_e$  и  $n$  в пределах  $\Delta p_e$  и  $\Delta n$  (рис. 77). Среднее эксплуатационное значение мощности  $N_{e \text{ эксп}}$ , при котором в течение рейса выдерживается заданная скорость хода, называется *эксплуатационной мощностью полного хода*. Величина  $N_{e \text{ эксп}}$  назначается технической и эксплуатационной службами пароходств и корректируется в зависимости от перечисленных выше факторов. Для обеспечения заданной скорости полного хода эксплуатационная мощность двигателя обычно назначается на 10—15% ниже номинальной. Это объясняется следующими причинами.

Номинальная (100-процентная) мощность двигателя устанавливается заводом-строителем на основании всесторонних испытаний головного дизеля в стендовых условиях и соответствует точке  $0$  теоретической винтовой характеристики, когда величины  $p_e$  и  $n$  равны номинальным значениям. Мощность  $N_{e \text{ ном}}$  указывается в технической документации на поставку дизеля и называется также *паспортной, расчетной мощностью двигателя*. Работа на номинальной мощности гарантируется поставщиком двигателя в условиях испытательного стенда и на судне без ог-

Перед постановкой запасной плунжерной пары необходимо притереть торец рабочей втулки по месту в корпусе насоса, так как в противном случае это уплотнение будет негерметичным.

Неисправность клапанов ТНВД. Такая неполадка обычно устраняется притиркой (с предварительной проточкой, если на уплотняющих поверхностях обнаружены раковины, которые притиркой вывести трудно).

При установке собранного клапана в корпус ТНВД гайки нужно затягивать осторожно, так как корпус клапана не отличается жесткостью. Может оказаться, что, несмотря на правильную регулировку секции насоса, цикловая подача топлива из-за неплотности корпуса клапана уменьшится и цилиндр «недодаст» мощности.

Заклинивание игл форсунок. Признаки зависания иглы при работе двигателя: рост температуры отработавших газов в данном цилиндре; нагрев форсуночного трубопровода и усиление в нем пульсаций (в случае, когда отверстия сопла начинают забиваться нагаром). Для устранения неисправности двигатель останавливают и форсунку заменяют запасной.

Закупорка и износ сопловых отверстий. При закупорке отверстий сопла становятся резко ощутимыми гидравлические удары в форсуночном трубопроводе и его нагрев. Форсунку снимают и ставят на пресс. Распылитель снаружи обертывают бумагой. Удерживая бумагу за верхнюю часть, производят несколько выстрелов. Пробоины на бумаге должны показать состояние отверстий сопла [7].

Далее, пользуясь лупой, нужно осмотреть форму кромок сопловых отверстий. Если хотя бы одно отверстие сопла имеет овал или увеличилось по диаметру сверх заданной нормы, распылитель бракуют.

Подтекание форсунок может быть обнаружено во время работы двигателя (по повышенной температуре выпускных газов) или в процессе профилактического осмотра. Способ устранения подтекания зависит от причины, его вызвавшей:

если на прессе форсунка работает удовлетворительно, причину следует искать в монтажных перекосах, имевших место при постановке форсунки в рабочую крышку;

если на прессе форсунка подтекает, а последующий осмотр показывает, что уплотняющие поверхности в удовлетворительном состоянии, значит, при обжиме гайки распылителя допущено излишнее усилие или резиновые уплотняющие кольца имеют больший, чем нужно, диаметр. Та и другая причины вызывают радиальную деформацию иглодержателя и периодические захваты иглы;

если при монтаже соблюдены все условия сборки, то причиной подтекания форсунки могут быть механические частицы, нагары, коррозия или износ уплотняющего конуса (или плоского пояса) и его седла.

раничений по времени только при  $n_{ном}$ , оговоренных сопротивлении на выпуске, противодавлении выпуску, температурах и давлениях в системах охлаждения и смазки, использовании рекомендованных сортов топлива и масла, соблюдении требований инструкции по эксплуатации и техническому обслуживанию. Номинальная мощность приводится к стандартным атмосферным условиям (давлению, температуре, влажности воздуха).

Как видно из графика (см. рис. 77), работа на номинальной мощности (при  $p_{enom}$ ,  $n_{ном}$ ) в судовых условиях возможна только при соответствии характеристики винта и двигателя. Если при этом удовлетворяются и другие условия получения  $N_{e, ном}$ , то эксплуатационный режим в точке  $O$  является единственным длительным режимом полного хода, когда мощность достигает максимального значения. Отсюда следует тождественность понятий *номинальная и максимальная длительная эксплуатационная мощность*.

В судовых условиях трудно удовлетворить всем требованиям, соответствующим режиму номинальной мощности. Работа в точке  $O$  обычно сопровождается повышенной по сравнению со стендом механической и тепловой напряженностью двигателя. Номинальная мощность в основном используется при плавании в северных широтах и для поддержания графика движения судна. В трудных навигационных условиях может потребоваться работа с перегрузкой двигателя по мощности на 10% в течение одного часа (точка  $B$  на рис. 77).

Учитывая обрастания корпуса, винта, изменение параметров внешней среды, технического состояния двигателя, кроме номинальной мощности, заводами-поставщиками даются также рекомендации по выбору мощности двигателя при установке его на судно. Так, для двигателей Зульцер RD и RND мощность следует назначать таким образом, чтобы для нового судна в полном грузу и при номинальной частоте вращения она составила (0,85—0,9)  $N_{e, ном}$  (рис. 78). Если на ходовых испытаниях с таким винтом требуется показать полную мощность двигателя, то она достигается путем увеличения частоты вращения до 1,08  $n_{ном}$  (зона  $C$ ). Длительные эксплуатационные режимы (зона  $A$ ) ограничиваются

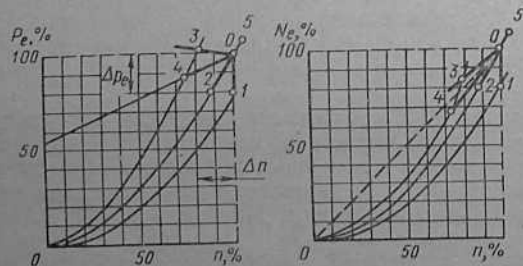


Рис. 77. К определению режимов полного хода:  
 $0-1$  — режимы нагрузочной;  $0-2$  — винтовой;  $0-3$  — внешней;  $0-4$  — ограничительной характеристик

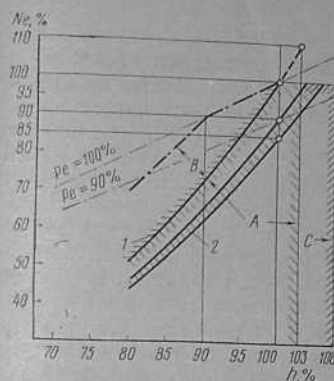


Рис. 78. Рекомендации по выбору мощности дизелей Зульцер RD и RND:

$A$  — зона длительных эксплуатационных режимов;  $B$  — зона ограниченных по времени эксплуатационных режимов;  $C$  — зона режимов для ходовых испытаний; 1 — стационарная характеристика; 2 — область винтовых характеристик при чистом корпусе в полном грузу

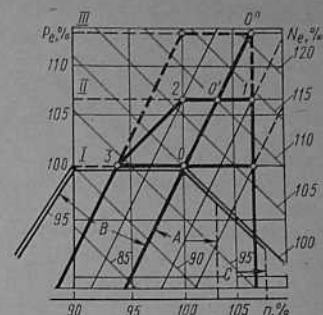


Рис. 79. Уровни нагрузок полного хода дизелей Бурмейстер и Вайн VTBF, KEF, KGF:

$I$  — длительная эксплуатационная нагрузка ( $p_e = 100\%$ );  $II$  — максимальная эксплуатационная нагрузка ( $p_e = 106,5\%$ );  $III$  — перегрузочный уровень  $p_e = 113,5\%$  (обозначения зон  $A, B, C$  — см. рис. 78)

теоретической винтовой характеристикой (линия 1), отрезком горизонтальной прямой постоянной мощности  $N_e = N_{e, ном}$  в диапазоне  $n = (1,0-1,03) n_{ном}$  и вертикальной линией  $n = 1,03 n_{ном}$ . При таком задании исходного режима полного хода, среднем темпе обрастания корпуса и винта и периоде докования через 1—1,5 года работа в зоне  $B$  (в условиях тяжелого винта) будет ограничена 2—3 месяцами. Кроме того, для основного периода работы судна режим полного хода устанавливается простым заданием частоты вращения.

Предотвращение длительной работы двигателя по характеристике ограничения нагрузки позволяет задать ее ломаной линией  $p_{e, доп} = f(n)$  (см. рис. 78). В диапазоне  $n = (0,9-1,0) n_{ном}$  допускается условие  $p_{e, ном} = const$ , хотя при  $n < n_{ном}$  это связано с ростом давления  $p_e$  и температуры поршня по сравнению с их значениями в точке  $O$ . Уменьшение подачи топлива и снижение  $p_{e, доп}$  предусматривается только при  $n < 0,9 n_{ном}$ .

Несколько иначе очерчивается область режимов полного хода для двигателей Бурмейстер и Вайн типа VTBF, KEF, KGF. Характерным является задание трех уровней нагрузки:  $I, II, III$  (рис. 79). Длительная эксплуатационная нагрузка  $I$  определяется величиной  $p_e = 100\%$  в диапазоне изменения частоты вращения от 93,5 до 107%. В точке  $O$  теоретической винтовой характеристики мощность принимается за 100%. Работа двигателя на этой нагрузке не ограничивается по времени. Уровень максимальной длительной

## Минимально-устойчивая частота вращения

нагрузки  $II$  определяется величиной  $p_e=106,5\%$ , а граница режимов максимальной ограничительной характеристики проходит по линии 1—2—3. Двигатель рассчитывается и проверяется на эти нагрузки при испытаниях на стенде. Сохранение постоянного значения  $p_e=106,5\%$  возможно только при  $n=107\div 100\%$ , после чего подача топлива уменьшается в такой же степени, как и на двигателях Зульцер. Режимы максимальной длительной нагрузки могут назначаться в течение одних или нескольких суток с целью выровнять график движения судна. Мощность на этих режимах может изменяться от 107 до 114%. Наконец, для всякого рода экстренных навигационных условий могут быть на 1—2 ч заданы перегрузочные режимы  $III$ , когда  $p_e=113,5\%$ , а мощность в точке  $0''$  равна 122%. Область перегрузочных режимов очерчена пунктирной линией на рис. 79 и при частоте вращения меньшей 100% характеризуется резким уменьшением подачи топлива. Тонкой двойной линией нанесена граница ограничительных режимов двигателей Зульцер. Как видно из сопоставления длительные режимы полного хода в области эксплуатационных значений частоты вращения для сравниваемых двигателей практически совпадают. Несмотря на расширение зоны частоты вращения и нагрузок за пределы 100-процентных значений, для двигателей Бурмейстер и Вайн, в общих чертах, даются такие же рекомендации по выбору мощности как и для двигателей Зульцер, т. е. в нормальных условиях плавания режимы полного хода не должны выходить за пределы длительных эксплуатационных нагрузок.

Проверка соответствия выбранного режима полного хода эксплуатационной или номинальной мощности устанавливается по частоте вращения, по положению указателя подачи топлива, величине среднего индикаторного давления или непосредственно по показаниям торсиометра. При этом температуры и давления в системах должны соответствовать нормальным эксплуатационным значениям. Для двигателя, не имеющего индикаторного привода, нагрузка оценивается по величине среднего давления во времени  $p_t$ , давления  $p_z$ , по расходу топлива, температуре выпускных газов перед турбиной или в выпускном коллекторе, по температуре воды, масла.

Особенно тщательно следует поддерживать равномерное распределение нагрузки по цилиндрам двигателя, допуская отклонение в параметрах рабочего процесса от средних значений по цилиндрам в пределах рекомендаций инструкции по эксплуатации и «Правил технической эксплуатации судовых дизелей» (по  $p_i$  на  $\pm 2,5$ , по  $p_z$  на  $\pm 5$ , по  $p_e$  на  $\pm 3$ , по  $t_r$  на  $\pm 6$ , по  $p_t$  на  $\pm 3,5\%$ ). Неравномерность распределения нагрузки по цилиндрам также является одним из факторов снижения эксплуатационной мощности по сравнению с номинальной.

Поскольку на режимах полного хода двигатель испытывает наибольшие механические и тепловые нагрузки, то от обслуживающего персонала требуется усиленное наблюдение за работой отдельных цилиндров, систем и двигателя в целом.

В отличие от режима полного хода работа двигателя на малых ходах должна обеспечивать маневрирование судна при следовании в узкостях, по сложному фарватеру, при подходах к портам и швартовке, при движении в караване и т. п. Возможность судна совершать необходимые маневры, а следовательно, и безопасность мореплавания зависят от того минимального значения частоты вращения  $n_{min}$ , при котором двигатель устойчиво работает на винт при закрепленной топливной рукоятке  $TP_{min} = const$  или при управлении от регулятора. Таким образом, величина  $n_{min}$  определяет нижнюю границу эксплуатационных режимов винтовой характеристики и является основным показателем режима малого, точнее, самого малого хода. Эта величина регламентируется Регистром СССР и для главных судовых дизелей, непосредственно работающих на винт, не должна превышать  $0,3 n_{ном}$ . Для малооборотных судовых дизелей действительные значения  $n_{min}$  обычно ниже и составляют  $0,2—0,25$  и даже  $(0,15—0,17) n_{ном}$  для некоторых типов двигателей. Однако изыскание путей для дальнейшего уменьшения величины  $n_{min}$  имеет важное значение, особенно для судов с высокими номинальными скоростями хода, когда при работе на минимально-устойчивой частоте вращения скорость хода еще достигает 5—7 уз.

Устойчивость работы двигателя при  $n_{min}$  зависит от конструктивных и эксплуатационных факторов. Трудности уменьшения величины  $n_{min}$  обуславливаются сочетанием малых частот вращения и малых нагрузок, близких к холостому ходу. Действительно, при  $n_{min}=0,3 n_{ном}$  среднее эффективное давление составляет лишь  $0,09 p_{e ном}$ , а мощность уменьшается до  $0,027 N_{e ном}$ . При частотах вращения ниже  $n_{min}$  нарушается протекание процессов впрыска, смесеобразования и сгорания топлива, вследствие чего возникают пропуски вспышек, самовыключение отдельных цилиндров, повышенная неравномерность вращения вала и, наконец, самопроизвольная остановка двигателя.

В цели факторов, влияющих на величину  $n_{min}$ , на первом месте стоит топливная аппаратура. При малых нагрузках и частотах вращения работа ее всегда сопровождается повышенной нерегулярностью подачи топлива по цилиндрам и на цикл, снижением давления распыливания и неблагоприятным, с точки зрения самовыравнивания частоты вращения, протеканием характеристики подачи  $\eta_n = f(n)$  (см. гл. III). Износ плунжерных пар, клапанов регулировочных тяг вызывает ухудшение указанных характеристик и повышение  $n_{min}$ . Имеет значение изменение фаз топливоподачи. Раннее опережение подачи способствует стабилизации сгорания и уменьшению величины  $n_{min}$ . Впрыск с нулевым опережением тем более на линии расширения, наоборот, ведет к затягиванию

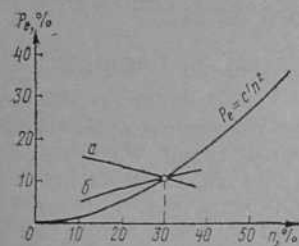


Рис. 80. Сочетание величины  $p_e$  двигателя с характеристикой винта на режиме малого хода

и неустойчивости процесса сгорания и увеличению значения  $n_{\min}$ .

Наклон характеристики подачи  $\eta_{\text{п}} = f(n)$ , согласно формуле  $p_e = k_p h_a \times X \times \eta_{\text{п}} \eta_i \eta_{\text{м}}$ , наряду со значениями  $\eta_i$  и  $\eta_{\text{м}}$ , определяет вид кривой  $p_e = f(n)$  при работе двигателя по частичной характеристике  $(h_a)_{\min} = \text{const}$ .

Увеличение  $p_e$  при снижении частоты вращения улучшает самовыравнивание. С уменьшением  $p_e$  (кривая б, рис. 80), наоборот самовыравнивание ухудшается и для обеспечения устойчивого малого хода может потребоваться установка регулятора.

На режиме малого хода сгорание затрудняется также из-за понижения температуры стенок камеры сжатия. Для обеспечения малых значений  $n_{\min}$  следует стремиться к поддержанию теплового состояния двигателя путем отключения воздухоохладителя, повышения температуры воды и масла на входе в двигатель. При длительной работе на режиме малого хода рекомендуется уменьшать подачу цилиндрического масла.

Для двухтактных двигателей с турбонаддувом частота вращения на малом ходе зависит от способности системы наддува поддерживать давление воздуха перед окнами достаточным для протекания процессов газообмена. Как отмечалось (см. гл. II), в двигателях с контурными схемами продувки для улучшения пусковых и маневренных качеств предусматривается работа подпоршневых насосов, а иногда и электроприводных воздуходувок. На двигателях с прямоточными схемами продувки и газотурбинным наддувом необходимое давление воздуха обеспечивается путем раннего открытия выпускных органов и импульсного подвода газов к турбине. Иногда предусматривается дополнительное увеличение опережения выпуска на режимах малого хода: например, на двигателе Зульдер ZV 30/38; Z 40/48 при  $n < 0,4 n_{\text{ном}}$ .

Поддержание режима  $n_{\min}$  иногда затрудняется из-за самопроизвольной остановки ротора одного из турбокомпрессоров, что указывает на повышенное трение в подшипниках, загрязнение защитных решеток, сопловых и рабочих лопаток. Для страгивания ротора приходится форсировать нагрузку и частоту вращения. Причина, вызывающая остановку турбокомпрессора на малом ходе, должна быть устранена при первой возможности.

## § 20. Режимы приработки двигателя

Перед вводом судна в эксплуатацию после постройки или большого заводского ремонта нагруженные детали двигателя (поршневые кольца, втулки цилиндров, подшипники, приводы, топлив-

ные насосы и форсунки) частично прирабатываются при обкатке на стенде завода-строителя в течение 40—60 ч, в период стендовых, швартовых и ходовых испытаний (20, 7 и 25 ч соответственно, ГОСТ 10443—63 и 7433—55). Нагрузка двигателя во время испытаний неоднократно доводится до полной. Но это не означает, что режим приработки завершен. Указанного времени недостаточно даже для обкатки поршневых колец. Поэтому первый период эксплуатации двигателя на судне (300—1000 ч) является по существу периодом приработки.

При установлении длительности и нагрузки режима приработки следует учитывать, что они зависят от размеров цилиндра, уровня форсировки, конструктивных особенностей деталей цилиндра-поршневой группы, качества материала, чистоты и способа обработки поверхностей трения, сорта топлива и масла [4, 22].

Малооборотные судовые дизели с наддувом и большими размерами цилиндра наиболее чувствительны к проведению режима приработки, нарушение которого может привести к значительным затруднениям при последующей эксплуатации.

На первом этапе длительность режима приработки определяется временем приработки поршневых колец по зеркалу цилиндра. Новые поршневые кольца под действием температуры и давления газов деформируются, плотность прилегания их к зеркалу цилиндра становится неодинаковой; создаются условия для неравномерного распределения давления на стенку по окружности кольца. Усиленный прорыв газов ведет к нарушению масляной пленки и условий смазки, местному перегреву колец, втулки. Эти явления усугубляются при увеличении нагрузки двигателя. Поэтому во избежание повышенного износа колец нагрузка двигателя в период приработки не должна превышать  $(0,6—0,8) p_{e \text{ ном}}$ . По мере обкатки нагрузку следует увеличивать постепенно, как и при изменении хода. Для уменьшения времени приработки колец цилиндры в течение примерно 100 ч смазывают минеральным маслом без присадок. Подача масла лубрикаторами цилиндровой смазки должна быть увеличена в 1,2—1,3 раза по отношению к нормальной, что способствует вымыванию продуктов износа и предохраняет кольца от чрезмерного истирания. Использование минерального масла при обкатке особенно целесообразно при работе двигателя на малосернистом топливе.

Нарушение режима приработки обнаруживается по значительному загрязнению подпоршневого пространства и резкому увеличению продуктов износа в отработанном масле. Последнее наиболее оперативно обнаруживается с помощью индикатора износа, разработанного БЦПКБ.

Характерным является также износ поршневых колец. При нормальном режиме наблюдается обычно износ верхних поршневых колец и темп износа не превышает 0,1—0,2 мм на 1000 ч работы. При нарушении режима изнашиваются нижние кольца, а темп износа достигает нескольких миллиметров на 1000 ч. Иссле-

дования показывают, что если повышенный износ колец происходит в период приработки, то затем он не прекращается и приработка становится невозможной. Это объясняется изменением геометрии рабочих поверхностей кольца, влияющих на условия смазки.

При нормальном износе перекос колец в канавках вблизи мертвых точек способствует истиранию кромок и рабочая поверхность кольца становится выпуклой, с превышением посередине около 5 мкм. Тем самым создаются условия для образования масляного клина и улучшения смазки. При повышенном износе продукты износа истирают кольца, рабочая поверхность кольца принимает плоскую форму. Острые кромки затрудняют образование масляного клина, условия смазки резко ухудшаются, и износ возрастает в 10 и более раз. Металлические частицы смещаются вниз, способствуя повышенному износу нижних поршневых колец.

В особенно неблагоприятных условиях находятся двигатели с контурной, точнее, с петлевой продувкой (двигатели МАН и Зульцер типа RD). Деформация втулок в рабочем состоянии удлиняет период приработки этих двигателей. Уязвимым местом являются переключки выпускных окон. Искривление зеркала цилиндра из-за большого перепада температур в районе выпускных и продувочных окон усиливает деформацию колец и способствует повышенному износу колец, втулки. Повышенный износ, возникающий по переключкам, сопровождается характерным уступом и распределяется далее по всей поверхности втулки. Образование уступа вызывает не только повышенный износ, но и поломку поршневых колец. При таких условиях приработка пары кольцо — втулка становится невозможной. Для восстановления нормального режима приработки требуется замена колец, снятие уступа и уменьшение нагрузки двигателя.

Установлено, что приработавшие кольца улучшаются при обработке поверхности втулки резанием со следами реза — шаг 2—5 мм, глубина 0,02—0,05 мм. Шероховатость способствует удержанию масла и поддержанию жидкостного трения.

В мощных судовых дизелях к приработке колец приходится прибегать всякий раз при их замене и даже после демонтажа и установки старых колец. Это объясняется тем, что при снятии и надевании колец на поршень они всегда меняют форму. По рекомендации фирмы Зульцер повторная приработка

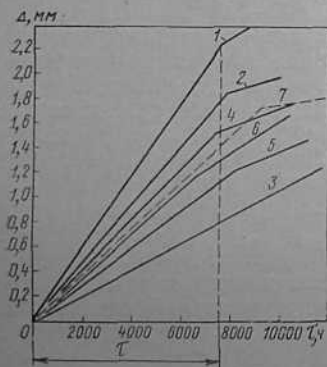


Рис. 81. Изменение среднего наибольшего износа втулок двигателя МАН К7З 78/140А: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 — номера цилиндров;  $t$  — время приработки

поршневых колец двигателей типа RD проводится: при (0,6—0,8)  $n_{ном}$  — 1 ч; (0,85—0,9)  $n_{ном}$  — 2 ч, 0,95  $n_{ном}$  — 4 ч. Цилиндр должен получать усиленную смазку в течение 48 ч. Во избежание частых приработок колец цилиндры двигателя при нормальном состоянии рекомендуется вскрывать для моточистки и осмотра не чаще чем через 5000—8000 ч работы.

Втулки прирабатываются более длительное время, чем кольца. Степень приработки характеризуется уменьшением темпа износа (рис. 81). В связи с большой продолжительностью приработка втулок производится без снижения нагрузки двигателя и при использовании специальных цилиндрических масел. Темп износа втулки до 0,2—0,3 мм на 1000 ч можно считать нормальным для периода приработки. При увеличении износа свыше 0,3 мм нужно искать причину повышенного износа.

## § 21. Работа двигателя на швартовах, при буксировке, обрастании корпуса и ходе судна в балласте

Условия работы двигателя на швартовах, при буксировке, обрастании корпуса и ходе в балласте различаются между собой по нагрузке, частоте вращения, уровням механической и тепловой напряженности.

**Швартовый режим.** С точки зрения влияния гидродинамики винта на работу двигателя наиболее тяжелые условия создаются при работе на швартовах, когда при нулевой поступи и скольжении 100% характеристика винта идет наиболее круто и занимает крайнее левое положение (рис. 82). Нетрудно видеть, что полная нагрузка достигается в точке 1 при  $n < n_{ном}$ , что для многих двигателей недопустимо из-за повышенной механической и тепловой напряженности (точка 1 располагается выше кривой  $p_{e доп}$ ).

Швартовые режимы назначаются при испытаниях и возможны в эксплуатации, например при форсировании льдов, снятии с мели. В зависимости от этого максимальные нагрузки будут различными. При швартовых испытаниях, если винт не снабжается специальными насадками, позволяющими работать с  $p_e = p_{e ном}$  при  $n = n_{ном}$ , режим максимальных нагрузок ограничивается точкой 3. Эта точка лежит ниже кривой  $p_{e доп}$ , а основные показатели характеризуются следующими значениями:  $n = 0,5—0,6 n_{ном}$ ,  $p_e = (0,5—0,6) p_{e ном}$ ,  $p_i = (0,55—0,65) p_{i ном}$ ,  $N_e = (0,25—0,36) N_{e ном}$ .

Цель работы при пониженной нагрузке на швартовых испытаниях — проверка монтажа двигателя, различных систем, валопровода перед выходом в море на ходовые испытания.



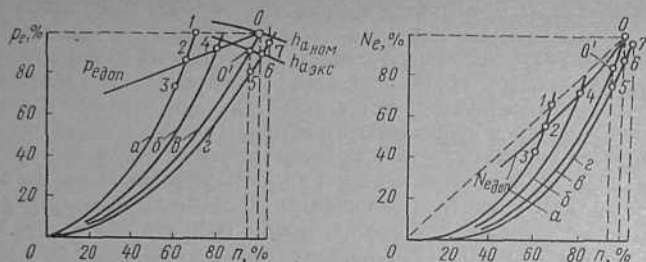


Рис. 82. К определению режимов работы двигателя:  
 а — на швартовах; б — при буксировке; в — при обрестании корпуса судна; г — при ходе и балласте

Так, для двигателя Зульцер RD76 по данным швартовых испытаний имеем:

$$n = 65 \text{ об/мин (} 0,55 n_{\text{ном}} \text{)}, p_e = 4,1 \text{ кгс/см}^2 \text{ (} 0,51 p_{e \text{ ном}} \text{)}, p_i = 5,15 \text{ кгс/см}^2 \text{ (} 0,56 p_{i \text{ ном}} \text{)}, N_e = 2500 \text{ л. с. (} 0,28 N_{e \text{ ном}} \text{)}.$$

Допустимое давление  $p_e$  для этой частоты вращения по кривой  $p_{e \text{ доп}} f(n)$  (см. рис. 22) составляет 58% номинального.

Швартовые испытания являются весьма ответственной операцией и должны проводиться при строгом соблюдении инструкции приемки-сдачи двигателя.

В эксплуатационных условиях, близких к швартовым, нагрузки на двигатель могут существенно возрасти, если не будут приняты меры по ограничению подачи топлива. Для сохранения надежности двигателя нагрузку не следует увеличивать выше допустимых значений  $p_{e \text{ доп}} = f(n)$ , что, в зависимости от типа двигателя, при работе на швартовах достигается уже при  $n = (0,6 - 0,7) n_{\text{ном}}$ . Следует учитывать, что швартовые режимы при увеличении частоты вращения сопровождаются более резким возрастанием не только энергетических показателей, но и показателей динамичности рабочего цикла  $p_e$ ,  $\lambda'$ ,  $\Delta p / \Delta \varphi$  и температуры деталей цилиндропоршневой группы.

Рассмотренные положения не распространяются на двигатели портовых буксиров с тяговыми винтами, когда частая работа на режимах, близких к швартовым, обеспечивается при нормальных частотах вращения и полной мощности.

**Буксировочный режим.** Для главных двигателей теплоходов со скоростными винтами буксировка является наиболее неблагоприятным из режимов с повышенным сопротивлением движению судна. Это объясняется не только большим увеличением сопротивления, но и необходимостью обеспечить максимальную мощность двигателя при сохранении надежности. Последнее условие имеет немаловажное значение для безопасности перехода при буксировке, так как наличие буксируемого объекта существенно ухудшает мореходные качества всего комплекса.

В зависимости от величины дополнительного сопротивления двигатель при буксировке работает по характеристикам «тяжелого» винта, располагающимся справа от швартовой.

Допускаемая нагрузка определяется точкой пересечения кривой  $p_{e \text{ доп}}$  с характеристикой винта (точка 4). Чем выше располагается кривая  $p_{e \text{ доп}}$ , тем лучше двигатель приспособлен к обеспечению буксировочных режимов и большая скорость хода может быть достигнута. В этом случае наилучшими свойствами обладают двухтактные двигатели с наддувом, для которых величины  $p_{e \text{ доп}}$  при  $n < n_{\text{ном}}$  имеют наименьшие значения (см. рис. 20). При нагрузке выше  $p_{e \text{ доп}}$  длительная работа двигателя не допускается из-за повышенной механической и тепловой напряженности. Для увеличения мощности без перегрузки двигателя при продолжительных переходах с буксиром может потребоваться уменьшение угла опережения подачи топлива с целью снижения давления  $p_e$ . Повышение технико-эксплуатационных показателей при ходе с буксиром также обеспечивается рациональной загрузкой судна и своевременным докованием. Существенное значение имеет выбор (для буксировки) теплоходов, имеющих легкий винт на режиме свободного хода.

Из сопоставления показателей (табл. 6) длительного эксплуатационного режима (около 1000 ч) следует, что при легком винте (теплоход «Бердянск») обеспечивалась повышенная скорость хода с буксиром и относительно большая частота вращения при меньшем значении  $p_i$ . Это обстоятельство имело немаловажное значение для сохранения нормального теплового состояния двигателя Зульцер. Несмотря на более высокую температуру выпускных газов, в работе этого двигателя не было отмечено каких-либо неполадок, ограничивающих нагрузку установленным значением  $p_i = 0,85 p_{i \text{ ном}}$ . Для двигателя МАН, наоборот,  $p_i = 0,9 p_{i \text{ ном}}$  соответствовало  $p_{i \text{ доп}}$  и дальнейшее его увеличение сопровождалось появлением стуков в цилиндрах из-за повышенной температуры в полости уплотнений втулок и деформаций перемычек выпускных окон (рис. 83).

Повышение температуры втулок в поясах уплотнений — явление, часто наблюдаемое при эксплуатации двигателей на режимах буксировки. При длительных режимах оно может вы-

Таблица 6

Показатели работы двигателей МАН К7Z68/140А и Зульцер 9SD72 при буксировке

Показатели	Теплоходы	
	«Балтийск»	«Бердянск»
Скорость хода, узлы	5,2	5,6
Частота вращения, об/мин (%)	88/76,5	102/81,5
Среднее индикаторное давление, кгс/см <sup>2</sup> (%)	5,53/90	5,3/85
Индикаторная мощность, л. с. (%)	5150/68,8	5600/70
Температура выпускных газов, °С	214	276

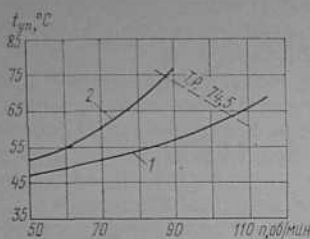


Рис. 83. Изменение температуры в полости уплотнения цилиндрической втулки:  
1 — свободный ход; 2 — буксировка

тере скорости и возможной перегрузке двигателя в механическом и тепловом отношениях. Последние обычно возникают, если на судне с постройки или после замены установлен винт, обеспечивающий при чистом корпусе в полном грузу выход на режим номинальной мощности (точка 0 на рис. 82). В этих условиях по мере обрастания корпуса характеристика винта будет приближаться к буксировочной, а режимы работы двигателя должны назначаться по линии допустимых значений  $p_{e \text{ доп}}$  (0—4). Однако в связи с потерей скорости при обрастании и при недостаточном контроле за напряженным состоянием двигателя выдержать эти режимы не всегда удается, вследствие чего создается опасность, его перегрузки и нередки случаи повреждения деталей ЦПП.

Значительно благоприятнее протекают режимы работы двигателя при эксплуатационном состоянии корпуса и винта, если, в соответствии с рекомендациями § 18, на судне установлен «легкий» винт. По мере его «утяжеления» из-за обрастания режимы назначаются при постоянной частоте вращения по линии 5—0' или 6—0 (см. рис. 82), а работа двигателя в области «тяжелого» винта ограничивается двумя-тремя месяцами.

При ходе в балласте уменьшается сопротивление движению судна, увеличивается поступь винта  $\lambda_p$  и падает скольжение  $S$ ; характеристики винта идут более полого и ниже номинальной. В противоположность режимам с повышенным сопротивлением движению двигатель не догружается по показателям  $p_e$  и  $N_e$  из-за ограничения частоты вращения. Возможные режимы определяются точками 5, 6, 7 (см. рис. 82). Для полного хода в балласте рекомендуется работа при  $n_{\text{ном}}$ , что близко к нагрузке двигателя на режиме эксплуатационной частоты вращения полного хода в грузу. Однако, несмотря на недогрузку, режим работы в балласте часто устанавливается в точке 5 при пониженной частоте вращения.

Это объясняется большой вероятностью «заброса» частоты вращения и вибрациями корпуса вследствие оголения гребного винта и слеминга при волнении. Для снижения вибраций и ударов снижают частоту вращения двигателя.

зывать полное расстройство уплотнений и необходимость их замены при завершении буксировки.

Что касается энерго-экономических показателей, механической и тепловой напряженности, то при переходе с режима свободного хода на буксировочный они изменяются в соответствии с закономерностями характеристик ограничения нагрузки (см. § 7).

**Обрастание корпуса и винта.** Это явление, особенно значительное при плавании в тропических водах, ведет к увеличению сопротивления движению судна, к снижению к. п. д. винта, потере скорости и возможной перегрузке двигателя в механическом и тепловом отношениях. Последние обычно возникают, если на судне с постройки или после замены установлен винт, обеспечивающий при чистом корпусе в полном грузу выход на режим номинальной мощности (точка 0 на рис. 82). В этих условиях по мере обрастания корпуса характеристика винта будет приближаться к буксировочной, а режимы работы двигателя должны назначаться по линии допустимых значений  $p_{e \text{ доп}}$  (0—4). Однако в связи с потерей скорости при обрастании и при недостаточном контроле за напряженным состоянием двигателя выдержать эти режимы не всегда удается, вследствие чего создается опасность, его перегрузки и нередки случаи повреждения деталей ЦПП.

Иногда, при спокойном море, работа при  $n=n_{\text{ном}}$  в балласте недопустима из-за вибраций корпуса или отдельных его частей. Устранения вибраций обычно достигают, переходя на новый скоростной режим. Иначе говоря, назначение режима при ходе в балласте определяется в основном не условиями нагрузки двигателя, а обеспечением наилучшей динамики комплекса двигатель—корпус—винт.

При благоприятных навигационных условиях плавания и отсутствии вибраций скорость хода на отдельных участках балластных переходов может быть повышена увеличением частоты вращения до  $(1,02 \div 1,03) n_{\text{ном}}$  (точка 7 на рис. 82).

## § 22. Особенности работы многодвигательных установок и установок с ВРШ

В многодвигательных установках нагрузка и частота вращения двигателей, работающих через муфты и редуктор на винт, на нормальном ходовом режиме назначаются так же, как и для установок с прямой передачей. Дополнительные потери в муфте, редукторе отражаются лишь на к. п. д. установки (см. гл. XII). Однако тип и характеристика муфты существенно влияют на работу двигателя, тяговые свойства комплекса и маневренность судна при пуске, перемене хода, торможении винта и в меньшей степени — при изменении условий плавания и сопротивления движению судна.

Рассмотрим некоторые особенности работы двигателя на винт, обусловленные характеристиками муфт.

В дизель-редукторных установках теплоходов наибольшее распространение получили гидромеханические и гидродинамические муфты; электродинамические муфты встречаются сравнительно редко. Все типы муфт используются как муфты сцепления. Они работают без изменения передаваемого момента частоты вращения или с очень малым изменением частоты вращения. Иначе говоря, моменты на входном и выходном валах муфты равны между собой, а различие в частотах вращения вызывается потерями в муфте.

Так, для гидродинамической муфты, состоящей из ротора насоса и ротора гидравлической турбины,  $M_n = M_T = M_e$ , т. е. моменты, потребляемые насосом и развиваемые турбиной, одинаковы и равны эффективному крутящему моменту двигателя. Мощности же на валу насоса и турбины будут различны:

$$\left. \begin{aligned} \text{мощность насоса (потребляемая)} \\ N_n = H_n Q \gamma / 75 \eta_n = M_n n_n / 716,2, \\ \text{мощность турбины (развиваемая)} \\ N_T = H_T Q \gamma \eta_T / 75 = M_T n_T / 716,2, \end{aligned} \right\} (78)$$

где  $H_{II} = H_T$  — теоретический напор, создаваемый насосом и равный напору, срабатываемому турбиной, м вод. ст.;

$Q$  — производительность насоса, м<sup>3</sup>/с;

$\gamma$  — плотность жидкости (обычно масла), кг/м<sup>3</sup>;

$\eta_{II}$ ,  $\eta_T$  — к. п. д. насоса и к. п. д. турбины;

$n_{II} = n$  — частота вращения ротора насоса (двигателя), об/мин;

$n_T = n_n i_p$  — частота вращения ротора турбины (винта — с учетом передаточного отношения редуктора  $i_p$ ), об/мин.

Отсюда общий к. п. д. гидромуфты

$$\eta_{г.м} = N_T / N_{II} = \eta_{II} \eta_T = M_T n_T / M_{II} n_{II} \quad n_{II} = n_T / n_{II}$$

определяется произведением  $\eta_{II} \eta_T$  или просто отношением  $n_T / n_{II}$ , а потери в муфте — величиной скольжения

$$S_M = n_{II} - n_T / n_{II} = 1 - \eta_{г.м}$$

Например, при заклинивании гребного винта  $n_T = 0$ ;  $S_M = 100\%$ ,  $\eta_{г.м} = 0$ , но частота вращения двигателя  $n \neq 0$ , и вся подводимая мощность поглощается внутренними сопротивлениями муфты. Из формулы (78) также следует, что момент и мощность, передаваемые муфтой, пропорциональны расходу рабочей жидкости  $Q$ . Величина  $Q$  зависит от заполнения муфты. С изменением заполнения менялись бы нагрузки двигателя и частота вращения винта и двигатель работал бы на винт по нагрузочной характеристике  $n \approx \text{const}$  с  $p_e = p_{e \text{ ном}}$  при полном заполнении с  $p_e = 0$  при опорожнении муфты. Однако такой способ изменения частоты вращения винта характеризуется низкой экономичностью и не применяется в дизель-редукторных установках транспортных судов. Регулирование частоты вращения винта и скорости хода осуществляется непосредственно двигателями, работающими по винтовой характеристике при постоянном заполнении муфт. Управление несколькими двигателями ведется с центрального пульта и для муфт предусматриваются только два положения: включено и выключено. При включенном, рабочем состоянии муфты, золотник подвода масла открыт полностью. Масло из напорной цистерны по осевому сверлению в вале поступает на всасывание насоса муфты. Энергия движения масла по кругу циркуляции используется в турбине и часть масла через зазоры в прикрытых сливных отверстиях на наружном кожухе муфты сливается в сточную цистерну. Отсюда масло забирается насосом и через фильтры и маслоохладитель перекачивается в напорную цистерну. Опорожнение муфты достигается одновременным открытием сливных отверстий и закрытием золотника подвода масла.

Свойства муфты определяются ее характеристикой. Характеристикой муфты называются зависимости момента, мощности и к. п. д. муфты от частоты вращения выходного вала.

Характеристика гидромуфты при полном заполнении приведена на рис. 84. По оси абсцисс отложена частота вращения выходного вала или винта в процентах. Кривые  $M_M = f(n_n)$  показывают, что при постоянной частоте вращения двигателя момент муфты возрастает во всем диапазоне частот вращения винта вплоть до его полной остановки (в точках на оси ординат, где  $n_n = 0$ ,  $S_M = 100\%$ ,  $\eta_{г.м} = 0$ ).

Если бы двигатель мог развивать номинальную частоту вращения при всех условиях, то при полном заклинивании винта муфта могла бы передать максимальный момент, равный восьмикратно номинальному моменту двигателя. Иначе говоря, гидромуфта является весьма надежным устройством с точки зрения сцепления вала двигателя с винтом. При любых скольжениях, возникающих при подключении муфты к работающему двигателю, развиваемый двигателем момент полностью передается винту, что обеспечивает тяговые и маневренные качества установки.

Кривые  $M_M = f(n_n)$  одновременно характеризуют изменение мощности на входном валу при  $n = \text{const}$  и различных скольжениях. Изменение же мощности  $N_T$ , отдаваемой винту, протекает иначе. С увеличением скольжения величина  $N_T$  сначала возрастает, а затем уменьшается. Максимальная мощность  $N_T$ , равная четырехкратному значению номинальной мощности двигателя, достигается при  $n_n = 0,66 n_{\text{ном}}$ . С уменьшением частоты вращения двигателя максимум  $N_T$  уменьшается и смещается к началу координат.

К. п. д. муфты для любой точки характеристики определяется отношением  $n_n / n$  и представлен кривыми 4, 5, 6 постоянного к. п. д.  $\eta_{г.м} = \text{const}$ . Так, для кривой  $\eta_{г.м} = \text{const}$ , проходящей через точку 0, соответствующую режиму полного хода при  $n = n_{\text{ном}}$ ,  $\eta_{г.м} = 0,97$ . При неизменных условиях плавания ( $\lambda_{рном} = \text{const}$ ) это значение к. п. д. сохраняется на всех режимах и кривая  $\eta_{г.м} = 0,97 = \text{const}$  совпадает с характеристикой винта (линия 4). Отсюда очевидно влияние условий плавания на к. п. д. муфты. С переходом на характеристику тяжелого винта, например при ходе в грузу и обростании корпуса скольжение муфты возрастает, кривая постоянного к. п. д. (линия 5) располагается левее номинальной и величина  $\eta_{г.м}$  падает. При ходе в балласте,

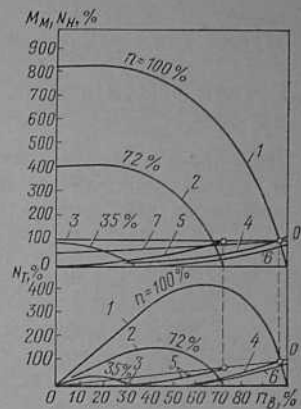


Рис. 84. Характеристика гидродинамической муфты:

1 —  $M_M = f(n_n)$ ; 2 —  $N_T = f(n_n)$ ; 3 —  $N_T = f(n_n)$  при различных значениях  $n = \text{const}$ ; 4, 5, 6 — характеристики винта и кривые постоянного к. п. д. муфты при  $\lambda_{рном}$ ,  $\lambda_{р} = 0$  и  $\lambda_{р} < \lambda_{рном}$ ; 7 —  $\rho_{деп} = f(n_n)$

наоборот, уменьшается разность  $n_T - n_B$ , кривая  $\eta_{г.м} = \text{const}$  располагается ниже номинальной и величина  $\eta_{г.м}$  увеличивается (линия 6).

Режимы работы двигателя на винт определяются точками пересечения кривых  $M_M = f(n_B)$  с характеристиками винта 4, 5, 6.

Допускаемая нагрузка при снижении частоты вращения вследствие утяжеления или торможения винта, как и в установках с прямой передачей, определяется кривой ограничения  $p_{e \text{ доп}}$  (линия 7). Если двигатель снабжается всережимным регулятором с ограничением нагрузки по фактической частоте вращения, то при торможении винта снижение частоты вращения двигателя должно происходить в соответствии с кривой  $p_{e \text{ доп}}$ . При достижении  $n_B = 0$  частота вращения двигателя понизится до минимально устойчивой, что и приведет к остановке двигателя.

В случае сохранения полного крутящего момента ( $p_a = p_{e \text{ ном}} = \text{const}$ ) частота вращения двигателя ко времени заклинивания винта ( $n_B = 0$ ) снизилась бы примерно до 40%. Такой скоростной режим не допускается из-за перегрева муфты. Поэтому с переходом на тяжелый винт требуется уменьшить частоту вращения, а в случае заклинивания винта — остановить двигатель. Типичным примером утяжеления винта является остановка или отключение одного из двигателей.

Принципиально иначе протекает работа двигателя с электродинамической муфтой при повышенных скольжениях в условиях пуска двигателя, подключения муфты или торможения винта (рис. 85). При снижении частоты вращения винта и неизменном скоростном режиме работы двигателя момент муфты мог бы возрастать до значений  $M_{\text{max}} \approx 2M_{e \text{ ном}}$  при  $S_M = 10\%$ . При больших скольжениях момент муфты начинает уменьшаться и уже при  $S_M = 50\%$  и  $n = n_{\text{ном}}$  не превышает 35% номинального момента двигателя. Поэтому в условиях пуска двигателей с включенными муфтами при подключении муфт к работающим двигателям или при торможении винта сцепление валов оказывается недостаточным и двигатель частично разгружается.

Для улучшения тяговых свойств муфты при повышенных скольжениях требуется снижать частоту вращения двигателя. Например, (см. рис. 85), при  $n = 0,5 n_{\text{ном}}$  и  $S_M = 100\%$  момент муфты составляет 40%, что в 2 раза превышает момент муфты при  $n = n_{\text{ном}}$  и  $S_M = 100\%$ . Этим недостатком и объясняется сравнительно редкое

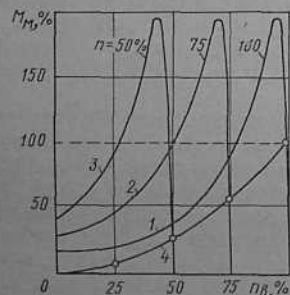


Рис. 85. Характеристика электродинамической муфты: 1, 2, 3 —  $M_M = f(n_B)$  при различных значениях  $n = \text{const}$ ; 4 — характеристика винта

применение электродинамических муфт в судовых дизельных установках, несмотря на их более высокий к. п. д. ( $\eta_{э.м} = 98 \div 99\%$ ), мгновенность действия, легкость дистанционного управления.

В заключение отметим, что двигатели, работающие на винт через муфты, независимо от типа муфты и наличия всережимного регулятора, по требованию Регистра СССР должны иметь регулятор безопасности. Такой регулятор страхует работу всережимного регулятора и защищает двигатель от разноса при внезапном отключении муфты.

В связи с частой работой при пониженных скоростных режимах всережимный регулятор должен дополняться устройством ограничения нагрузки, предохраняющим двигатель от возможной перегрузки при отключении муфты или остановке одного из двигателей.

Особенности работы установки на винт регулируемого шага обуславливаются возможностью дополнительного воздействия на двигатель со стороны нагрузки путем изменения шага винта. При этом значительно расширяется область эксплуатационных режимов (см. рис. 26), улучшаются использование мощности двигателя и маневренные качества судна, компенсируются влияющие внешние факторы на характеристику винта и исключаются режимы работы в области «тяжелого» винта. С другой стороны, при работе на ВРШ условия для перегрузки двигателя значительно более вероятны, чем при работе на винт фиксированного шага. Эти обстоятельства выдвигают ряд специфических требований к системам управления, защиты и к назначению режимов работы двигателя.

В современных установках с ВРШ эти задачи решают, применяя в системе управления всережимные регуляторы с ограничением нагрузки, устройства для автоматического и ручного воздействия на винт и двигатель, обеспечивающие задание и поддержание частоты вращения и подачу топлива по определенным программам.

Устройства автоматической коррекции шага, особенно желательные для буксиров, траулеров, позволяют стабилизировать режим работы и выполняют роль регулятора нагрузки двигателя. Действуя совместно с регулятором скорости, поддерживающим заданный скоростной режим, например  $n_1 = \text{const}$  (рис. 86), регулятор нагрузки при различных внешних воздействиях на винт (перекладка руля, выход на мелководье, в лед, изменение сопротивления движению, встречный ветер и т. п.) изменяет положение лопастей так, чтобы сохранилось неизменным заданное программой  $h_a = f(n)$  положение органа управления подачей топлива. Следовательно, при этом сохраняется величина  $p_e$  и мощность двигателя. Аналогично протекает работа регулятора нагрузки и при других значениях заданных частот вращения, в том числе и в процессе управления ходом судна. Режимы работы двигателя устанавливаются в соответствии с программой  $h_a = f(n)$ , обычно не совпадающей с зависимостью  $h_a = f(n)$  при работе на винт

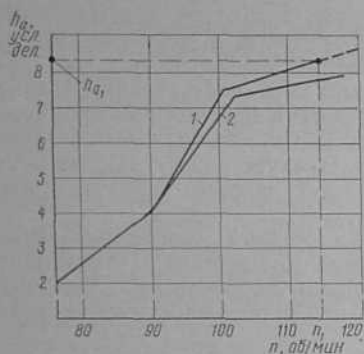


Рис. 86. Программные характеристики регулятора нагрузки двигателя теплохода «Новомиргород» при настройке на 0,97  $P_{ном}$  (1) и 0,91  $P_{ном}$  (2)

позволяло получить необходимую скорость хода без перегрузки двигателя и при достаточно высоком его к.п.д. [5].

Следует подчеркнуть, что регулятор нагрузки обычно осуществляет только автоматическую коррекцию шага при заданной частоте вращения, а не автоматический выход на режим полного хода по временной программе. Он переставляет лопасти при сравнительно плавных возмущениях (зона нечувствительности более  $\pm 2\%$  и длительность свыше 5 с) и в штормовых условиях, как правило, не используется.

Ход судна задается системой управления винтом и двигателем по программам, обеспечивающим примерно такие же зависимости  $h_a = f(n)$ , как и закладываемые в регулятор нагрузки. Поэтому его отсутствие или отключение может и не изменить существенно характер нагружения двигателя при работе на ВРШ. Рассмотрим несколько подробнее программы задания режимов на примере системы управления теплоходов типа «Новомиргород». При положении рукоятки

фиксированного шага. Очевидно, программная характеристика  $h_a = f(n)$  не должна выходить за пределы ограничительной характеристики двигателя по  $P_{e доп} = f(n)$  или  $h_{a доп} = f(n)$ , что и достигается настройкой регулятора нагрузки. Настройка позволяет также задавать оптимальные программы нагружения двигателя в отношении мощности, экономичности, допустимых нагрузок, что особенно важно для траулеров, буксиров, работающих в широком диапазоне изменений сопротивления движению судна.

Программа  $h_a = f(n)$  задается так, чтобы в условиях траления или свободного хода сочетание характеристик двигателя и винта

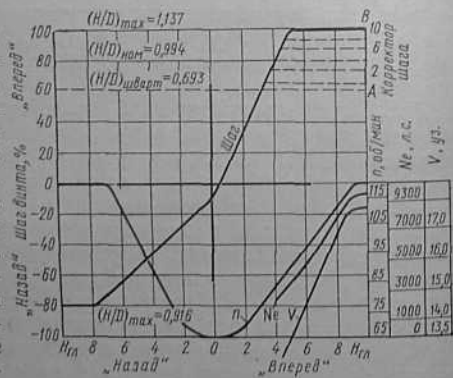


Рис. 87. Статические характеристики системы управления ВРШ (теплоход «Новомиргород»), рабочее положение сервомотора регулятора нагрузки в положении  $1/3$  хода

управления  $H_{гд}$  на отметке ноль (рис. 87) предварительно прогретый двигатель (примерно до 40°C) запускается из ЦПУ. При частоте вращения холостого хода  $n = 0,6 n_{ном}$  производится дальнейшее его прогревание и проверка готовности к действию. После этого в ЦПУ производят соответствующие переключения органов управления на дистанционное с мостика и передается сигнал «Двигатель готов». Необходимый ход судна задается перестановкой рукоятки машинного телеграфа. В соответствии с программой управления изменяются шаг винта и частота вращения двигателя. Комбинированное воздействие на шаг винта и регулятор двигателя распространяется на область основных маневренных режимов. По мере увеличения нагрузки воздействие на шаг винта прекращается и двигатель выводится на номинальную частоту вращения по характеристике винта фиксированного шага.

Необходимая скорость и мощность полного хода, в зависимости от осадки, состояния корпуса, винта, направления ветра, устанавливаются ручной коррекцией шага винта по линии АВ при  $n_{ном} = const$  (см. рис. 87). Мощность двигателя контролируется по показаниям торсиометра. Однако это не исключает возможного ее превышения в силу погрешностей торсиометра или несвоевременной и неточной коррекции шага при различных внешних условиях плавания. Поэтому важное значение имеет автоматическая защита двигателя от перегрузки. Как уже отмечалось, эту роль может выполнять программный регулятор нагрузки (автоматический корректор шага), действующий через сервомотор обратной связи. Однако основным средством защиты является механизм ограничения нагрузки всережимного регулятора. При его срабатывании сигнал о перегрузке передается на сервомотор обратной связи и шаг винта уменьшается независимо от задающего импульса на установку лопастей винта. В результате регулятор двигателя осуществляет автоматическое ограничение нагрузки по фактическим частотам вращения.

В случае отказа элементов дистанционного управления по ли-

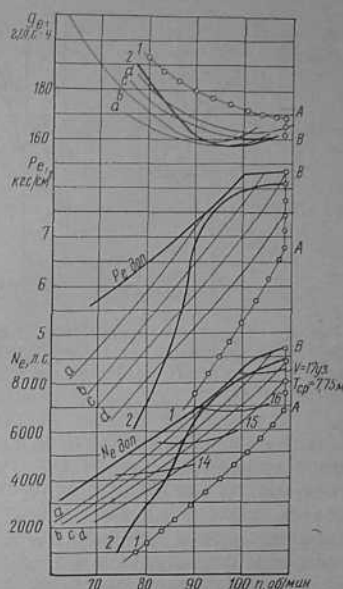


Рис. 88. Изменение параметров двигателя при работе на ВРШ:

1 — по программе системы управления (см. рис. 87); 2 — при включенном регуляторе нагрузки 0,91  $P_{ном}$  (см. рис. 86); а, б, в, г — характеристики винта при соответствующих  $H/D = const$

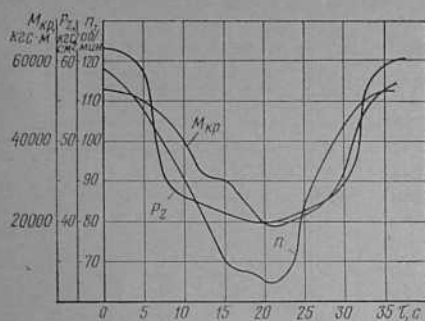


Рис. 89. Изменение параметров двигателя при реверсировании (теплоход «Новомиргород»)

В заключение отметим, что применение ВРШ значительно улучшило маневренные качества установки и условия работы двигателя. Время реверса с полного хода «вперед» при скорости 16 узлов до выхода на режим полного заднего хода составило 35 с без превышения давления  $p_2$ , крутящего момента (рис. 89), а выбег судна сократился в 1,5—2 раза по сравнению с выбегом однотипных теплоходов с винтом фиксированного шага. Число пусков сократилось в среднем в 10 раз. На всех переходных режимах процесс в цилиндре характеризуется плавным изменением скорости нарастания давления  $\Delta p/\Delta \phi$  и температур стенок деталей.

В качестве примера на рис. 88 показано изменение параметров двигателя Зульцер 6RD76 теплохода «Новомиргород» при различных способах управления. В данном случае (при настройке сервомотора регулятора нагрузки в положении  $1/3$  хода) заданные режимы по комбинаторной диаграмме (линии 1) существенно отличаются от режимов по программе регулятора нагрузки, следствием чего является ухудшение экономичности работы двигателя на частичных ходах.

нии задания частоты вращения с мостика могут быть заданы режимы при  $n = \text{const}$  и ход судна изменен путем изменения шага винта. Возможен также переход на ручное (некомбинированное) управление шагом из ЦПУ и работа при фиксированном положении лопастей винта. Работа на режиме холостого хода требует дополнительного оборудования двигателя регулятором безопасности и системой регулируемой подачи масла на смазку цилиндров.

## Глава VI

### НЕУСТАНОВИВШИЕСЯ И АВАРИЙНЫЕ РЕЖИМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

#### § 23. Пуск и реверс двигателя

Дизели берегового транспорта (тепловозы, автомобили, тракторы и т. д.), судовые вспомогательные дизели и главные дизели с промежуточной передачей или работающие на ВРШ пускают, когда судно не имеет хода. Эти дизели пускают вхолостую и заблаговременно. При незапуске этих дизелей имеется время для выяснения и устранения причины отказа без опасений за состояние судна, которое не движется. Пуск дизеля с прямой передачей энергии на винт фиксированного шага (ВФШ) непосредственно связан с движением судна, и по этой причине от надежности работы реверсивно-пусковой системы дизеля во многом зависят маневренные качества судна и безопасность мореплавания. Отказ в выполнении маневра или даже незначительная задержка могут привести к серьезной аварии и даже гибели судна.

На судах СССР валовой вместимостью 100 рег. т и более с дизельными установками около 90% установок — с прямой передачей на винт. По статистике в Балтийском морском пароходстве дизель транспортного судна в среднем пускается 800—900 раз в год; на пассажирских судах европейских линий — до 1200—1500 в год. На судах вспомогательного флота и рыбопромысловых судах дизель с прямой передачей пускается от 50 до 100 раз в сутки.

Из изложенного следует, что на дизелях с прямой передачей на винт режимы пусков и реверсов хотя и кратковременны, но чрезвычайно ответственны, так как пуск дизеля является единственным средством ввода в действие гребного винта, а реверс — единственным средством остановки и движения судна задним ходом. Таким образом, реверсивно-пусковые качества дизеля с прямой передачей являются важнейшей технико-эксплуатационной характеристикой.

Работа дизеля при пуске. Уравнение движения вращающейся системы двигатель—валопровод—винт имеет вид

$$M_d = I d\omega/dt + M_T + M_B,$$

где  $M_d$ ,  $M_T$ ,  $M_B$  — моменты соответственно движущий, от сил трения и винта;

$I$  — приведенный к гребному валу момент инерции масс движущихся частей дизеля, валопровода, гребного винта и присоединенной массы воды, увлекаемой во вращательное движение винтом;

$\omega$  — угловая скорость вала дизеля.

Из уравнения видно, что для разгона дизеля до угловой скорости  $\omega_{min}$ , при которой обеспечивается самовоспламенение топлива в цилиндре необходимо преодолеть  $M_T$ ,  $M_B$ ,  $I d\omega/dt$ . Кроме того, известно, что

$$M_d = c(p_{в.п.} - p_{сж}),$$

где  $c$  — постоянная;

$p_{в.п.}$  и  $p_{сж}$  — средние давления соответственно пускового воздуха на входе в цилиндры и сжатия.

Так как при разгоне дизеля (на первом обороте) работа сжатия в цилиндрах больше работы расширения сжатого в цилиндрах воздуха, то необходимо преодолевать и силы сопротивления сжимаемого в цилиндрах дизеля воздуха. Так как судовые дизели в процессе маневров пускаются через малые промежутки времени (0,5÷2 мин), а количество пусков за одну швартовку может достигать 20—30 и больше, то очевидно, что для преодоления  $M_B$  и  $M_T$  необходимо иметь большой запас энергии, расходуемой на неоднократные разгоны дизеля до  $\omega_{min}$ . Такой энергией для всех судовых дизелей является энергия сжатого воздуха. Запас сжатого воздуха и производительность компрессоров (для пополнения запаса воздуха) строго регламентируются Правилами Регистра СССР (см. гл. XI, § 41).

Дизель с непосредственным реверсом имеет пусковые клапаны на каждом цилиндре, что обеспечивает пуск его из любого положения. Пусковые клапаны открываются при пуске в районе в. м. т. и закрываются за 65—110° п. к. в. после в. м. т. (табл. 7).

Таблица 7

Геометрические фазы открытия и закрытия пусковых клапанов (по шайбе воздухораспределителя) некоторых современных дизелей

Геометрические фазы, ° п. к. в. после в. м. т.	Дизели			
	Зульцер, типов RD и RND	МАН, типов KZ и KSZ	Бурмейстер и Вайн типов VTBF и KEF	Флат типов 758S и 909S
Начало . . . . .	2	1	5—6	5
Конец . . . . .	110	110—112	90—102	65—73

Известно, что для пуска дизеля с числом цилиндров от 5 до 12 нет необходимости работать на воздухе в течение полного оборота вала.

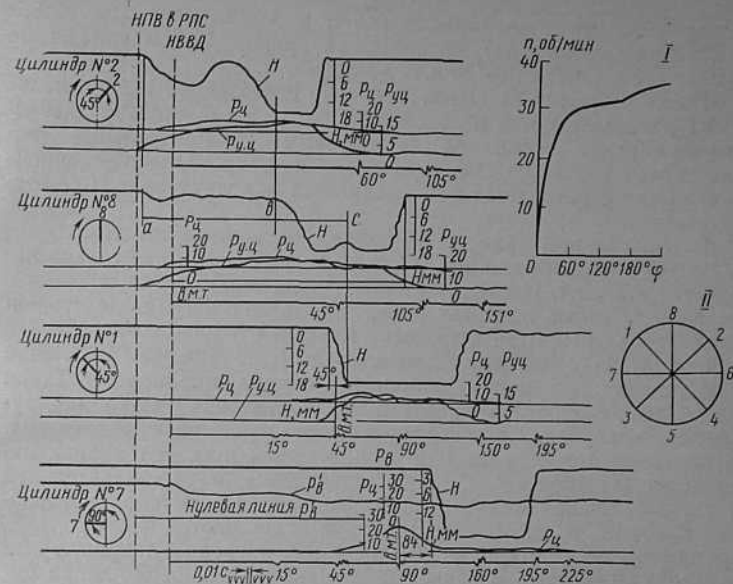


Рис. 90. Осциллограммы процессов при пуске дизеля:

$I$  — кривая разворачивания вала дизеля воздухом;  $II$  — исходное положение, из которого пускался дизель;  $H$  — ход пускового клапана; НПВ в РПС — начало подачи воздуха в реверсивно-пусковую систему; НВВД — начало вращения вала двигателя;  $P_d$  — давление в цилиндре, кгс/см<sup>2</sup>;  $P_{4c}$  — давление в управляющем цилиндре пускового клапана, кгс/см<sup>2</sup>

Процесс пуска условно можно разделить на четыре следующих периода:

интенсивный разгон дизеля в начальный период от действия воздуха в тех цилиндрах, в которые он начал поступать до страгивания вала дизеля;

последующий разгон от действия воздуха в тех цилиндрах дизеля, в которых в момент страгивания вала началось сжатие воздуха;

последующий разгон дизеля от первых вспышек топлива в тех цилиндрах, которые в момент страгивания вала были в зоне продувки и выхлопа;

переход дизеля на работу на топливе и выход на заданный режим работы.

На рис. 90 показаны осциллограммы пускового процесса в четырех цилиндрах восьмицилиндрового дизеля ( $n_{ном} = 110$  об/мин), который пускается воздухом из положения  $II$ , показанного на рис. 90.

Воздух, поданный в реверсивно-пусковую систему после останова рукоятки в положение «Пуск», включает золотники

воздухораспределителей цилиндров 2 и 8. Закрытие (по шайбе воздухораспределителя) пусковых клапанов рассматриваемого дизеля происходит за  $69^\circ$  п. к. в. после в. м. т.

После открытия пусковых клапанов цилиндров 2 и 8 давление в них повышается при неподвижном вале. Как только давление в цилиндре 2 окажется достаточным для преодоления трения покоя дизеля, валопровода и сопротивления винта, вал дизеля страгивается и начинается раскручивание воздухом.

В приведенном примере до начала движения вала давление в цилиндре 8 не влияет на пуск, так как поршень этого цилиндра находится в в. м. т. После страгивания вала воздух, поступающий в цилиндр 8, также начинает раскручивать вал дизеля. Неустойчивое, «вялое» открытие пусковых клапанов в цилиндрах 2 и 8 в начале пуска объясняется значительным повышением давления в цилиндрах при малом изменении объема цилиндров. Такая неустойчивая работа в начале пуска характерна только для пусковых клапанов с постоянной характеристикой равновесия. После поворота вала на  $40,5^\circ$  открывается пусковой клапан цилиндра 1 (за  $4,5^\circ$  до в. м. т.). В дальнейшем из-за значительной частоты вращения дизеля и противодействия в цилиндрах пусковые клапаны последующих цилиндров открываются после в. м. т., время-сечение их открытия уменьшается, а среднее индикаторное давление снижается. В приведенном примере пусковой клапан цилиндра 7 открывается через  $24^\circ$  после в. м. т. Давление  $p_i$  уменьшается от 7,3; 6,1; 4,2 кгс/см<sup>2</sup> (соответственно в цилиндрах 2, 8, 1) до 2,7—2,2 кгс/см<sup>2</sup> в остальных цилиндрах.

Раскручивание вала происходит более интенсивно от пусковых импульсов первых двух цилиндров. Нарастание частоты вращения при раскручивании дизеля воздухом показано кривой 1. Частота вращения, достаточная для перехода дизеля на топливо, достигается после поворота вала на  $90^\circ$ , т. е. при  $n \geq 0,25 n_{ном}$ . К моменту подхода поршня к в. м. т. цилиндра 3 давление и температура конца сжатия в нем становятся достаточными для самовоспламенения топлива и происходит первая вспышка. Если дизель имеет смешанный пуск (топливная рейка устанавливается в положение пусковой подачи до страгивания вала дизеля или в момент страгивания), то до тех пор, пока пусковая рукоятка будет оставаться в положении «Пуск», в цилиндрах дизеля будет срабатываться и энергия сгорания топлива, и энергия пускового воздуха. При этом пусковые клапаны будут открываться за  $35—45^\circ$  после в. м. т., когда давление в цилиндрах снизится до определенной величины, соответствующей характеристике равновесия пускового клапана.

На дизелях без газотурбинного наддува такая подача воздуха в цилиндры не вызывается необходимостью и ведет к излишнему расходу воздуха. В дизелях с газотурбинным наддувом импульсы давления пускового воздуха способствуют раскручиванию турбоагрегатов.

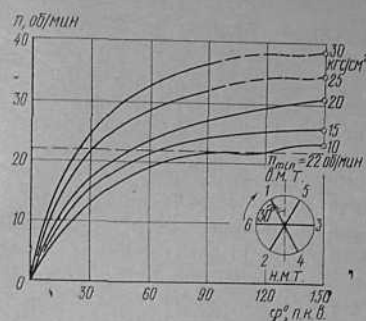


Рис. 91. Зависимость  $n=f(\varphi)$  при пуске дизеля воздухом различного давления

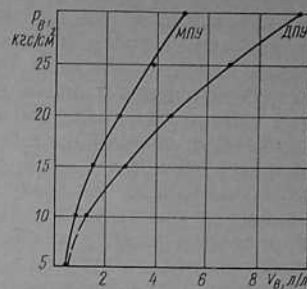


Рис. 92. Зависимость  $n=f(p_i)$  при автоматизированном и ручном пусках дизеля: МПУ, ДПУ — местный и дистанционный пуск управления

В дизелях с отдельным пуском (топливная рейка устанавливается в рабочее положение в момент прекращения подачи пускового воздуха) дизель сначала раскручивается только пусковым воздухом, а затем — только энергией сгорания топлива.

Очевидно, что при прочих равных условиях дизели со смешанным пуском имеют лучшие пусковые качества, чем дизели с отдельным пуском.

Большинство судовых малооборотных дизелей имеют смешанный пуск (Зульцер, МАН, Фиат, Сторк). Дизели «Бурмейстер и Вайн» и «Гетаверкен» имеют отдельный пуск.

Влияние величины давления пускового воздуха на раскручивание дизеля и расход воздуха. Все современные судовые дизели пускаются в диапазоне давлений от номинального ( $30 \div 25$  кгс/см<sup>2</sup>) до минимального ( $10—5$  кгс/см<sup>2</sup>), при котором дизель еще запускается. На рис. 91 показаны экспериментальные кривые  $n=f(\varphi)$  раскручивания дизеля «Зульцер» типа 6RD76 воздухом различного давления: видно, что частота вращения раскручивания пропорциональна давлению пускового воздуха. В диапазоне давлений  $30—15$  кгс/см<sup>2</sup> дизель раскручивается до  $n_{min}$  раньше (см. рис. 91), чем в цилиндрах могут быть достигнуты давления и температура воздуха, достаточные для самовоспламенения топлива (при угле поворота вала на  $25—65^\circ$  п. к. в. степень сжатия во много раз меньше расчетной). Первые вспышки при давлении пускового воздуха  $30—25$  кгс/см<sup>2</sup> происходят, когда  $n=37 \div 35$  об/мин. Так, при  $p_i=30$  кгс/см<sup>2</sup> дизель после поворота вала на  $150^\circ$  п. к. в. раскручивается до  $n=39$  об/мин, что примерно в 2 раза больше  $n_{min}$ . Таким образом, при высоких давлениях воздуха дизель раскручивается до излишне большой частоты вращения. Так как расход воздуха пропорционален давлению, то при давлениях, близких к номиналь-



ному, расходуется воздуха значительно больше (в 3—4 раза), чем при оптимальном давлении. Зависимость удельного расхода воздуха  $v_n$  л/л от давления пускового воздуха  $p_n$ , полученная по экспериментальным данным пусков дизелей 6RD76 восьми судов серии «Новгород», показана на рис. 92. Под оптимальным давлением воздуха следует понимать такое давление, при котором дизель раскурчивается до  $n_{min}$  к моменту достижения условий для самовоспламенения топлива. Задача пуска дизеля воздухом постоянного и оптимального давлений в первую очередь должна решаться для дизелей с системами ДАУ [12], имеющих повышенный расход воздуха на пуск из-за постоянной настройки датчика частоты вращения на выключение пускового воздуха, рассчитанной на наиболее тяжелые условия пуска (дизель холодный, судно в грузу). Расход воздуха при автоматизированном пуске больше, чем при ручном пуске, и различия тем больше, чем выше давление пускового воздуха (см. рис. 92).

Метод пуска дизеля воздухом постоянного давления [12], кроме уменьшения расхода воздуха на пуск и повышения надежности маневрирования, улучшает термодинамические параметры пуска и позволяет реализовать частные алгоритмы управления в заданных значениях, чего нельзя достичь при пусках дизеля в диапазоне давлений пускового воздуха от номинального до минимального значений.

**Работа дизеля при реверсировании.** Реверсирование дизеля — это изменение направления его вращения. При реверсировании четырехтактных дизелей изменяются фазы воздухо- и газораспределения, топливоподачи и четырехтактные дизели имеют по два комплекта распределительных кулачков.

В двухтактных дизелях с контурной продувкой при реверсировании изменяются только фазы воздухо- и топливopодачи. При этом, если дизели снабжены одним комплектом распределительных кулачков, то при реверсировании распределительный вал поворачивается на заданный угол (дизели Зульцер), а если — двумя, то вал имеет аксиальное перемещение (дизели МАН). В дизелях с прямоточноклапанной продувкой при реверсировании изменяются фазы воздухо- и топливopодачи, выхлопного клапана и топливоподачи. Вал воздухо- и топливopодачи имеет два комплекта кулачков и перемещается аксиально. Распределительный вал выхлопных клапанов и топливоподачи имеет один комплект кулачков и для изменения фаз распределения затормаживается при повороте коленчатого вала на заданный угол (дизели Бурмейстер и Вайн, Гетаверкен). Способы передвижения, поворота и торможения распределительных валов в различных дизелях осуществляются по-разному и описываются в инструкциях по эксплуатации дизелей.

Реверсирование дизеля, в зависимости от обстоятельств, приходится совершать в диапазоне от нулевой скорости судна до номинальной. Если реверсирование дизеля при маневрировании, когда скорость судна мала или равна нулю, не представляет труд-

ности, то реверсирование при средней и тем более при полной скорости судна является особо сложным и ответственным режимом. Основная сложность реверсирования дизеля состоит в том, что необходимо быстро затормозить движущиеся массы дизеля, преодолев отрицательный момент гребного винта, работающего в режиме турбины. Очевидно, что чем больше водоизмещение и скорость хода судна, тем труднее осуществить быстрое реверсирование дизеля.

Рассмотрим условия совместной работы комплекса корпус—винт—двигатель при остановке дизеля с полного переднего хода и при его реверсировании. Выключение топлива приводит к тому, что движущий момент становится равным нулю и частота вращения дизеля быстро (за 3—7 с) падает до  $0,5—0,7 n_{ном}$  под действием моментов  $M_T$  и  $M_B$ . Уравнение движения в этот период имеет вид

$$M_B + M_T = I d\omega/dt.$$

Гребной винт, поглощая кинетическую энергию движущихся масс, создает еще некоторый положительный упор до тех пор, пока скольжение винта не снизится до нуля. При дальнейшем уменьшении частоты вращения момент на винте изменяет свой знак и винт начинает работать в режиме гидротурбины. Уравнение движения с этого момента принимает вид

$$M_B = M_T - I d\omega/dt. \quad (79)$$

Торможение судна осуществляется силой сопротивления воды и небольшим отрицательным упором, создаваемым винтом, работающим в режиме турбины. В этот период падение частоты вращения замедляется, так как  $M_B$  из тормозящего фактора превращается в раскручивающий. Если не затормозить дизель, то он будет продолжать вращаться под действием момента винта, работающего в режиме турбины, до тех пор, пока при некотором значении скорости судна, для большинства судов равной 7—9 миль/ч, момент на винте не станет меньше величины правой части уравнения (79). Этот период продолжается от 2 до 10 мин в зависимости от скорости полного хода судна, его водоизмещения и от характеристик корпуса судна и гребного винта.

Начиная с момента, когда  $M_B < M_T - I d\omega/dt$ , частота вращения дизеля в течение 3—7 с снижается до нуля под действием увеличивающейся разности левой и правой частей уравнения (79). Дальнейшее торможение судна происходит при неподвижном винте. Рассмотренное изменение  $n$  вала наблюдается, когда при полной скорости судна подается команда «Стоп».

На рис. 93 в качестве примера показаны кривые изменения  $n$  дизеля по времени для судна водоизмещением 10 000 т от момента выключения топлива до полной остановки винта при исходных скоростях судна 14; 11,4; 8,7; 5,5 миль/ч и исходных частотах вращения 104, 85, 65 и 40 об/мин. На рис. 94, а показано

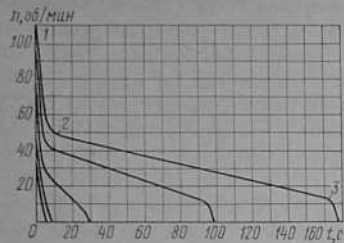


Рис. 93. Кривые уменьшения частоты вращения вала дизеля 8 ДКР 72/130 от момента выключения топлива до полной остановки

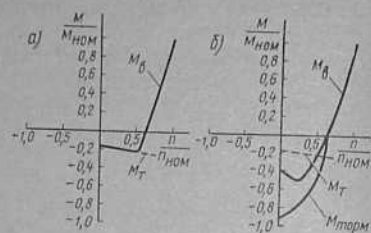


Рис. 94. Характер изменения  $M_b$  от момента выключения топлива до остановки вала дизеля и характер изменения  $M_b$ ,  $M_\tau$  и  $M_{\tau\text{обр}}$  при эффективном действии контрвоздуха

соответствующее изменение  $M_b$  от момента выключения топлива до остановки вала дизеля.

В случае подачи сигнала «Полный назад» при номинальной или частичной скорости хода быстрое уменьшение частоты вращения вала до нуля может быть достигнуто только приложением тормозного момента, превышающего максимальный отрицательный момент на винте.

На дизелях с ВФШ торможение вала достигается подачей пускового воздуха в рабочие цилиндры по ходу сжатия (контрвоздух). Для улучшения маневренных качеств судна контрвоздух необходимо применять сразу после достижения равенства  $M_b = M_\tau - I d\omega/dt$ , т. е. через 3—7 с после выключения подачи топлива, когда  $n = (0,5 \div 0,7) n_{\text{ном}}$ .

При реверсировании дизеля на ходу судна выполняются следующие операции: выключают подачу топлива; переводят распределительные органы из положения «Вперед» в положение «Назад» при вращающемся вале; тормозят дизель контрвоздухом и раскручивают его воздухом в направлении «Назад»; переводят дизель на топливо.

При реверсировании дизеля на малой и нулевой скорости хода судна тормозить вал контрвоздухом не требуется из-за быстрой остановки двигателя.

**Контрвоздух и его эффективность при реверсировании.** Подача воздуха от воздухораспределителя в полость управления пускового клапана на различных двигателях начинается в районе в. м. т. и прекращается за  $65-110^\circ$  после в. м. т. На рис. 95, а показан геометрический угол открытия  $\alpha = 90^\circ$  п. к. в. Поэтому, если при вращении дизеля вперед кулачки воздухораспределителя перевести в положение «Назад», то воздух начнет подаваться в полость управления пускового клапана за  $65-110^\circ$  до в. м. т., т. е. по ходу сжатия (см. рис. 95, б). Сжимаясь в цилиндре, пусковой воздух тормозит двигатель до прихода поршня в в. м. т. Если в результате повышения давления в цилиндре пусковой

клапан закроется до в. м. т. и поршень перейдет в. м. т., то воздух по ходу расширения будет раскручивать дизель, нейтрализуя эффект торможения. Если дизель затормозится, то после остановки он начнет раскручиваться «Назад», так как кулачок воздухораспределителя находится в положении «Назад» (см. рис. 95, в), т. е. происходит то же, что и при обычном пуске дизеля «Назад». Прежде чем перейти к рассмотрению эффективности контрвоздуха, познакомимся с характеристиками равновесия пусковых клапанов. **Характеристикой равновесия** клапана называется линия, каждой точке которой соответствует равенство сил, действующих на клапан. На современных дизелях устанавливают пусковые клапаны с постоянной и переменной характеристиками равновесия (рис. 96). Клапаны с постоянной характеристикой бывают двух типов. У пускового клапана, изображенного на рис. 96, а, площади тарелки клапана и поршня, на которые действует воздух управления, примерно одинаковы.

У клапана, показанного на рис. 96, б, площадь тарелки клапана примерно в 3 раза меньше, чем площадь поршня управляющего цилиндра клапана.

У клапана с переменной характеристикой равновесия поршень управления — дифференциального типа (см. рис. 96, в). В начале открытия клапана воздух управления воздействует на поршень малого диаметра, затем — на поршень большого диаметра. Площадь поршня малого диаметра примерно равна площади тарелки клапана, а площадь поршня большого диаметра приблизительно в три раза больше площади тарелки клапана.

Рассмотрим работу этих клапанов при контрвоздухе. Из характеристик равновесия клапанов видно, что если давление в управляющем цилиндре клапана будет равно, например,  $25 \text{ кгс/см}^2$ , то клапан типа а закроется при давлении в цилиндре  $25 \text{ кгс/см}^2$ , а клапаны типа б и в — при давлении в цилиндре примерно  $75 \text{ кгс/см}^2$ . Так как при контрвоздухе давление в цилиндре достигает  $60-70 \text{ кгс/см}^2$ , то клапан типа а быстро закроется по ходу сжатия, а клапаны типа б и в закрываться не будут. В действительности, как будет показано далее, при клапанах типа б и в давление в цилиндрах не превышает  $50-40 \text{ кгс/см}^2$ .

Рассмотрим работу пусковых клапанов, анализируя развернутую индикаторную диаграмму изменения давления в цилиндре при контрвоздухе (рис. 97).

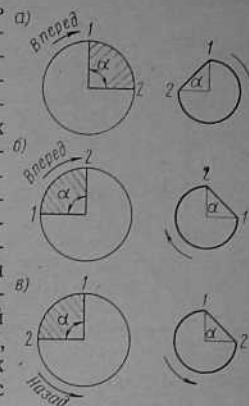


Рис. 95. Геометрические фазы воздухоподачи по кулачку воздухораспределителя при пуске дизеля «Вперед» (а), «Назад» (б) и при контрвоздухе (в):

слева — окружность кривошипов; справа — кулачки воздухораспределителя; 1 — начало открытия ПК; 2 — конец закрытия ПК

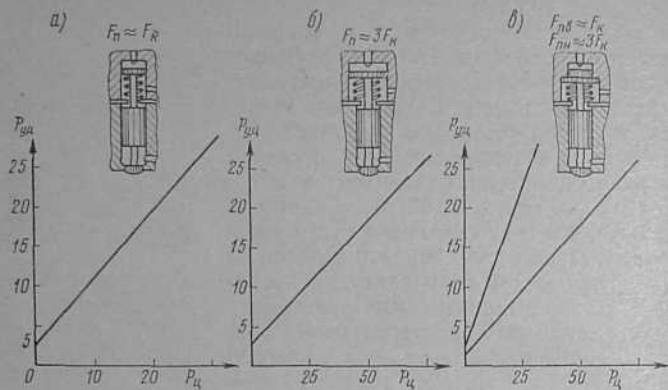


Рис. 96. Характеристики равновесия пусковых клапанов  
( $P_{ц, вк}$  — в кгс/см<sup>2</sup>)

При клапане типа *a* пусковой клапан откроется по ходу сжатия и на участке 1—2 давление в цилиндре повысится до 25 кгс/см<sup>2</sup>. В точке 2 пусковой клапан, в соответствии со своей характеристикой равновесия, закроется, а поступивший в цилиндр воздух будет сжиматься и продолжать затормаживать двигатель. В точке 1' откроется предохранительный клапан. На участке 1'—2' часть воздуха выйдет из цилиндра в атмосферу. Оставшийся воздух, действуя по ходу расширения, будет раскручивать двигатель. Так как сечение предохранительного клапана невелико и торможение осуществляется при повороте вала на меньший угол, чем раскручивание (от в. м. т. до открытия выпускных окон около 120°), то работа сжатия не будет существенно превышать работу расширения.

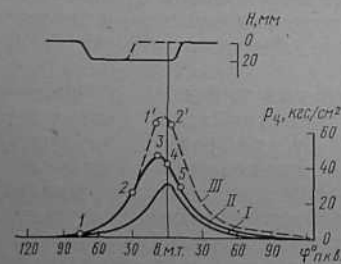


Рис. 97. Развернутые индикаторные диаграммы:

I — простое сжатие и расширение; II — контрвоздух при пусковых клапанах *б* (см. рис. 96) или *в*; III — контрвоздух при пусковом клапане *а*

Таким образом, если двигатель остановится до прихода поршня в в. м. т., то контрвоздух будет эффективным, а если поршень перейдет в в. м. т., — то неэффективным.

Клапаны типа *б* и *в* также открываются по ходу сжатия, и давление в цилиндре на участке 1—2 повышается до 25 кгс/см<sup>2</sup>. Но в соответствии со своей характеристикой равновесия клапаны типа *б* и *в* не закрываются, и воздух из цилиндра перетекает в воздухопровод. Давление в цилиндре на участке 2—3 повыша-

ется, так как сечение клапана намного меньше сечения поршня, а скорость поршня еще значительна. На участке 3—4 давление падает из-за малой скорости поршня.

В точке 5 пусковой клапан закрывается, но не под действием давления воздуха в цилиндре, а в соответствии с воздухораспределением. Так как на участке 2—5 значительное количество воздуха перейдет из цилиндра в воздухопровод, то работа сжатия будет намного превышать работу расширения и контрвоздух будет эффективным.

Торможение двигателя осуществляется с малым повышением давления в цилиндре (40—50 кгс/см<sup>2</sup>).

В воздухопроводе давление также существенно не повышается, так как воздух, поступивший в воздухопровод из цилиндра, перетекает в следующий цилиндр, в котором открылся пусковой клапан.

На современных дизелях устанавливают, как правило, клапаны типа *б* и *в*. При больших мощностях двигателя и скоростях хода судна дизели с клапанами типа *а* затормаживаются неэффективно. Такие клапаны устанавливают на дизелях МАН и на дизелях небольшой мощности других фирм и заводов.

На дизелях Бурмейстер и Вайн и других устанавливают клапаны типа *б*, а на дизелях Зульцер — типа *в*.

Клапаны с переменной характеристикой равновесия сложнее по конструкции. Преимуществом их является то, что при пуске дизеля они не могут открыться при давлении в цилиндре больше, чем давление пускового воздуха. У клапанов типа *б* такие случаи возможны при первых вспышках топлива.

На рис. 98, *а* показана осциллограмма контрвоздуха в одном из цилиндров дизеля с пусковыми клапанами типа *а*. Как видно из осциллограммы, пусковой клапан начал открываться за 87° до в. м. т. и закрылся под действием повышающегося давления в цилиндре за 56° до в. м. т. Так как скорость судна была невелика (11,4 миль/ч), то дизель под действием контрвоздуха в данном и соседнем цилиндрах (11° до в. м. т.) остановился до того, как контрвоздух начал действовать по ходу расширения.

После остановки дизель под действием давления воздуха в двух цилиндрах начал раскручиваться на задний ход. Давление в цилиндре начало уменьшаться, и за 74° после в. м. т. пусковой клапан вновь открылся.

На рис. 98, *б, в* показаны осциллограммы контрвоздуха дизелей Бурмейстер и Вайн типа 550 VTBF110 (пусковой клапан типа *б*) и Зульцер типа 9RD90 (пусковой клапан типа *в*). Пусковые клапаны открылись до в. м. т. и закрылись после в. м. т. в соответствии с воздухораспределением.

Из осциллограмм также видно, что давление в цилиндрах начинает уменьшаться до в. м. т. (воздух перетекает в воздухопровод) и работа сжатия превышает работу расширения.

Очевидно, что чем быстрее осуществлен реверс дизеля на пол-

ной или частичной скорости судна, тем меньше будет его выбег и, следовательно, лучше инерционные качества.

На рис. 99 показана примерная кривая падения частоты вращения при торможении дизеля контрвоздухом: при пусковых клапанах типа *a* (2—4) удается затормозить дизель на 71 с позже, чем при пусковых клапанах типа *б* или *в* (1—3). При средней скорости 13 миль/ч судно, после выключения подачи топлива, за 71 с пройдет по инерции около 410 м. Таким образом, при-

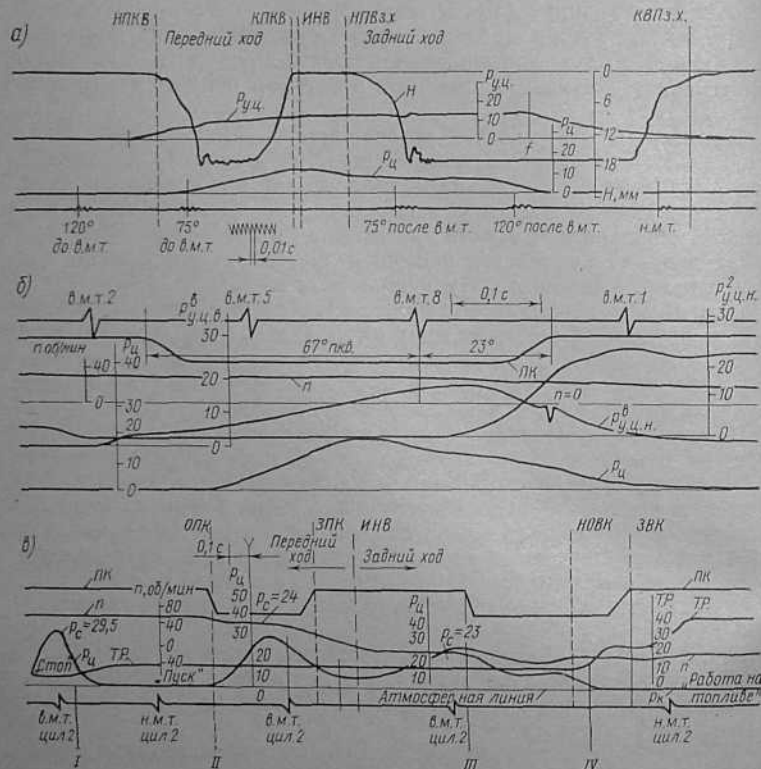


Рис. 98. Осциллограммы контрвоздуха при различных пусковых клапанах;

*a* — двигатель 8ДКР 72/130; *б* — двигатель 9РД90; *в* — двигатель 550VТ RF 110 (давление — в ксм/см<sup>2</sup>);

НПКВ — начало подачи контрвоздуха; КПКВ — конец подачи контрвоздуха; ИНВ — изменение направления вращения; НПВ з. х. — начало подачи воздуха при заднем ходе; КВЗ з. х. — конец подачи воздуха при заднем ходе; ОПК — открытие пускового клапана; ЗПК — закрытие пускового клапана; НОВК — начало открытия выпускного клапана; ЗВК — закрытие выпускного клапана (~25° до н. м. т.); I — перевод топливной рукоятки на пуск (начало подачи контрвоздуха); II — начало подачи контрвоздуха в цилиндре № 2 (~90° до в. м. т.); III — начало подачи пускового воздуха на задний ход (~16,5° после в. м. т.); IV — перевод топливной рукоятки на топливо.

менение клапанов типа *б* и *в* значительно улучшает инерционные качества судна.

Процесс реверсирования дизелей с ВФШ при полной скорости судна является достаточно напряженным и особо ответственным, так как выполняется в аварийной обстановке. Для повышения надежности этого процесса рекомендуется при ручном управлении передерживать дизель «на воздухе» при его раскручивании «Назад», так как дизель, преодолевая *M<sub>в</sub>*, раскручивается значительно медленнее, чем при обычном пуске. Значительно проще и надежнее осуществляется торможение судна при ВРШ, так как направление вращения дизеля не меняется, а реверсирование осуществляется поворотом лопастей из положения «Вперед» в положение «Назад» через нулевой шаг винта.

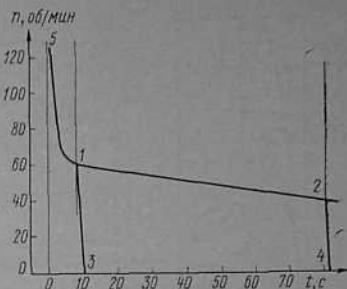


Рис. 99. Кривые падения частоты вращения при контрвоздухе:

1 — начало действия контрвоздуха для клапанов типа *б* и *в* (см. рис. 98); 2 — начало эффективного действия контрвоздуха для клапана типа *а*; линии падения частоты вращения при торможении контрвоздухом (1—3 для клапанов типа *б* и *в*; 2—4 — типа *а*); 5 — выключение топлива

## § 24. Режимы прогрева и остановки

Работа двигателя на неустановившихся режимах прогрева при маневрировании и остановке характеризуется изменением во времени температурных напряжений и деформаций деталей цилиндра-поршневой группы, изменением зазоров в сопряжениях, параметров рабочего процесса, температуры воды и масла.

При резких изменениях нагрузки температурные напряжения в стенках камеры сгорания могут превышать их значения на установившихся режимах полного хода. На рис. 100 это положение иллюстрируется кривыми изменения температур и температурных напряжений в поршне двигателя МАН К6Z 57/80. Максимальные напряжения в днище возникают за первые 3—4 мин прогрева двигателя.

Суммарные напряжения при внезапном (аварийном) нагружении превосходят допускаемые, что может служить причиной появления трещин и разрушения деталей. Имеет значение также перемена знака температурных напряжений. Так, напряжения сжатия с огневой стороны днища, возникающие в период прогрева поршня при длительной работе и высокой температуре способны вызвать остаточные деформации, обусловленные ползучестью материала. Температурные напряжения на стационарном режиме не остаются постоянными, а вследствие релаксации материала несколько снижаются. При последующем охлажде-

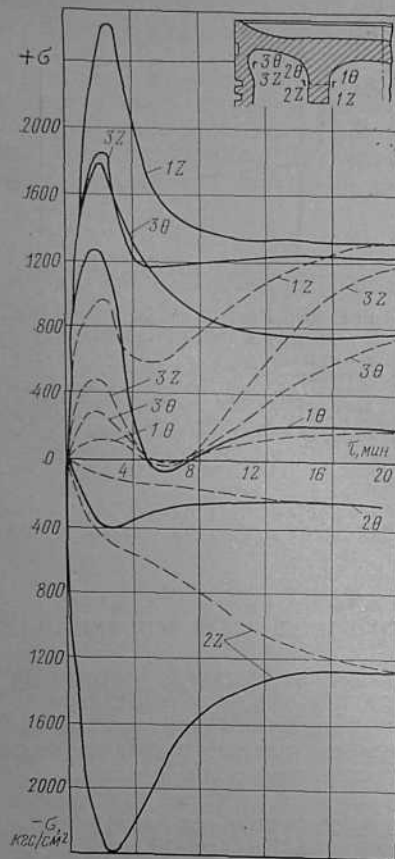


Рис. 100. Динамика температурных напряжений поршня дизеля МАН К6Z 57/80 С при нормальном нагружении (—):  $n=0,7 n_{ном}$  за 10—20 с и последующее доведение нагрузки до номинальной за 20 мин, и аварийном нагружении (---), — выход на полную подачу за 30 с и достижение  $n=n_{ном}$  через 150 с

но, величины рабочих зазоров в сопряжениях и уплотнениях элементов цилиндра-поршневой группы. Естественно, что темп и характер изменения нагрузок при маневрировании, выходе на режим полного хода и при остановке оказывают больш-

ное влияние на напряженность двигателя. Обеспечение надежности двигателя и долговечности работы деталей особое значение приобретают в связи с внедрением автоматизированного дистанционного управления. На рис. 101 показано, что использование аварийной (максимальной) программы нагружения двигателя Зульцер 6RD76 (повышение частоты вращения от 45 до 119 об/мин за 10 с) приводит к существенному увеличению темпа повышения температур деталей, который в среднем достигает  $50^{\circ}\text{C}$  в минуту (по нормальной программе  $\sim 35^{\circ}\text{C}$  в минуту). Температуры стенок стабилизируются через 15—20 мин, что в целом и учитывается в нормальных программах нагружения (изменение  $n$  от 25 до 45 об/мин — за 2 с; от 45 до 80 об/мин — за 25 с; от 80 до 119 — за 10 мин).

Характерно, что окончательное разрушение деталей чаще всего происходит на неустановившихся режимах, когда из-за неравномерного прогревания деталей и изменения температур по времени возникают и наибольшие температурные деформации, обуславливающие напряжения в материале и значительные изменения их геометрии. Внешне это наблюдается, например, по выходу воды из контрольных отверстий уплотнений цилиндрических втулок при резком нагружении двигателя. По мере прогревания двигателей температурные деформации втулки выравниваются и пропуски воды обычно прекращаются.

Таким образом, критериями теплонапряженности двигателя на неустановившихся режимах будут: температурные градиенты по толщине стенки  $\Delta T/\delta$ , скорости и характер изменения температурного поля деталей по времени. Они определяют температурные напряжения и общие температурные деформации деталей и, следовательно,

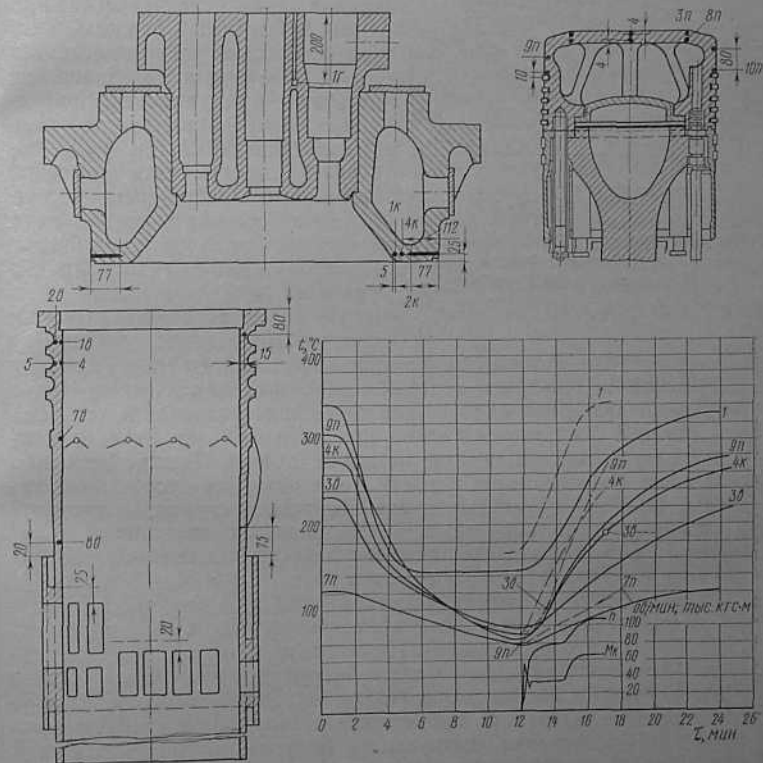


Рис. 101. Динамика температурного состояния деталей ЦПГ дизеля Зульцер 6RD76 при остановке и нагружении по нормальной (—) и аварийной (---) программам разгона системы ДАУ.

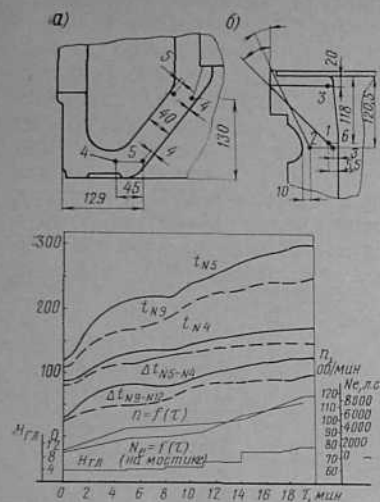


Рис. 102. Динамика температурного состояния крышки (а) и втулки (б) дизеля Зульцер 6RD 75 при выходе на номинальный режим с ВРШ (теплоход «Новомиргород»); точки 1, 2, и 3 — расположены на втулке по левому борту

Рабочее время выхода на режим полного хода оценивается по стабилизации температур воды и масла и составляет для малооборотных дизелей 1—1,5 ч. На снижение теплонапряженности благоприятно влияет предварительный прогрев двигателя перед пуском — прокачиванием горячей воды, масла. Наилучшие условия прогрева на ходу создаются при плавном увеличении подачи топлива, особенно по мере приближения к нагрузке полного хода. Следует помнить, что тепловая нагрузка двигателя ( $q_{ср}$ ) растет в этом диапазоне нагрузок примерно пропорционально кубу частоты вращения. Применение ВРШ (см. § 22) позволяет осуществить высокий предварительный прогрев двигателя на режиме холостого хода и весьма плавное повышение температур деталей при нагрузке (рис. 102).

На режимах остановки также следует постепенно уменьшать подачу топлива, доводя ее до величины, соответствующей малому ходу судна, не ранее чем через 30 мин до начала маневров. После остановки двигателя плавное снижение и выравнивание температур деталей достигается только при прокачивании через двигатель воды и масла в течение не менее 30 мин. Преждевременная остановка насосов ведет к росту температур со стороны охлаждения. При последующем пуске это может служить причиной коксования масла в полостях охлаждения головки поршня и вызывать поверхностные трещины под действием местных растягивающих напряжений.

Таким образом, работа двигателя при прогревании, маневровании, остановке является весьма ответственным этапом эксплуатации судовых дизелей. Практика показывает, что повреждения деталей цилиндрико-поршневой группы происходят именно в эти периоды и особенно при резких и частых изменениях нагрузки двигателя. «Правила технической эксплуатации судовых дизелей» такие изменения нагрузки не допускают, кроме случаев, связанных с предупреждением аварий, выполнением спасательных работ, избежанием угрозы безопасности судна. Для повышения надежности и моторесурса двигателя число маневров при швартовых операциях должно быть минимальным.

Работа двигателя в штормовую погоду протекает при переменных частотах вращения и нагрузке, вследствие изменения упора и момента винта, что обуславливается влиянием состояния моря, направления и силы ветра на сопротивление движению судна, изменением характеристик винта при различной глубине погружения и работе в косом потоке, влиянием частых переключений руля при удержании судна на курсе. Состояние двигателя при этом характеризуется изменяющимися во времени механическими и тепловыми нагрузками, и режимы работы являются неустановившимися.

В зависимости от загрузки судна, условий плавания, типа и способа включения регулятора изменение частоты вращения и подачи топлива при волнении может быть различным. Однако общим будет возрастание среднего момента винта и, как следствие, ограничение нагрузки двигателя. Если при этом учесть колебания давлений и температур в цилиндрах, динамические нагрузки, вызываемые изменением угловой скорости, то надежная работа двигателя при плавании в штормовую погоду обеспечивается при существенном уменьшении мощности и скорости хода. Так, для теплоходов типа «Волголес» с двигателем 5SAD72 при встречном ветре и волнении 5—6 баллов скорость хода снижается [7] до 11—12 уз (15—16 уз на спокойной воде). Влияние направления и силы ветра на снижение скорости хода определяется кривыми (рис. 103).

Определяя в первом приближении работу двигателя при волнении рядом установившихся режимов, изменение показателей можно представить закономерностями частичной характеристики (при предельном регуляторе — кривая  $a-a$  на рис. 104) или нагрузочной (регуляторной) характеристики (при всережимном регуляторе — кривая  $b-b$ ).

Режимы работы по кривой  $a-a$  ограничиваются подачей топлива  $h_{a2}=\text{const}$ , по кривой  $b-b$  — частотой вращения  $n_3 \approx \text{const}$ . В обоих случаях колебания частоты вращения и подачи топлива не выходят за пределы допускаемой величины среднего эффективного давления. Из сопоставления режимов можно было бы прийти к выводу, что при  $h_{a2}=\text{const}$  без перегрузки двигателя достигаются большие средние значения частоты вращения, мощности и скорости хода. Однако в действительности работа двигателя при  $h_{a2}=\text{const}$  сопровождается значительными динамическими нагрузками. Изменение частоты вращения при волнении по кривой  $a-a$  связано с ускорениями движущихся масс дизеля, валопровода и дополнительными инерционными нагрузками. Их влияние особенно неблагоприятно отражается на работе приводов распределительных валов, насосов, упорного и

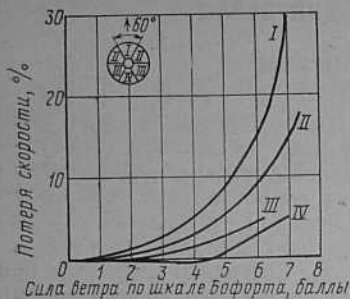


Рис. 103. Потеря скорости хода в зависимости от направления и силы ветра

дейдвудного подшипников. Если учесть, что с изменением частоты вращения динамические показатели рабочего цикла  $p_z$ ,  $K'$ ,  $\Delta p/\Delta \varphi$  также не остаются постоянными, а изменяются в обратной зависимости по сравнению с силами инерции движущихся масс двигателя, то изменение действительных нагрузок ( $p_{max} = p_z - P_{jmax}$ ;  $\Delta P$ ) на режимах по кривой  $a-a$  будет не менее значительное, чем на режимах по кривой  $b-b$ . Кроме того, работа двигателя по частичной характеристике сопровождается повышенной степенью неравномерности вращения вала, большими колебаниями крутящего и опрокидывающего моментов двигателя, возможными вибрациями корпуса.

В условиях качки амплитуда и скорость изменения частоты вращения при  $n_{a2} = \text{const}$  (при установке регулятора на предельное число оборотов) являются по существу нерегулируемыми параметрами и полностью определяются состоянием моря, загрузкой судна. Уменьшение колебаний частоты вращения (см. рис. 104) можно получить перенастройкой регулятора на более низкую предельную частоту вращения (работа по кривым  $a-2$ ,  $2-b$ ) или путем перехода на частичную характеристику  $n_{a3} = \text{const}$ .

Устойчивость работы повышается и динамические нагрузки снижаются при управлении двигателем всережимным регулятором по кривой  $b-b$ . При отклонении режима работы двигателя от установившегося тепловые нагрузки с изменением подачи топлива могут колебаться в допустимых пределах относительно среднего уровня.

Поэтому системы управления современных судовых дизелей оборудуются всережимными регуляторами, позволяющими обеспечить оптимальные сочетания подачи топлива и изменения частоты вращения на режимах работы в штормовую погоду (см. гл. VII).

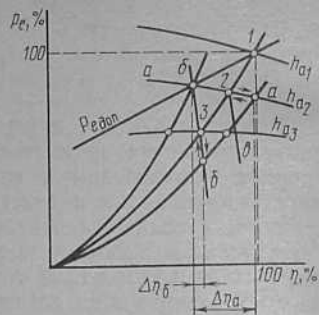


Рис. 104. К выбору режимов работы двигателя на волнении

## § 26. Режимы работы при выключении цилиндров и аварийном состоянии турбокомпрессоров

**Режимы при выключении цилиндров.** Выключение одного или нескольких цилиндров наиболее часто происходит по причине зависания плунжерных пар, клапанов топливных насосов, игл форсунок из-за попадания грязи в топливную систему, вследствие коррозии прецизионных пар или перегрева топлива. Значительно реже выключение цилиндров связано с неисправностями или аварийным состоянием деталей цилиндро-поршневой группы и деталей механизмов движения (появление трещин, заклинивание поршней, поломка колец, перегрев подшипников и т. п.).

В зависимости от характера поврежденных отключение цилиндров может сопровождаться частичным или полным демонтажом деталей механизма движения. Работы на двигателе, связанные с отключением цилиндров, должны производиться в полном соответствии с инструкцией по эксплуатации и ПТЭ судовых дизелей. Произвольное отключение цилиндра главного двигателя, например, вследствие заклинивания плунжера топливного насоса, обнаруживается по падению частоты вращения и снижению температуры выпускных газов этого цилиндра. Режим устанавливается в точке 2 (рис. 105) при том же значении  $n_a$  или даже некотором его увеличении в пределах, допускаемых положением ограничителя подачи всережимного регулятора (см. гл. VII). При переходе из точки 1 в точку 2 по винтовой характеристике уменьшение суммарного среднего эффективного давления определяется отношением

$$\frac{\sum p_{e2}}{\sum p_{e1}} = \frac{(\eta_n \eta_i \eta_m)_2 (i-1)}{(\eta_n \eta_i \eta_m)_1 i}$$

т. е. зависит от числа отключенных цилиндров (в данном случае — одного цилиндра  $i-1$ ), изменения коэффициентов  $\eta_i$ ,  $\eta_m$  двигателя и коэффициента подачи  $\eta_n$ . Частота вращения понижается в  $\sqrt{\sum p_{e2}/\sum p_{e1}}$ , а суммарная эффективная мощность — пропорционально кубу частоты вращения.

Протекание рабочего процесса в неотключенных цилиндрах происходит в полном соответствии с закономерностями внешней характеристики и может сопровождаться увеличением давления  $p_z$  и температуры стенок. Поэтому работа на режиме 2 допускается лишь кратковременно. В

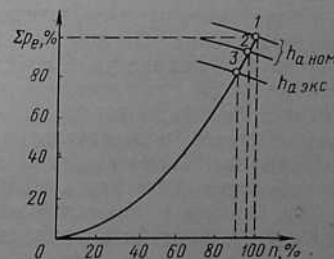


Рис. 105. К определению режима работы при выключении цилиндра двигателя

случае длительной работы с отключенными цилиндрами подача топлива должна быть уменьшена и режим установлен при меньшей частоте вращения — в точке 3.

Назначение режима в точке 3 зависит от отношения числа работающих цилиндров к общему их числу и возможного появления вибраций двигателя и корпуса судна. Следует учитывать, что в данном случае для выбора положения топливной рукоятки на сниженных частотах вращения графики ограничения нагрузки по  $p_e$  доп не могут быть использованы.

С отключением цилиндров связано значительное ухудшение механического к. п. д. двигателя из-за роста относительных механических потерь. Установка топливной рукоятки по  $p_e$  доп при пониженных значениях  $\eta_m$  привела бы к перегрузке работающих цилиндров. Влияние отключения цилиндра на величину  $\eta_m$  несколько уменьшается при демонтаже механизма движения. Однако при этом нарушается условие уравновешенности двигателя и возможно возникновение вибраций. У двигателей с импульсным газотурбинным наддувом имеются дополнительные трудности в назначении режима. Отключение цилиндра на этих двигателях обнаруживается по помпажу компрессоров (см. гл. II). Для его устранения или ослабления снижают частоту вращения двигателя, а иногда и давление в ресивере путем выпуска воздуха в машинное отделение через специальные клапаны или отключают еще один цилиндр, работающий в группе цилиндров другого турбокомпрессора.

Таким образом, для главных двигателей на режимах работы с выключенными цилиндрами подачу топлива уменьшают по сравнению с обычной на режиме полного хода, а частоту вращения назначают такую, чтобы обеспечить наименьшие вибрации двигателя, корпуса судна и устранение или ослабление помпажа турбокомпрессора.

Для главных и вспомогательных двигателей, скоростной режим которых поддерживается регулятором, отключение одного из цилиндров сопровождается автоматическим увеличением подачи в остальные, что может вызвать их перегрузку по  $p_i$ ,  $p_z$  и температуре стенок. Внешне это проявляется в увеличении подачи топлива (положение указателя нагрузки), росте температуры выпускных газов, ухудшении равномерности вращения вала. При достижении ограничителем подачи значения  $n_{\text{max}}$  частота вращения снижается и двигатель переходит на работу по внешней характеристике. Такие режимы в эксплуатации не допускаются. Во избежание перегрузки цилиндров необходимо уменьшить нагрузку, перейти на холостой ход или полностью остановить двигатель для устранения причин, вызвавших отключение цилиндра.

**Режимы при аварийном состоянии турбокомпрессора.** В современных судовых дизелях с турбонаддувом предусматривается возможность работы при выходе из строя одного, нескольких, а иногда и всех турбокомпрессоров. В связи с этим системы наддува

дополняют устройствами для стопорения ротора поврежденного турбокомпрессора, перекрытия патрубков турбины и компрессора, изменения условий всасывания у навешенных продувочных насосов, а также аварийными воздухоудками с автономным электроприводом.

При появлении сильных вибраций и шума, свидетельствующих об аварийном состоянии турбокомпрессора, для устранения дальнейших разрушений требуется снизить частоту вращения и полностью остановить двигатель в соответствии с ПТЭ судовых дизелей. Последующие работы по вводу двигателя в действие определяются инструкцией по эксплуатации. В зависимости от навигационной обстановки, времени остановки двигателя, мощности, которая затем может потребоваться, длительности перехода с поврежденным турбокомпрессором мероприятия по обеспечению работы двигателя, допускаемые частота вращения и мощность могут быть различными.

Так, система наддува двигателей Бурмейстер и Вайн типа VT2BF предусматривает возможность кратковременной и длительной работы при выходе из строя турбокомпрессора и параллельном подключении аварийной воздухоудки с автономным электроприводом. Для кратковременной работы, когда нужно быстро запустить двигатель и дать судну ход, ротор поврежденного турбокомпрессора стопорят и глухим фланцем перекрывают нагнетательный патрубок. Двигатель работает без выключения цилиндров и обеспечивается воздухом от турбокомпрессоров и аварийной воздухоудки. Частота вращения и мощность соответственно понижаются и могут составлять:

для шестицилиндрового двигателя с двумя турбокомпрессорами

$$n = (0,6 \div 0,7)n_{\text{ном}}, \quad N_e = (0,2 \div 0,35)N_{\text{ном}};$$

для девятицилиндрового двигателя с тремя турбокомпрессорами

$$n = (0,7 \div 0,8)n_{\text{ном}}, \quad N_e = (0,35 \div 0,5)N_{\text{ном}};$$

для двенадцатицилиндрового двигателя с четырьмя турбокомпрессорами

$$n = (0,8 \div 0,9)n_{\text{ном}}, \quad N_e = (0,5 \div 0,7)N_{\text{ном}}.$$

При длительной работе во избежание разрушения уплотнений, коррозии рабочего колеса компрессора в результате конденсации влаги из выпускных газов и образования кислот, поврежденный турбокомпрессор полностью отключают от продувочно-выпускного тракта.

Для этого закрывают выпускной патрубок турбины и отключают три цилиндра, связанные с поврежденным турбокомпрессором. У этих цилиндров подвешивают толкатели топливных насосов и демонтируют толкатели выпускных клапанов вместе с роликом. Шестицилиндровый двигатель при работе на трех цилин-



Параметры двигателей Зульцер типа RD при аварии турбокомпрессоров

Число турбокомпрессоров		I случай			II случай	
всего	поврежденных	$n$ %	$N_e$ %	$p_e$ %	$n$ %	$N_e$ %
2	1	66	29	43	78—82	48—55
	2	66	29	43	66	29
3	1	76—79	44—50	58—62	82—84	55—60
	2	66	29	43	72—74	37—40
	3	66	29	43	66	29
4	1	81	53	65	86	64
	2	66	29	43	80	51
	3	66	29	43	70	35
	4	66	29	43	66	29

Примечание.  $p_{e \text{ ном}} = 8,06 \text{ кгс/см}^2$ ,  $N_{e \text{ ном}} = 9000 \text{ л. с.}$

драх, подаче воздуха одним турбокомпрессором и аварийной воздухоподводякой может развивать индикаторную мощность около  $0,3N_{i \text{ ном}}$  при  $n=0,68n_{\text{ном}}$  и давлении продувочного воздуха  $1,1 \text{ кгс/см}^2$ . Ввод в параллельную работу аварийной воздухоподводякой должен производиться так, чтобы не нарушить устойчивую работу турбокомпрессора, т. е. путем постепенного открытия заслонки на подводящем патрубке.

При выходе из строя обоих турбокомпрессоров шестицилиндровый двигатель может продолжать работать лишь на трех кормовых цилиндрах, обеспечиваемых воздухом от аварийной воздухоподводякой. Выпускные газы от этих цилиндров направляют по байпасной трубе, а входной и выходной патрубки турбины перекрывают. С аварийной воздухоподводякой шестицилиндровый двигатель на трех кормовых цилиндрах развивает около  $0,2N_{i \text{ ном}}$  при  $n=0,5 n_{\text{ном}}$ .

Для двигателей фирмы Зульцер типа RD, где в качестве второй ступени давления используются байпасируемые подпоршневые насосы цилиндров, также предусмотрено два случая работы с поврежденными турбокомпрессорами: первый — когда требуется дать ход судну в наикратчайший срок; второй — когда должна быть обеспечена наибольшая возможная мощность двигателя и скорость хода. Соответственно различают объем работ и время подготовки двигателя к пуску с поврежденным турбокомпрессором. В обоих случаях прежде всего стопорится (специальным устройством) ротор поврежденного турбокомпрессора. Так как выпускные газы будут проходить через турбину, то сохраняется охлаждение ее корпуса, но отключается смазка подшипников. Последнее предохраняет циркуляционное масло от загрязнения выпускными газами при отсутствии давления в компрессоре. Нагнетательный патрубок компрессора перекрывают дросселирующей шайбой с диаметром отверстия 25—30 мм. Это обеспечивает перетекание некоторого количества воздуха через компрессор и охлаждение его проточной части. При выходе из строя более одного компрессора количество воздуха, отсасываемого из ресивера подпоршневыми насосами, превышает его поступление от работающих турбокомпрессоров и в ресивере создается разрежение. Для обеспечения нормальных условий всасывания ресивер сообщается с атмосферой путем снятия специальных крышек. Образовавшиеся всасывающие отверстия закрываются предохранительными решетками.

В зависимости от числа поврежденных турбокомпрессоров допускаемая мощность  $p_e$  и частота вращения, например для двигателя RD76, характеризуются значениями, приведенными в табл. 8.

В случае I при выходе из строя более одного компрессора двигатель обеспечивается воздухом только подпоршневыми насосами, т. е. работает без избытка продувочного воздуха. Это ведет к ухудшению очистки и наполнения цилиндров и ограничению подачи топлива (полное сгорание еще возможно при  $p_e=3 \div$

$\div 3,5 \text{ кгс/см}^2$ ). Дальнейшее увеличение подачи топлива является практически бесполезным. Оно обнаруживается по резкому увеличению температуры выпускных газов и дымному выпуску.

Для увеличения мощности и скорости хода в случае II проводят дополнительные мероприятия. Часть ресивера, примыкающую к группе цилиндров поврежденного турбокомпрессора, отделяют глухими поперечными перегородками. Тогда цилиндры, обеспечиваемые воздухом от неповрежденных турбокомпрессоров, могут работать с большим давлением  $p_e$ , а нагрузка их увеличивается до значений  $p_{e \text{ доп}}$ , определяемых графиком (см. рис. 22). Нагрузка же цилиндров, получающих воздух только от подпоршневых насосов, не должна превышать  $p_e=3,5 \text{ кгс/см}^2$ . Последнее достигается переводом топливных насосов этих цилиндров на меньшую подачу топлива, для чего устанавливают разъемную калиброванную шайбу под толкатель всасывающего клапана топливного насоса.

В случае II (см. табл. 8) могут быть существенно повышены частота вращения и мощность двигателя. Значения  $n$  и  $N_e$  являются ориентировочными. Они могут выдерживаться лишь при благоприятных внешних условиях. Следует помнить, что с аварией турбокомпрессоров возрастает возможность перегрузки цилиндров. Поэтому подача топлива и температуры выпускных газов должны быть ограничены и усилено общее наблюдение за работой двигателя.

## ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ УСТАНОВОК

### 27. Объем автоматизации и организация вахтенной службы

Автоматизация энергетических установок позволяет, прежде всего, значительно сократить трудозатраты машинной команды на управление и контроль. Применение систем дистанционного автоматизированного управления главным двигателем, кроме того, существенно улучшает маневренные качества судов, так как сокращает время маневра за счет исключения операции передачи команды с мостика в машинное отделение и ее репитования механиком.

Комплексно-автоматизированные установки обслуживаются одним вахтенным механиком либо без постоянной вахты в машинном отделении (при безвахтенном обслуживании механик несет суточное дежурство и может находиться вне машинного отделения).

Если объем автоматизации допускает безвахтенное обслуживание установки на ходу и на стоянке, то таким судам в соответствии с Правилами Регистра СССР присваивается знак А-1. Судам, энергетические установки которых обслуживаются одним вахтенным механиком на ходу и безвахтенно — на стоянке, присваивается знак А-2.

Наиболее распространенным в настоящее время является объем автоматизации, соответствующий знаку Регистра СССР А-2.

В комплекс применяемых средств автоматики при этом включаются:

система дистанционного автоматизированного управления (ДАУ) главным двигателем с мостика;

реверсграф, обеспечивающий автоматическую регистрацию маневров;

развитая система централизованного контроля (СЦК) и сигнализации с регистрацией отклонений параметров и подачей обобщенных сигналов в каюты механиков, рулевую рубку, кают-компанию и в столовую;

системы автоматического (или дистанционного автоматизированного) управления судовой электростанцией, воздушными компрессорами, подготовленными к действию вспомогательными и

утилизационными котлами, а также насосами, обслуживающими главный двигатель и дизель-генераторы;

системы автоматического регулирования температур охлаждающих жидкостей, масла, топлива в расходных цистернах и перед сепараторами;

система автоматического регулирования вязкости тяжелого топлива;

автоматизированные системы сепарирования тяжелого топлива, подачи масла в цилиндры двигателей и пополнения лубрикаторов;

система автоматического (или дистанционного) осушения колодцев рецесса коридора гребного вала и кормовых колодцев машинного отделения;

развитая автоматическая пожарная сигнализация;

автоматический детектор масляного тумана в картеле двигателя;

система дистанционного пуска и остановки пожарных насосов из ЦПУ и из помещения палубной канцелярии;

система проверки вахтенного с сигнализацией о его нахождении в машинном отделении.

Стабильность программ, реализуемых обычными системами автоматизированного управления и автоматического регулирования, с одной стороны, исключает влияние субъективных качеств вахтенного механика на процессы управления и возможность ошибок, но с другой — лишает управление «гибкости», так как стабильные программы не могут учитывать все внешние и внутренние факторы, изменяющиеся при эксплуатации. При ручном управлении вахтенный в каждом конкретном случае вырабатывает и реализует соответствующую программу управления. Наиболее совершенными с этой точки зрения следует признать системы автоматического регулирования и управления, которые способны самонастраиваться и активизировать процесс. Но такие системы более сложны.

Главная задача эксплуатации при применении средств автоматики не изменяется и заключается, как известно, в обеспечении надежной и безопасной работы установки на требуемом режиме при оптимальном соотношении основных показателей ее работы. Условия же выполнения этой задачи, содержание и форма операций по эксплуатации, определяющие функции механика-оператора, изменяются существенно. Изменяется также характер переходных процессов при управляющих воздействиях и при внешних возмущениях (изменении условий плавания).

Надежность и безопасность неавтоматизированной установки в определенной степени обеспечиваются постоянным присутствием вахтенного механика и мотористов в машинном отделении. При комплексной автоматизации вахтенный (или дежурный) механик значительный период времени находится вне машинного отделения. Поэтому для обеспечения

безопасности используются следующие дополнительные устройства и конструктивные изменения:

развитие систем автоматической пожарной сигнализации в машинном отделении;

автоматизация системы осушения машинного отделения;

применение надежной системы включения резерва (в течение 12—15 с) после аварийного обесточивания;

применение устройств, обеспечивающих быстрый (5—10 с) переход с автоматизированного управления главным двигателем на ручное;

установка защитных кожухов на топливные трубопроводы высокого давления со стоком топлива в специальный коллектор, оборудованный сигнализацией;

внедрение схем организации питания систем контроля, сигнализации и ДАУ, обеспечивающих ввод в действие установки после обесточивания за 1—1,5 мин.

Отличие условий эксплуатации заключается прежде всего в том, что надежность и качество работы любого автоматизированного агрегата определяются свойствами и состоянием всех элементов, образующих замкнутую систему автоматического (или автоматизированного) управления и регулирования. Неисправность любого элемента системы, а не только управляемого объекта, может привести к нарушению режима работы или к аварийной ситуации. Другая особенность состоит в том, что в автоматизированной установке требуемый режим работы главного двигателя выбирается и задается не механиком, а штурманом и реализуется через систему ДАУ. Находясь в ЦПУ, механик-оператор выполняет свои функции в условиях возможно неполной или даже ложной информации. Основные его функции сводятся к контролю, анализу, корректировке настроек и выбору решений по обеспечению безопасной работы агрегатов.

В процессе несения вахты (или дежурства) механик выполняет следующие операции:

задает уставку временной программы вывода главного двигателя на режим полного хода через систему ДАУ;

в соответствии с изменением условий эксплуатации корректирует уставку (настройку задания) автоматических регуляторов: вязкости топлива, температур охлаждающей воды и топлива перед сепараторами и т. п.;

ограничивает нагрузку главного и вспомогательных двигателей по подаче топлива, или по заданию частоты вращения вала для главного двигателя, учитывая их техническое состояние и характер внешней нагрузки (работа на волнении, в ледовых условиях);

контролирует водный режим котлов, отбирает пробы воды; осуществляет контроль за состоянием систем смазки и топлива, особенно фильтров, переводит двигатель с тяжелого топлива на легкое и обратно, перекачивает топливо, воду, масло, делает отбор проб масла;

производит перекачку балласта, осушение льял трюмов, откачку фекальных цистерн;

устанавливает путем переключателей очередность работы и включения резерва сепараторов, дизель-генераторов, воздушных компрессоров и насосов;

осуществляет контроль функционирования системы ДАУ, СЦК и аварийно-предупредительной сигнализации;

в процессе наблюдения и контроля за работой всей установки анализирует тенденцию изменения основных параметров и принимает меры к тому, чтобы не допустить опасных их отклонений и срабатывания тревожной сигнализации;

осуществляет регулярный обход машинного отделения («патрулирование»), уделяя особое внимание контролю тех процессов, которые не автоматизированы или автоматизированы частично. Такими процессами могут быть: смазка элементов автоматических регуляторов и исполнительных элементов системы ДАУ, очистка и подсушка воздуха, питающего элементы ДАУ и регуляторы, пополнение систем цилиндрической смазки и смазки подшипников, поддержание в норме уровней в емкостях пресной воды системы охлаждения двигателей и в емкостях системы топливopодготовки с сепараторами, контроль состояния подшипников и их температуры, а также контролирует состояние трубопроводов, фланцевых соединений, сальников, арматуры, кингстонных ящиков, теплообменников;

ведет записи в машинном журнале.

Форма выполнения операций при эксплуатации автоматизированных установок изменяется потому, что контроль рабочего процесса агрегатов осуществляется не непосредственно, а по дистанционным приборам, по сигналам на мнемосхемах, по записям на ленте самописцев или печатающих машинок, а управление ведется при помощи кнопок, переключателей, ограничителей и других органов, расположенных на пульте в ЦАУ. Поэтому характер действий механика требует специальных навыков и иного профессионального опыта, позволяющего ему быстро ориентироваться, судить о состоянии механизмов и принимать необходимые решения по показаниям дистанционных приборов, самописцев и мнемосхем.

## § 28. Подготовка к действию, пуск и реверс.

### Программы пуска и реверса

Автоматизированный двигатель подготавливают к действию совместно с системами ДАУ и централизованного контроля, а также системами охлаждения, смазки, топлива и воздуха (в соответствии с ПТЭ и заводскими инструкциями). Основные особенности подготовительных операций автоматизированной установки заключаются в следующем.

При подготовке систем, обслуживающих двигатель, проверяют подвод питания и смазки к автоматическим регуляторам, их состояние и действие. Насосы и механизмы систем как основные, так и резервные проверяют в действии. Учитывая время, которое отработали механизмы, вахтенный механик назначает очередность их дальнейшей работы и включения резерва, производит установку соответствующих переключателей. При подготовке топливной системы обеспечивают подвод к двигателю легкого (дизельного) топлива, которое пропускают через автоматический регулятор вязкости для того, чтобы подготовить регулятор к работе на тяжелом топливе и прочистить капиллярные каналы в измерителе вязкости. В процессе подготовки систем замеряют запасы топлива, масла и воды.

Если на двигателе производились ремонтные работы, то осуществляют ручные пробные пуски на топливе из МПУ. Проверяют наличие электрического и пневматического питания системы централизованного контроля и системы ДАУ. При отключенной подаче к двигателю топлива и воздуха проверяют функционирование исполнительных элементов ДАУ и подвод смазки к ним. По согласованию с мостиком проверяется функционирование системы ДАУ и пуски двигателя путем задания с дистанционного поста на мостике самого малого хода («Вперед» и «Назад»).

Контроль функционирования некоторых систем ДАУ может осуществляться также с помощью специальных имитаторов при неработающем двигателе.

После окончания подготовительных операций и пробных пусков механик докладывает на мостик, что двигатель подготовлен к действию, и в присутствии вахтенного штурмана переключает управление на систему ДАУ, сообщает на мостик сведения о запасах топлива, воды и масла, сверяет время и делает в машинном журнале запись об окончании подготовительных операций. Когда управление передано на мостик, вахтенный штурман может без предупреждения задать любой ход двигателю в режиме маневрирования.

Рассмотрим процесс и программу автоматизированного пуска.

При смещении рукоятки управления на мостике из положения «Стоп» в положение любого хода перемещается рычаг (или вал) ввода команды на перестановку штатной реверсивно-пусковой системы двигателя. Одновременно включается программа пуска, по которой осуществляется пуск двигателя.

Операции пуска, выполняемые системой ДАУ:

установка пусковой подачи топлива и выбор ее величины;

включение пускового воздуха (контрвоздуха — при реверсировании на ходу судна) путем открытия клапана управления пуском (КУП);

отключение подачи пускового воздуха воздействием на закрытие КУП;

включение пусковой подачи топлива в цилиндры, определяемое

моментом освобождения топливной тяги (валика) стоп-устройством; перевод с пусковой подачи топлива на подачу заданного режима работы.

Уставка пусковой подачи топлива и выбор ее величины. Величина пусковой подачи топлива определяется условием надежного перевода дизеля на топливо. Уменьшение ее приводит к неудавшемуся пуску, а увеличение — к повышению механической напряженности двигателя. Пусковая топливоподача зависит от технического состояния и степени прогрета двигателя, а также от условий пуска: скорости и направления движения судна и его осадки, от предшествовавшего режима работы двигателя и давления пускового воздуха. В системах ДАУ трудно учесть все эти факторы. Обычно предусматривается возможность задания лишь двух уставок пусковой дозы топлива. Одна из них соответствует нормальной программе управления и нормальным условиям плавания, другая — увеличенная — задается системой ДАУ в случае управления по аварийной и ледовой программам, а также при повторении попыток пуска (если нормальной программой предусматриваются такие попытки).

Пусковая доза топлива устанавливается либо непосредственно специальным сервомотором, выдвигающим упор для топливной тяги, либо через всережимный регулятор скорости — затягом пружины регулятора. Величина уставки во втором случае зависит не только от затяга пружины регулятора, но и от программы ограничения подачи топлива в функции задаваемого скоростного режима. Величину нормальной дозы топлива при автоматизированном управлении несколько завышают по сравнению с неавтоматизированным с целью повысить надежность пуска, и она не может изменяться без перестройки элементов системы ДАУ, управляющих пуском.

В системах ДАУ командным сигналом для уставки пусковой дозы топлива служит положение рукоятки управления на «Стоп» или начало смещения ее из этого положения, т. е. начало реверсирования распределительных органов — задание направления вращения. Лучшим вариантом следует считать первый, так как он обеспечивает задание пусковой дозы топлива заблаговременно.

Момент включения подачи пускового воздуха определяется моментом открытия КУП и зависит от свойств и схемы воздушной магистрали, по которой управляющий сигнал проходит к главному пусковому клапану. В системах ДАУ двигателей со смешанным способом пуска открытие КУП разрешается по сигналу о завершении перестановки всех реверсивных органов и выхлопных заслонок (клапанов) в положение заданного направления вращения. Для систем отдельного пуска — по сигналу о завершении реверса воздухораспределителя, так как в этом случае пусковым воздухом осуществляется проворачивание коленчатого вала относительно заторможенного распределительного (при задании противоположного направления вращения), чем завершается реверс распределителей. Обычно сигналами на открытие

КУП в системах ДАУ служат перемещения соответствующих блокировочных устройств штатных реверсивно-пусковых систем.

Момент отключения пускового воздуха определяется принципиально по-разному при автоматизированном и при ручном управлении.

Как известно, пусковой воздух должен раскрутить вал двигателя до угловой скорости, при которой возможно появление вспышек топлива в цилиндрах. Достижение такой угловой скорости (или частоты вращения) вала используется в системах ДАУ в качестве сигнала для отключения КУП, который управляет главным пусковым клапаном.

При ручном управлении этот момент определяется интуитивно механиком на слух или по срагиванию стрелки тахометра, или по характерному щелчку освобождения топливной тяги. При автоматизированном управлении отключение пускового воздуха реализуется воздействием на КУП по сигналу от специального измерителя частоты вращения вала, например, от тахогенератора. Уставка этого измерителя на подачу командного сигнала стабильна и не учитывает изменяющихся условий пуска. Она может перестраиваться механиком лишь периодически. В совершенных системах ДАУ сигнал может корректироваться по ускорению вращения вала, а уставка измерителя частоты вращения — увеличиваться при повторных пусках, а также при включении аварийной или ледовой программ управления.

При смешанном способе пуска для обеспечения большей надежности пуска воздух отключают при условии подачи в цилиндры топлива. Поэтому сигнал на отключение КУП блокируется и прохождение его разрешается при освобожденной топливной тяге (отсечном вале). С целью ограничения расхода пускового воздуха в том случае, когда частота вращения вала двигателя не достигает по каким-либо причинам величины, необходимой для появления вспышек топлива, воздух отключается по сигналу от специального реле времени, которое ограничивает продолжительность каждой попытки пуска 2—4 с.

Включение подачи топлива в цилиндры при смешанном и раздельном способах пуска различно.

При смешанном способе пуска топливо может быть подано раньше или одновременно с подачей пускового воздуха. Начало подачи топлива определяется моментом освобождения топливной тяги сервомотором останова (стоп-устройством) штатной реверсивно-пусковой системы. Система ДАУ на момент освобождения топливной тяги не влияет. Некоторое запаздывание подачи топлива от начала подачи пускового воздуха возможно в случае пуска двигателя в противоположном направлении из-за того, что требуется некоторое время на перестановку определителя направления вращения в заданном направлении.

При раздельном способе пуска топливо может быть подано только после прекращения подачи пускового воздуха (или одновременно с этим), если сняты все блокировки стоп-устройства. В

системах ДАУ сигнал по частоте вращения вала, служащий для закрытия КУП, в рассматриваемом случае одновременно используется и для разрешения подачи топлива. Однако одновременность начала подачи сигнала не всегда приводит к закрытию пусковых клапанов одновременно с началом впрыска топлива. Сдвиг во времени исполнения команд обуславливается различной инерционностью прохождения их по каналам воздуха и топлива. Запаздывание закрытия пусковых клапанов может привести к прорыву газов в воздушную магистраль, что опасно из-за возможного взрыва масляных паров. Для обеспечения стабильного и равного времени прохождения командных сигналов целесообразно пуски двигателя осуществлять при постоянном давлении пускового воздуха [12].

Перевод двигателя на топливоподачу заданного скоростного режима. Пуск считается состоявшимся, если двигатель начал устойчиво работать на топливе. Определяющим фактором надежного перехода двигателя на топливо является превышение величины подачи топлива, требуемой по заданию скоростного режима, над пусковой топливоподачей. Особого внимания поэтому заслуживает пуск при задании режима самого малого хода, когда регулятор при переходе с программы пуска на программу управления скоростными режимами может снизить подачу топлива, а двигатель, не обладающий еще достаточной инерцией, — остановиться. Поэтому в совершенных системах ДАУ предусматриваются специальные устройства, автоматически ограничивающие уставку минимальной подачи топлива, либо, временно увеличивающие топливоподачу при задании самого малого хода.

Программы автоматизированного пуска, определяющие последовательность выполнения отмеченных операций и их продолжительность, индивидуальны для различных типов двигателей, так как на программу пуска влияет способ пуска, свойства штатной реверсивно-пусковой системы, а также вид и тип командных сигналов, используемых в системе ДАУ для выполнения операций пуска.

На рис. 106 представлен график, иллюстрирующий программу автоматизированного пуска двигателя Зульцер, реверсивно-пусковая система которого обеспечивает смешанный способ пуска.

Для реализации операций пуска и реверса в системе ДАУ предусмотрены следующие исполнительные механизмы: сервомотор реверса, перемещающий рукоятку (или вал) реверса, и сервомотор пуска, открывающий и закрывающий КУП. Для задания пусковой топливоподачи и перехода на требуемый скоростной режим используется сервомотор затяга пружины всережимного регулятора скорости Вудвард-UG40-TL, который оборудован программным механизмом ограничения подачи топлива.

Программа пуска построена для случая, когда двигатель пускается из положения «Стоп» в прежнем направлении вра-

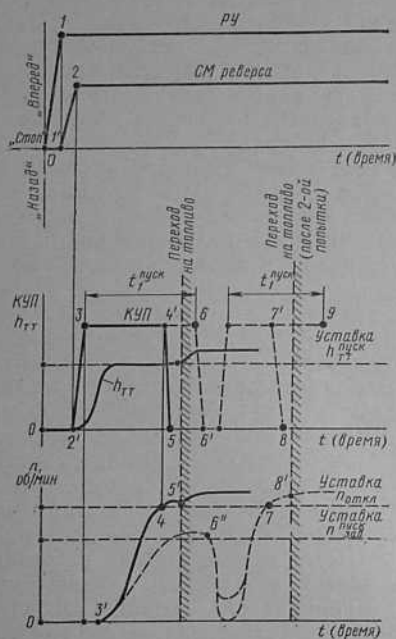


Рис. 106. Программа пуска двигателя Зульфер RD76, управляемого системой ДАУ FANM-2-2

щения. При положении «Стоп» система ДАУ обеспечивает заданную уставку натяга пружины регулятора на частоту вращения  $n_{\text{пуск}}^{\text{зад}}$ , по которой определяется пусковая доза топлива, т. е. положение топливной тяги при пуске  $h_{\text{тт}}^{\text{пуск}}$ , но топливная тяга временно удерживается сервомотором останова на нулевой отметке. Перемещение рукоятки управления (РУ) на ход «Вперед» показано отрезком 0—1. В момент времени, определяемый точкой 1, начинает движение сервомотор (СМ) реверса. Его движение отмечено линией 1'—2. В момент времени, соответствующий точке 2, включается сервомотор КУП, так как двигатель пускается в прежнем направлении вращения и не требуется время на перестановку реверсивных органов и распределительного вала. Открытие КУП показано линией 2'—3. Одновременно освобождается и перемещается топливная тяга до упора, определяемого выходным рычагом регулятора, чем устанавливается пусковая доза топлива  $h_{\text{тт}}^{\text{пуск}}$ . Одновременно потому, что при пуске в прежнем направлении все блокировки штатной пуско-реверсивной системы сняты. В момент времени, определяемый точкой 3', двигатель начинает раскручиваться на воздухе (линия 3'—4, либо 3'—6''). Следующая определяющая точка — 4, при которой вал двигателя достигает частоты вращения  $n_{\text{откл}}$ , соответствующей минимально-устойчивой частоте вращения  $n_{\text{мин}}$  и появлению вспышек топлива. По сигналу от датчика (тахогенератора) о достижении этой частоты вращения (точка 4) срабатывает сервомотор пуска, выключая КУП, что показано отрезком 4'—5. Точка 5' отвечает началу работы двигателя только на топливе. Пуск завершен, если частота вращения вала  $n$  стала стабильной.

Если в процессе раскручивания на воздухе частота вращения вала двигателя не достигает уставки (при которой возможны вспышки топлива)  $n_{\text{откл}}$ , как это показано пунктирной линией 3'—6'', то КУП отключается по сигналу от реле времени после

истечения допускаемого для одной попытки пуска времени  $t_{\text{пуск}} = 2-4$  с. Определяющей точкой программы при этом будет точка 6.

После закрытия КУП (точка 6') и последующего прекращения подачи пускового воздуха частота вращения вала резко уменьшается или двигатель останавливается. Процесс пуска повторяется, что показано пунктирными линиями. При повторной попытке пуска точка 7 является определяющей для закрытия КУП. Начало работы двигателя только на топливе характеризуется точкой 8'. Если же частота вращения вала не достигает величины, соответствующей точке 7, то отключению КУП отвечает точка 9, определяемая уставкой реле времени. Начинается третья попытка пуска.

При третьей попытке увеличивается пусковая доза топлива путем увеличения уставки  $n_{\text{зад}}^{\text{пуск}}$ . Если третья попытка не состоялась, то повторный пуск возможен после ручного вмешательства и возврата рукоятки управления в положение «Стоп».

Остановка автоматизированного двигателя через систему ДАУ осуществляется так же, как при ручном управлении, когда двигатель останавливают перемещением рукоятки реверса (приемника машинного телеграфа) в положение «Стоп». При этом срабатывает штатная реверсивно-пусковая система, и сервомотор останова сразу, в течение 0,2—0,5 с, выводит топливную тягу в положение нулевой топливоподачи.

Программа реверса автоматизированного двигателя складывается из описанного выше процесса останова, обеспечиваемого прохождением рукоятки управления через положение «Стоп», и последующего программного пуска. Подача контрвоздуха разрешается после перестановки органов штатной реверсивной системы по сигналу о снижении частоты вращения вала двигателя до значения, при котором возможно эффективное торможение. Если за время обработки реверса штатной реверсивно-пусковой системы частота вращения вала снижается до необходимого значения, то сигнал по частоте вращения, разрешающий подачу контрвоздуха, не вводится в систему управления. Системой ДАУ может предусматриваться экстренный реверс по аварийной программе. Программа такого реверса отличается отсутствием сигнала по частоте вращения, разрешающего подачу контрвоздуха, и увеличенной уставкой пусковой дозы топлива.

Настройка уставки пусковой дозы топлива — одна из ответственных операций, выполняемых механиком в процессе эксплуатации автоматизированного двигателя. Изменение уставки пусковой топливоподачи может потребоваться при изменении условий пуска двигателя, например вследствие износов цилиндро-поршневой группы или при переходе на другой сорт топлива. Уставка пусковой топливоподачи через всережимный регулятор частоты вращения обладает той особенностью, что при неизменном задании

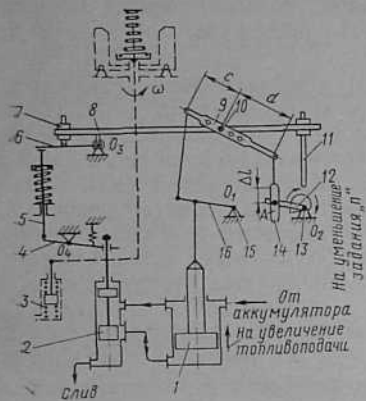


Рис. 107. Схема механизма программного ограничения подачи топлива регулятора UG 40-TL:

1 — сервомотор регулятора; 2 — управляющий золотник; 3 — приемный поршень издромной обратной связи; 4 — рычаг механизма выключения и ограничения; 5 — шток механизма выключения и ограничения; 6, 8 — рычаги; 7 — установочный болт настройки ограничения; 9 — дифференциальный настроенный рычаг механизма ограничения; 10 — ось дифференциального рычага; 11 — винт для останова двигателя от вала задания режима; 12 — кривошип механизма ограничения со штырем А; 13 — ось входного вала регулятора (ввод задания  $n_{зад}$ ); 14 — рычаг с петлей механизма ограничения; 15 — ось выходного вала регулятора (уставки топливоподачи); 16 — кривошип выходного вала.

положения ниже среднего, то поршень сервомотора 1 не сможет перемещаться на увеличение топливоподачи, которая будет ограничена. Положение же рычага 4 определяется программным устройством (детали 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 12, 14, 16), которое сравнивает задание частоты вращения  $n_{зад}$  (т. е. положение входного вала регулятора 13) и подачу топлива, т. е. положение выходного вала 15.

Каждому положению входного вала регулятора 13 соответствует свое предельное значение подачи топлива, ограничиваемое допускаемым положением выходного вала 15. Закономерность связи между положениями этих валов и определяет программу ограничения топливоподачи. На рис. 108 такая программная зависимость представлена линией  $a-a$ . Зная программу ограничения, реализуемую регулятором, и уставку задания частоты вращения  $n_{зад}^{пуск}$  (например, точка К), по графику определяют допускаемую топливоподачу по точке L. Как видно из графика, при изме-

нении программы ограничения ( $n_{зад}^{пуск}$  зад) система может обеспечить различную топливоподачу  $h_{тт}^{пуск}$ , так как величина ее определяется также настройкой программного механизма ограничения.

Для раскрытия физической сущности взаимовлияния уставки задания частоты вращения  $n_{зад}^{пуск}$  и программного механизма ограничения топливоподачи рассмотрим принцип действия механизма ограничения (рис. 107). Действие такого механизма может быть представлено как применение подвижного упора, ограничивающего перемещение, топливной тяги для каждого задания частоты вращения, т. е. для каждого затяга настроечной пружины, определяемого положением входного вала регулятора.

Ограничение подачи топлива осуществляется регулятором путем ограничения движения управляющего золотника 2 вниз. Золотник не сможет переместиться вниз, если рычаг 4 займет соответствующее положение и будет находиться в контакте с головкой золотникового штока. Так как золотник не может занять

положения программы ограничения (линия  $b-b$ ) и неизменной уставки задания частоты вращения  $n_{зад}^{пуск}$  изменяется допускаемая топливоподача (точки  $N'$  и  $L'$ ). Для настройки механизма ограничения и получения желаемой программы в нем предусмотрено два элемента (см. рис. 107): установочный болт настройки 7 и дифференциальный настроечный рычаг 9 с изменяющимся соотношением плеч. Установочный болт 7 позволяет подстраивать механизм ограничения так, что линия программы перемещается параллельно вверх или вниз, например, в положение  $b-b$ , показанное пунктиром. Изменяя соотношение плеч дифференциального рычага 9, можно изменить наклон ограничительной характеристики.

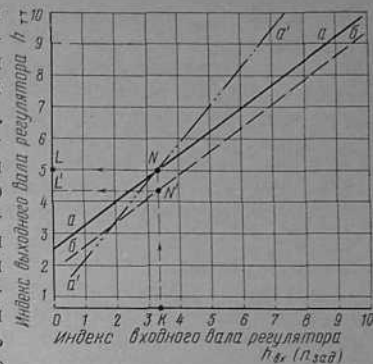


Рис. 108. Программная зависимость ограничения подачи топлива регулятором «Вудвард» UG 40-TL

## § 29. Управление двигателем при маневрировании и перевод его на режим полного хода

После передачи управления на мостик вахтенный штурман самостоятельно, либо по указанию лоцмана (если лоцман взят), задает через систему ДАУ такие режимы работы двигателя, которые требуются для обеспечения маневрирования судна: отход, движение в портовых акваториях и узкостях, по фарватеру и по каналам.

Учитывая, что после отхода тепловое состояние (прогрев) двигателя не допускает работу его с нагрузкой, большей, чем при режиме нормального среднего хода, маневрирование ведется путем задания валу двигателя частоты вращения не более чем  $n$  среднего хода. Для этого включается специальная программа «Маневры» (или «Порт»), при которой положению рукоятки «Полный ход» соответствует задание частоты вращения нормального среднего хода. Если маневровая программа отсутствует, то штурман задает режимы в пределах шкалы телеграфа до положения «Средний ход», в соответствии с нормальной программой управления. Все переходные процессы в зоне «Самый малый ход» — «Средний ход» осуществляются по программам быстро — за 10—20 с, в зависимости от металлоемкости, быстроходности и мощности двигателя. Такое малое время исполнения команд является основным условием обеспечения маневров.

В период маневрирования вахтенный механик обеспечивает контроль за тепловым состоянием двигателя и его прогревом. Подготавливает топливную систему и регулятор вязкости для перевода двигателя на тяжелое топливо и настраивает терморегулирование систем охлаждения двигателя и смазки. При этом необходимо следить за температурой охлаждающей воды на выходе из двигателя и, когда она достигнет устойчивого значения, рекомендованного инструкции по эксплуатации, отключить подвод подогретой воды от дизель-генераторов, проверить уставку терморегуляторов, плотность регулирующего клапана и перевести систему охлаждения на автоматический режим.

Операции по подготовке топливной системы к работе на тяжелом топливе могут быть начаты еще во время стоянки, если функционирует вспомогательный котел и на судне имеется пар. При этом пар подводится в расходную и отстойную топливные цистерны, к подогревателю системы регулирования вязкости. Когда тяжелое топливо в расходной цистерне разогреется до  $t=50\div 60^{\circ}\text{C}$ , его можно подключать к регулятору вязкости через смесительную цистерну. Для обеспечения качественного и быстрого подогрева топлива (в теплообменнике регулятора вязкости) в начальный период осуществляется ручное управление и контроль вязкости топлива либо задается меньшая уставка вязкости на автоматическом регуляторе. При этом механик должен следить за фактической вязкостью топлива и постепенно увеличивать уставку регулятора, доводя ее до требуемого значения.

В летнее время и при плавании в тропиках вспомогательный котел отключают. Необходимый для подогрева тяжелого топлива пар может быть получен только по истечении времени, которое требуется, чтобы уходящие газы нагрелись выше точки росы (выше  $180\text{--}200^{\circ}\text{C}$ ). При этой температуре может быть включен утилизационный котел. После того как из утилизационного котла будет получен пар, механик выполняет подготовительные операции по переводу двигателя на тяжелое топливо так же, как при работающем вспомогательном котле.

После завершения маневров выключается программа «Маневры» и включается нормальная программа управления.

Для перехода на режим полного хода вахтенному штурману достаточно установить рукоятку управления в положение «Полный ход». В соответствии с нормальной программой управления двигатель может выйти на нагрузку полного хода в течение 10—20 мин. Однако вахтенный механик, учитывая тепловое состояние двигателя, может ввести замедление в программу выхода на режим полного хода, что позволяет ему увеличить время выхода на режим полного хода до 1,5—2 ч.

В случае аварийной ситуации вахтенный штурман нажатием специальной кнопки «Аварийный режим» может отключить все временные программы и включить аварийную программу, по которой изменение задания режима с самого малого хода до полного осуществляется за 2—3 мин.

## § 30. Программы управления непрерывными режимами

Установившийся режим работы автоматизированного двигателя нарушается управляющим воздействием или возмущениями со стороны гребного винта. Переходные процессы, характеризующие неустановившиеся режимы, при автоматизированном управлении принципиально отличаются от процессов при ручном обслуживании. Это отличие обусловлено особенностями автоматизированного управления.

Одна из таких особенностей состоит в том, что управление осуществляется штурманом путем воздействия на одну рукоятку, перемещение которой допускается без каких-либо выдержек в любое положение в пределах шкалы машинного телеграфа. При этом штурман лишь назначает требуемый режим, на который двигатель выводится системой ДАУ.

Другая особенность заключается в способе задания режима. В системах ДАУ режим задается через всережимный регулятор скорости (ВРС). Поэтому управление ведется по способу стабилизации частоты вращения вала. Задача управления состоит в обеспечении требуемой скорости движения судна без перегрузок и опасных аварийных состояний двигателя. Физическое существо процесса управления заключается в правильном выборе величины (глубины) изменения задания частоты вращения вала путем воздействия на ВРС и темпа (времени) его изменения. Необходимую величину изменения задания предопределяет вахтенный штурман исходя из внешних навигационных условий и требуемой скорости хода судна, а темп ввода задания на ВРС — временная программа системы ДАУ, которая при ручном неавтоматизированном обслуживании назначается и реализуется механиком на основе его опыта, знаний и интуиции в соответствии с инструкцией и ПТЭ.

Под программой автоматизированного управления понимается зависимость изменения задания частоты вращения вала двигателя  $n_{зад}$  в функции времени.

Чтобы оценить факторы, определяющие временные программы управления, рассмотрим особенности переходных процессов, вызываемых управляющими воздействиями. При задании режима через ВРС топливную рукоятку или иной ручной ограничитель топливоподачи устанавливают вблизи наибольшего индекса шкалы. Поэтому рукоятка не ограничивает перемещения топливной тяги (или отсечного вала) на увеличение топливоподачи. Положение топливной тяги определяется регулятором частоты вращения и не является стабильным. При переходе от установившегося режима, характеризуемого точкой *A* на рис. 109, к режиму с большей частотой вращения, например в точку *B*, изменяется положение регуляторной характеристики. Новая регуляторная характеристика проходит через точку *B* и соответствует координате задания  $X_{зад}^n = idem$



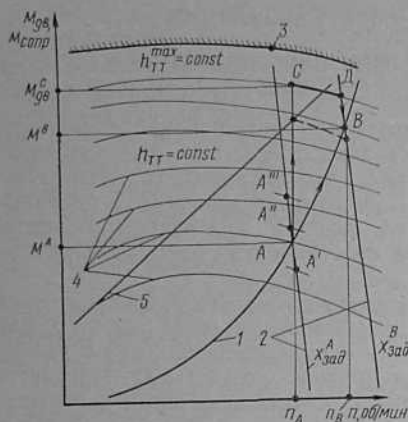


Рис. 109. Характеристики, иллюстрирующие способ управления по стабилизации частоты вращения ( $X_{зад} = idem$ ): 1 — винтовая; 2 — регуляторная; 3 — внешняя; 4 — частичная; 5 — ограничительная

при большем натяге пружины регулятора. С увеличением натяга выходной рычаг регулятора и топливная тяга перемещаются в направлении увеличения топливоподачи. Если полагать, что изменение натяга пружины происходит мгновенно по сравнению со временем разгона двигателя и судна, то в начальный момент подача топлива будет увеличена до значения, соответствующего положению топливной тяги  $h_{TT}^{max}$  при начальной частоте вращения  $n_A$ . Такому неустановившемуся режиму соответствует точка  $C$ , определяющая крутящий момент, развиваемый двигателем. Этот момент больше момента сопротивления на винте  $M_{сопр}^A$ .

Под действием разности моментов происходит разгон двигателя и судна. Процесс разгона протекает по частичной характеристике с максимальной топливоподачей  $h_{TT}^{max}$  (или по внешней 3) до того, как частота вращения достигнет значения, соответствующего новой уставке регулятора, т. е. до точки  $D$ . Затем вступает в работу регулятор и уменьшает подачу топлива, приводя ее в соответствие с заданным режимом, характеризуемым точкой  $B$ . Такое представление неустановившегося режима в процессе управления участками характеристик  $AC—CD—DB$  условно.

Рассмотренный случай соответствует граничному, когда воздействие нанесено мгновенно. Другой граничный случай, иллюстрирующий процесс управления, можно представить, если полагать, что натяг пружины регулятора осуществляется настолько медленно, что переход к новому установившемуся режиму протекает по характеристике винта 1 от точки  $A$  в точку  $B$ . В действительности изменение натяга пружины (изменение задания) происходит за конечный отрезок времени. Поэтому точки, характеризующие реальный процесс управления, будут располагаться в пределах контура  $АСДВА$ . Время является основным содержанием временных программ управления и выбирается так, чтобы двигатель не подвергался недопустимым механическим и тепловым напряжениям.

Из рассмотрения условных переходных процессов, представленных на рис. 109, можно отметить основные особенности способа управления по стабилизации частоты вращения. Этот способ обеспечивает поддержание заданной частоты вращения при неста-

бильной топливоподаче, которая может изменяться при изменении момента сопротивления на винте. Возможна перегрузка двигателя с выходом за ограничительную характеристику 5 и на внешнюю 3. Перегрузка возможна как при быстрых управляющих воздействиях, так и при стабильном, но значительном увеличении момента сопротивления на винте. В связи с возможностью перегрузок при таком способе управления вопрос о защите двигателя приобретает важное практическое значение. Поэтому при автоматизации управления предусматривается специальное программное устройство (кроме временных программ), ограничивающее подачу топлива в функции частоты вращения вала. Такое программное устройство реализует ограничительную характеристику 5 и используется, как уже отмечалось, также для уставки пусковой топливоподачи. Кроме программного ограничения подачи топлива, должно предусматриваться автоматическое ограничение минимальной подачи топлива, которое включается при задании режима малых ходов. Такое ограничение необходимо для того, чтобы исключить самопроизвольную остановку двигателя, работающего на малых ходах, — по причине возможного перемещения топливной тяги регулятором на нулевую подачу, когда запас кинетической энергии в движущихся частях двигателя мал. Кроме того, ограничение минимальной подачи топлива обеспечивает надежность автоматического пуска двигателя при задании штурманом самого малого хода из положения «Стоп».

Как было показано, от времени (или темпа) ввода задания зависит вероятность выхода режимов работы двигателя за ограничительную и даже на внешнюю характеристику. От этого времени зависит также и тепловая напряженность двигателя. Временная программа не должна допускать и тепловой перегрузки, а поэтому она должна учитывать исходное тепловое состояние двигателя (степень прогрева), величину (глубину), предполагаемого изменения задания и допускаемую тепловую напряженность деталей цилиндрической группы. Наибольший интерес представляет программа разогрева подготовленного двигателя и вывода его на режим полного хода, т. е. на режим полной эксплуатационной мощности.

Известно, что для быстроходных двигателей с малой металлоемкостью и незначительной толщиной стенок деталей камеры сгорания прогрев определяется только стабилизацией температур циркуляционного масла и охлаждающей воды, что достигается в процессе подготовки двигателя.

Для мощных тихоходных судовых дизелей, толщина стенок деталей цилиндрической группы которых достигает 100 мм, время выхода на режим полного хода достаточно велико и не бывает менее 10—15 мин.

Это время ограничивается, прежде всего, допускаемым увеличением температурных градиентов в стенке, чем однозначно определяются температурные напряжения и изменения геометрических размеров цилиндрической втулки и поршня. Чем меньше допускается

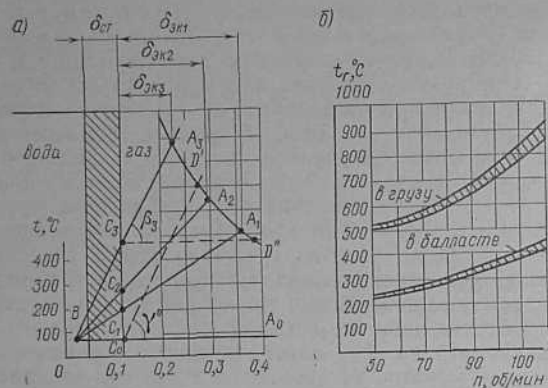


Рис. 110. Схема процесса теплопередачи через стенку при установившихся режимах работы двигателя

рост температурного градиента, тем большее время требуется на разогрев. Но для быстроты маневрирования судна необходимо, чтобы это время было возможно меньшим. Для оценки характера изменения температурного градиента обратимся к рис. 110, где показаны температурные линии в стенке при различных по нагрузке установившихся режимах. При определенной осадке судна нагрузка двигателя однозначно оценивается температурой газов либо частотой вращения вала, что видно из графика (рис. 110, б — справа). Учитывая, что температура охлаждающей воды поддерживается системой автоматического регулирования практически на одном уровне, можно принять коэффициент теплоотдачи от стенки к воде постоянным. Тогда температурные линии  $BA_1$ ,  $BA_2$  и т. д. будут пересекаться в точке  $B$ . Положение же точек  $A$  этих линий зависит от температуры газов, которая определяет коэффициент теплоотдачи от газов стенке  $\alpha_r$  и, следовательно, эквивалентную толщину условной стенки  $\delta_{экв} \sqrt{\lambda/\alpha_r}$  где  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности металла стенки. Температура стенки с газовой стороны определяется точками  $C_0$ ,  $C_1$  и т. д. Температурный градиент на поверхности стенки  $dt^\circ/d\delta$ , для каждого установившегося режима оценивается углом наклона  $\beta$  соответствующей температурной линии к горизонтالي.

В начальный момент разогрева, когда двигатель подготовлен к действию и прогрет водой, но не работает на топливе, температурный градиент на поверхности стенки равен нулю, а температура стенки равна температуре воды.

Для обеспечения оптимального (по времени) прогрева двигателя при условии, что температурный градиент не должен превышать значения, соответствующего полной нагрузке (оценивается

углом  $\beta_3$  в точке  $C_3$ ), возможно задание режима скачком, величина которого может быть оценена углом  $\gamma_0$ , образованным между линиями  $BA_0$  и  $C_0D'$  (проведена параллельно линии  $BA_3$ ). В пределах от начального режима до режима, определяемого точкой  $D'$ , который близок к режиму среднего хода, допустимо быстрое изменение задания по линейному закону за время не более 1 мин, которое определяется допустимыми механическими напряжениями в соответствии с процессами, рассмотренными на рис. 109. В пределах этой зоны может быть допущено быстрое изменение режима как в направлении увеличения нагрузки, так и на снижение. Дальнейший темп увеличения задания должен замедляться и быть тем ниже, чем больше нагрузка (температура газов  $t_r$ ). Временная закономерность увеличения задания за пределами точки  $D'$ , как показывают исследования [18], является экспоненциальной. Однако общая продолжительность вывода на режим полного хода при этом не будет превышать 15—20 мин.

Если двигатель длительное время работал на режиме полного хода и температурное состояние деталей его характеризуется линией  $BA_3$ , то при охлаждении на начальном этапе допустимо резкое снижение задания в пределах от точки  $A_3$  до  $D''$ . Дальнейшее же снижение нагрузки и охлаждение двигателя до режима самого малого хода должно выполняться по экспоненциальному закону. Графическое представление описанных выше оптимальных по времени программ разогрева и охлаждения двигателя приведено на рис. 111. Такие программы получены при условии, что температурный градиент в стенке может достигать значений, соответствующих режиму полного хода, но не более.

Если двигатель длительное время проработал на режиме вблизи среднего хода и температура стенки его соответствует точке  $C_2$ , то возможно быстрое изменение задания как в сторону увеличения, так и в сторону снижения. Однако при принятом направлении изменения задания продолжение быстрого маневрирования сможет быть только в этом направлении.

Как видно, в пределах «Самый малый ход» (с.м.х.) — «Средний ход» (с.х.) подготовленный двигатель допускает быстрое изменение задания режима, что послужило основанием для введения специальной программы «Маневры». Программы «Маневры» может и не быть, так как описанная выше программа допускает быстрое исполнение задания только в пределах до среднего хода. Если же штурман даст установку выше среднего хода, то выход двигателя на такое задание будет задержан нормальной програм-

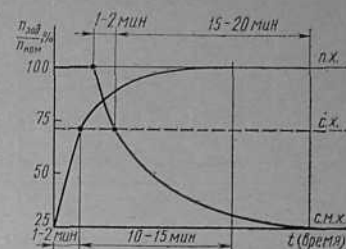


Рис. 111. Оптимальные по времени программы разогрева и охлаждения двигателя

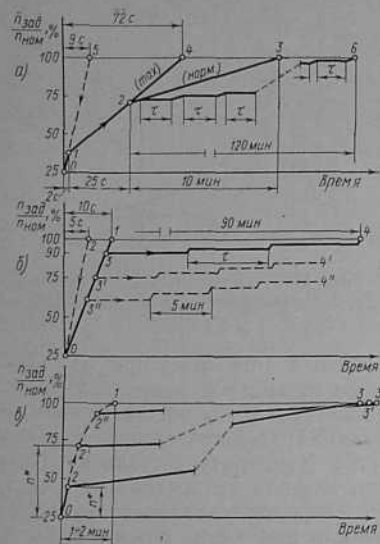


Рис. 112. Временные программы управления, реализуемые в современных системах ДАУ

быстро переводить рукоятку управления из положения «Полный ход» в положение ниже среднего хода. В случае предстоящих маневровых режимов он должен заранее обеспечить медленное и равномерное в течение 0,5—1,0 ч снижение нагрузки двигателя до режима среднего хода, после чего разрешаются маневровые режимы. Либо он должен переложить рукоятку управления на «Средний ход» и отработать в этом режиме не менее 20—30 мин. Невыполнение этих условий, как показывает анализ аварий, часто служило причиной появления трещин в цилиндро-поршневой группе двигателей.

На рис. 112 представлены временные программы управления, реализуемые в современных системах ДАУ.

В системах FANM2-2 фирмы «Юнгер», с помощью которых управляют двигателями Зульцер RD76 теплоходов серии «Новгород», предусмотрены две программы управления (рис. 112, а): нормальная и максимальная (аварийная). По нормальной программе, представленной тремя линейными участками 0—1, 1—2, 2—3, выход на режим полного хода осуществляется за 10,5 мин. Наименьший темп изменения задания имеет участок 2—3, который соответствует переходу с режима среднего хода на режим полной нагрузки. Такая программа весьма близка к оптимальной по времени программе прогрева двигателя, рассмотренной выше (см. рис. 111).

мой и задание будет выполнено только через несколько минут.

Для управления в аварийной навигационной ситуации в системах ДАУ предусматриваются аварийные программы, которые реализуются по прямолинейному закону, представляющему продолжение начального линейного участка нормальной программы до режима полного хода и от режима полного хода до самого малого — по линейному участку программы охлаждения. При включении аварийной программы отключается система автоматической защиты двигателя, кроме защиты от разноса.

При отсутствии программы охлаждения на вахтенного штурмана возлагаются дополнительные обязанности по управлению двигателем через систему ДАУ. Он не должен быстро переводить рукоятку управления из положения «Полный ход» в положение ниже среднего хода. В случае предстоящих маневровых режимов он должен заранее обеспечить медленное и равномерное в течение 0,5—1,0 ч снижение нагрузки двигателя до режима среднего хода, после чего разрешаются маневровые режимы. Либо он должен переложить рукоятку управления на «Средний ход» и отработать в этом режиме не менее 20—30 мин. Невыполнение этих условий, как показывает анализ аварий, часто служило причиной появления трещин в цилиндро-поршневой группе двигателей.

Максимальная программа состоит из двух линейных участков: 0—1 и 1—2—4, и обеспечивает переход от режима самого малого хода до режима полного хода за 72 с.

Снижение задания скоростного режима при перемещении рукоятки телеграфа с п.х. на с.м.х. осуществляется системой за 10 с по прямолинейному закону 5—1—0 как при нормальной, так и при максимальной программе. Программа охлаждения двигателя отсутствует.

В нормальную программу может быть введено дополнительное замедление, которое начинает действовать после режима с.х. Такое замедление показано на графике ломаной пунктирной линией 2—6. Программа дополнительного замедления включается специальной кнопкой и настраивается из ЦПУ вахтенным механиком так, что продолжительность выхода на режим с номинальной частотой вращения вала может быть установлена от 10,5 мин до 2 ч. Эта программа выключается повторным нажатием кнопки включения, а также каждый раз при смещении рукоятки управления из положения п.х., например при реверсе.

В датской системе ДАУ STL-890 (см. рис. 112, б), предназначенной для двигателей Бурмейстер и Вайн, для изменения затяга пружины ВРС (ввода задания) применен электродвигатель постоянного тока, который может работать с различной частотой вращения: большой, средней и малой. Ступени используются так: большая — для снижения задания режима, средняя — для увеличения задания, малая — для точной ручной подрегулировки частоты вращения вала (в формировании программ не используется). Средняя ступень обеспечивает изменение затяга пружины регулятора от режима с.м.х. до режима п.х. за 10 с (линия 0—1 на рис. 112, б).

Для прогрева двигателя предусматривается отключаемая программа замедления. Момент включения этой программы устанавливается заранее и может быть выбран при частоте вращения вала 60, 75 или 90% номинальной. Программе замедления соответствуют ломаные линии 3—4, 3'—4' и 3''—4'' на рис. 112, б.

Программе снижения задания соответствует прямая 2—0. Как видно, по этой программе снижение частоты вращения до режима с.м.х. осуществляется за 5 с. Программа охлаждения двигателя отсутствует.

В системе ДАУ STL-930 предусматриваются такие же временные программы, как и в системе STL-890. Учитывая, что задание регулятору вводится пневматическим сигналом, программы реализуются воздействием на электродвигатель пневмопреобразователя.

Интересно решена программа управления в системе ДАУ норвежской фирмы «Норконтроль»: предусмотрено, по существу, две программы (рис. 112, в): самонастраивающаяся (нормальная) и аварийная. По аварийной программе — линия 02 2' 2'' 1 — изменение задания скоростного режима на увеличение осуществляется по экспоненте с небольшим значением постоянной времени за 1—



Отечественная промышленность выпускает аналогичные системы «Алдан» и «Шипка».

Схема организации централизованного контроля системой ALSJ-1 представлена на рис. 113. Характерные особенности ее заключаются в следующем.

Структурно система построена по каналному или по канално-блочному принципу без обегания точек. Цепи, связывающие блок обработки информации с датчиками, используют принцип «спокойного тока», при котором сигнал от датчиков срабатывает на размыкание, что обеспечивает возможность самоконтроля канала и повышает надежность. Контролируемые параметры по степени важности подразделяются на две группы: критические и некритические. К критическим отнесены те, которые определяют ходовой режим судна или связаны с обеспечением его поддержания. В систему включен печатающий прибор выбега параметров, что позволяет легко определять место нарушения режима, а также обеспечить проверку каналов сигнализации, представить динамику развития аварийной ситуации, оценить и сравнить качество несения вахт.

Для сигнализации в схеме используется блок командно-исполнительной сигнализации «Контроль». Контроль системой ALSJ-1 осуществляется по двум программам: «Порт» (стоянка) и «Море». В каждой программе — свое число контролируемых точек; общее число их 150—160. Соответственно двум группам контролируемых параметров (критические и некритические) в схеме предусмотрены светосигнальные ячейки тревожной сигнализации разных тонов (красный и оранжевый), а в машинном отделении установлены звукооповещатели различной тональности.

Для индикации результатов замеров и отклонений (выбегов) параметров служат печатающий прибор «Кинцле» и стрелочные индикаторы. В некоторых модификациях систем предусмотрены также ленточные самописцы, которые на схеме показаны пунктиром. Печатающий прибор «Кинцле» печатает выбеги всех контролируемых параметров и неисправности чувствительных элементов. Печать выбегов упрощена и не содержит численного значения параметра, его размерности, что значительно упрощает обработку системой результатов замера и формирование выходного сигнала.

Стрелочные индикаторы по вызову вахтенного показывают значение контролируемых «в аналоге» (непрерывно измеряемых) параметров. Каждый индикатор снабжен тремя шкалами различных масштабов. Для вызова служит наборная клавиатура. Номер вызванной точки высвечивается на табло. В системе предусмотрен щит переключений с ручками и клавишами для переключения программ и постов обобщенной сигнализации вне машинного отделения, для квитирования (снятия) звуковых сигналов, а также проверки исправности ламп. Сигнальные табло вне машинного отделения также имеют кнопки снятия звуковых сигналов. Квитирование звукового сигнала в рулевой рубке выключает его только в рубке. Квитирование сигнала в любой из кают механиков снимает сигнал на данной палубе и в рулевой рубке. Отключение звукового сигнала на ЦПУ снимает его повсюду. Световой же сигнал снимается только из ЦПУ после устранения причины неисправности.

На современном этапе автоматизации, при наличии вахтенного оператора в ЦПУ, могут использоваться более упрощенные СЦК без применения печатающего прибора выбегов. В этом случае аварийно-предупредительная сигнализация должна обладать оперативной памятью так, чтобы сигнал тревоги, исчезал не ранее, чем после квитирования его на ЦПУ.

Наиболее совершенной формой контроля работы установки является диагностика.

Техническая диагностика есть совокупность методов и средств, позволяющих контролировать и оценивать техническое состояние агрегатов, определять характер его изменения, предвидеть необходимые мероприятия по ликвидации развивающихся неисправностей и предотвращать возможность возникновения аварийных ситуаций без разборки агрегатов. Системы диагностики с использованием средств автоматики вносят принципиальные изменения в процесс эксплуатации установки, так как позволяют перейти от регламентного (по графику) обслуживания на обслуживание по фактическому состоянию агрегатов. При этом сокращаются трудозатраты на обслуживание, увеличивается межремонтный период, резко сокращаются аварии оборудования.

Для получения информации в системах диагностики наряду с непосредственным измерением контролируемых параметров и величин, измеряются косвенные параметры, а также используются специальные методы получения информации: вибрационно-акустический, спектральный и магнитный.

Для обработки информации применяют ЭВМ и простейшие вычислители, реализующие несложные математические зависимости. В программу работы вычислительных устройств закладываются алгоритмы или математические модели, служащие эталоном для сравнения. Путем сравнения результатов информации с алгоритмами нормального функционирования или с математическими моделями оценивается техническое состояние контролируемых объектов.

В простейшем случае сравнение может выполнять механик-оператор, используя в качестве эталона номограммы, характеризующие нормальное состояние объекта.

Получившие практическое распространение методы диагностики основаны на следующих принципах:

измерение отдельных параметров и их сравнение с допустимыми значениями (например, температура газов, замеренная в каждом цилиндре, сравнивается с допустимым значением);

определение вида кривой процесса во времени и сравнение его с эталонной кривой этого же процесса (например, кривая давления в топливном трубопроводе каждого цилиндра, получен-

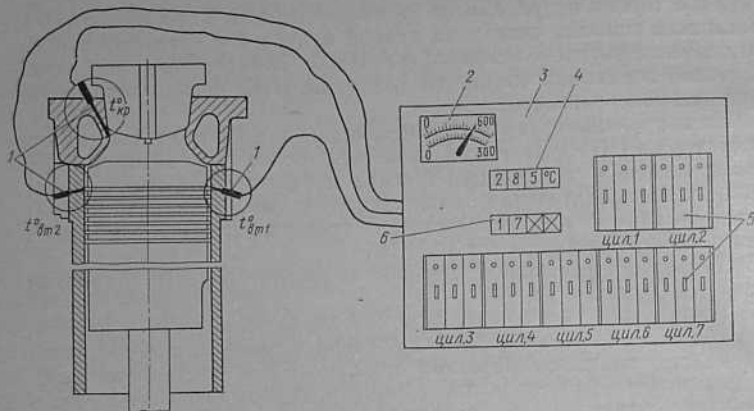


Рис. 114. Схема простейшей системы диагностики состояния ЦПГ

ная осциллографированием, сравнивается с эталонной кривой); сравнение одноименных параметров в различных цилиндрах между собой (например, температур выхлопных газов);

сравнение между собой кривых одноименных процессов в различных цилиндрах двигателя (например, кривых давлений в топливных трубопроводах).

Современные системы диагностики используют одновременно несколько принципов, выполняя задачу автоматически или при участии механика-оператора.

С целью раскрытия физического существа процесса связи диагностики с автоматизацией рассмотрим простейшую систему диагностики цилиндро-поршневой группы двигателя (рис. 114). В основу работы системы положен принцип непосредственного замера температур на поверхности стенок цилиндрических крышек и втулок. По значению этих температур на установившихся режимах, как известно, можно судить о температурных градиентах и теплонапряженности металла. Косвенно изменение температур стенок характеризует также состояние топливной аппаратуры, износ втулок, состояние системы наддува.

Каждый цилиндр (см. рис. 114) снабжен тремя датчиками 1 (хромель-алюмель-термопарами), два из которых измеряют температуру на поверхности стенки втулки  $t_{вт}^n$  и один — температуру на поверхности стенки цилиндрической крышки  $t_{кр}^n$ . Расположение датчиков показано на схеме. Сигналы датчиков поступают в электронный блок анализа 3, в котором для обработки каждого сигнала предусмотрена самостоятельная электронная карта 5. Карты скомпонованы в блоки по цилиндрам. На один цилиндр приходится три карты. Переключатели блока анализа позволяют включать на визуальный стрелочный измерительный прибор 2 любую конт-

рольную точку. Стрелочный прибор показывает мгновенное значение измеренной температуры в точке, подключенной к индикатору. Кроме стрелочного индикатора, имеется цифровой индикатор 4, показывающий среднее значение температуры в точке замера за 4 ч. Контроль температур в точках осуществляется при непрерывном обегании их. Номер точки, температура в которой превышает допустимую, высвечивается на табло двоичного счетчика 6. При этом одновременно загорается сигнал тревоги.

Механик-оператор в любой момент времени может подключить на показывающие приборы-индикаторы любую контролируемую точку. Осуществляя систематический контроль и запись показаний приборов, он может следить за характером изменения температуры в каждой точке и, зная нормальное значение температур, путем сравнения судить о тепловой нагрузке каждого цилиндра.

Если нужно получить прогноз и оценить тенденцию изменения технического состояния ЦПГ, определить время, когда потребуется выполнять ремонтные работы, то механик-оператор использует специальную номограмму (рис. 115, а). Она позволяет определить нормально допустимое значение температуры на поверхности крышки для втулки в зависимости от частоты вращения вала, температуры и давления наддувочного воздуха и среднего индикаторного давления в цилиндре  $p_i$ . Определив по номограмме допустимое значение температуры, а по приборам блока анализа — ее фактическое среднее значение, можно получить отклонение от нормы:  $\Delta t = t_{фак} - t_{доп}$  в каждой точке.

Периодически, например раз в неделю, оценивая разности температур  $\Delta t_{кр}$  и  $\Delta t_{вт}$ , можно построить график прогноза (рис. 115, б). Для пользования номограммой необходимо, как видно, выполнить дополнительные замеры или снять со штатных приборов контроля показания следующих параметров: тем-

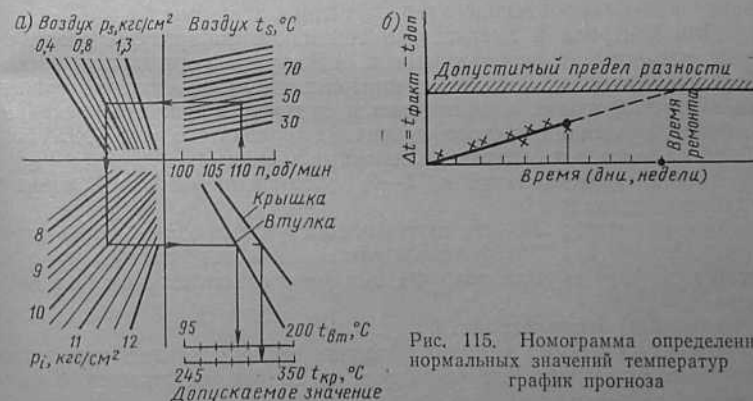


Рис. 115. Номограмма определения нормальных значений температур и график прогноза

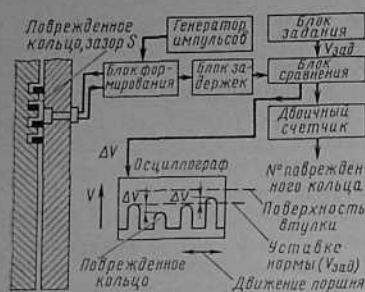


Рис. 116. Схема системы диагностики состояния поршневых колец

ных датчиков, смонтированных в поверхности цилиндрических втулок в нескольких точках диаметрального сечения. К датчику положения кольца поступает электрический импульс от генератора импульсов. В зависимости от зазора импульс деформируется и возвращается в блок формирования, затем по каналу передачи и задержек поступает в блок сравнения.

В зависимости от зазора между кольцом и втулкой изменяется амплитуда электрических импульсов  $V$ , поступающих на блок сравнения. В блоке сравнения импульс от датчика сравнивается с сигналом установки амплитуды  $V_{зад}$  при минимально допустимых зазорах. Из блока сравнения сигнал  $\Delta V$  поступает на экран электроннолучевой трубки и к двойному счетчику, определяющему номер поврежденного кольца и выдающему цифровую информацию на табло с указанием номера кольца. Система позволяет выявить недостаточное прилегание колец (потерю упругости), их закоксовывание, смещение, поломку, а также указывает номер кольца, работающего с отклонением от нормы.

Для контроля и диагностики топливной аппаратуры разработана установка с использованием стандартного катодного осциллографа, которая измеряет мгновенные значения давлений топлива в трубопроводах к цилиндрам и синхронизирует принимаемые сигналы давлений с частотой вращения коленчатого вала (рис. 117). Система включает следующие основные элементы:

пьезокварцевые датчики 1—8, установленные в топливных трубопроводах;

синхронизатор 23—29, включающий электронное устройство, которое сдвигает по фазе импульсы давлений таким образом, чтобы на экране осциллографа они располагались один над другим;

катодный осциллограф 18.

Для того чтобы в рабочих условиях сигналы от датчиков можно было сравнивать, их калибруют и подбирают датчики с одинаковой чувствительностью.

температуры и давления продувочного воздуха и среднего индикаторного давления в каждом цилиндре.

В более совершенных и развитых системах диагностики все операции по расчету нормально допустимых значений температур, вычислению разности и построению графика прогноза выполняются без участия механика оператора вычислительными устройствами или ЭВМ.

Контроль состояния поршневых колец (рис. 116) осуществляется при помощи специально-

При приеме сигналов обеспечивается точная синхронизация электродвигателя 28 измерительной установки с частотой вращения коленчатого вала дизеля. На валу электродвигателя, вращающегося синхронно с коленчатым валом, смонтирован диск 29, через щели которого свет от ламп 26 и 27 падает на фотоэлементы 23 и 24. Щели в диске расположены по окружности и их количество соответствует числу цилиндров в двигателе. Размещение щелей на различных радиусах и использование нескольких фотоэлементов обеспечивают возможность различать цилиндры с одинаковыми углами заклинки кривошипов (мотылей).

При помощи этой системы могут быть получены осциллограммы и обнаружены: износ плунжерной пары ТНВД, износ распылителя форсунки, поломка пружины и плунжера, износ или неисправность обратного клапана, заедание иглы форсунки, подтекание или закоксовывание распылителя, неправильная затяжка пружины иглы форсунки, износ подшипников распределительного вала.

Определение отмеченных неисправностей производится путем сравнения осциллограмм с эталонными осциллограммами.

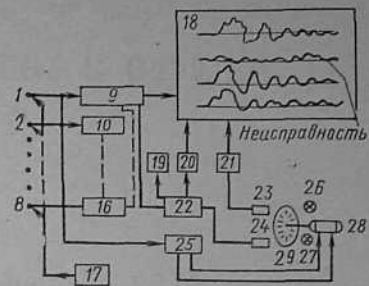


Рис. 117. Блок-схема диагностики топливной аппаратуры:

1—8 — датчики давления в топливных трубопроводах; 9—16 — предварительные усилители; 17 — калибратор давления; 18 — лучевой катодный осциллограф; 19 — стробоскоп; 20 — усилитель горизонтальной развертки; 21 — усилитель вертикальной развертки; 22 — линия задержки; 23, 24 — фотоэлементы; 25 — синхронизирующая цепь; 26, 27 — лампы; 28 — электродвигатель; 29 — щелевой диск

## ТОПЛИВО И ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА

## § 32. Топливо для дизелей

**Сорт топлив.** Применяемые в двигателях топлива получают путем переработки нефти. Сырая нефть является сложной смесью углеводородов, молекулы которых содержат от 1 до 100 и более атомов углерода. Углеводороды по химическому составу принадлежат к трем группам — парафинам, нафтенам и ароматикам. В нефть также входят в небольших количествах соединения серы, азота, кислорода и других элементов.

Химический групповой состав и физические характеристики нефти зависят от ее месторождения, и это отражается на качестве получаемых из нее топлив.

На нефтеперерабатывающих предприятиях нефть подвергается нагреву в вакуумных установках (прямая перегонка нефти), в ходе которого происходит ее разделение на фракции, составляющие основу вырабатываемых нефтепродуктов. В процессе прямой перегонки (рис. 118) выход дистиллятных фракций (бензина, керосина) не превышает 50%, 45% составляют остаточные нефтепродукты, имеющие более высокую температуру кипения и большие размеры молекул. Поэтому часть остаточных нефтепродуктов направляют в различного вида крекинг-установки, где происходит деление (крекинг) крупных молекул на молекулы с малым числом атомов углерода; температура кипения получаемого продукта значительно ниже. Таким путем обеспечивается дополнительный выход легких нефтепродуктов.



Рис. 118. Выход нефтепродуктов при прямой перегонке нефти:

$Q_A$  — количество атомов углерода в молекуле;  $T_{кип}$  — температура кипения при атмосферном давлении

Топлива, получаемые крекинг-процессами, и особенно процессами термического крекинга и коксования, содержат значительные количества непредельных углеводородов, являющихся химически нестойкими, склонными к превращениям, полимеризации и смолообразованию. Поэтому такие топлива менее стабильны при хранении, склонны к выделению асфальто-смолистых соединений в осадок, особенно при их нагревании, к нагарообразованию на распылителях форсунок и в цилиндрах двигателей.

Топлива, применяемые в судовых дизелях (см. табл. 9), делятся на два класса — дистиллятные и тяжелые.

Дистиллятные топлива — это дизельные сорта, выпускаемые по ГОСТ 4749—49 и

## Свойства отечественных топлив

Показатели	Сорта топлива					
	дизельное Д (ГОСТ 305—73)	моторное ДТ (ГОСТ 1667—68)	мазут +10°C (МРТУ 12Н41—63)	котельный мазут 40 (ГОСТ 10585—63)	нефтяное для локомотивных газотурбинных двигателей (ГОСТ 10433—63)	моторное ДМ (ГОСТ 1667—68)
Плотность при 20°C, г/см <sup>3</sup> (не более) . . . . .	—	0,930	0,965	—	0,935	0,970
Вязкость:						
а) кинематическая при 20°C, сСт (не более) . . . . .	1,5	—	—	—	—	—
б) кинематическая при 50°C, сСт (не более) . . . . .	—	36,0	—	—	—	150
в) соответствующая ей условная, °ВU (не более) . . . . .	—	5,0	20	—	2,0	20
г) условная при 80°C, °ВU (не более) . . . . .	—	—	—	8,0	—	—
Зольность, % (не более) . . . . .	0,01	0,04	0,2	0,15	0,2	0,15
Содержание серы, % (не более) . . . . .	1,0	—	2,5	—	3,0	—
а) в малосернистом топливе . . . . .	—	0,5	—	0,5	—	—
б) в сернистом топливе . . . . .	—	1,5	—	3,5	—	3,0
Содержание механических примесей, % (не более) . . . . .	Отсутствие	0,1	0,3	1,0	0,04	0,20
Содержание воды, % (не более) . . . . .	»	1,0	0,7	2,0	Отсутствие	1,5
Температура вспышки, определяемая в закрытом тигле, °C (не более) . . . . .	65	65	75	—	65	85
Температура застывания, °C (не выше) . . . . .	—10	—5	+10	+10	+5	10
Смолистые вещества, % . . . . .	—	—	—	—	25	—

305—62. Эти топлива не требуют подогрева и могут применяться в средне- и высокооборотных двигателях, а также в двигателях малооборотных при пусках и маневрах.

В последние годы в судовых двигателях находят применение маловязкие дистиллятные топлива, получаемые методом замедленного коксования, сырьем для которых служат гудрон или кре-



кинг — остаток сернистых нефтей. К их числу относится нефтяное газотурбинное топливо (см. табл. 9). Малая вязкость позволяет успешно применять это топливо в установках, не имеющих подогрева в танках и перед двигателем, а также использовать вместо более дорогого дизельного топлива в судовых вспомогательных дизелях.

Тяжелые топлива в большинстве своем представляют смеси прямогонных или, чаще, крекинг-остатков с дистиллятами. Различаются они по вязкости и качеству составляющих их компонентов и подразделяются на *средне- и высоковязкие сорта*.

Из выпускаемых отечественной промышленностью средневязких топлив в судовых малооборотных двигателях успешно применяются: моторное топливо ДТ, получаемое смешиванием мазута с дистиллятами вторичных процессов — каталитическим газойлем, крекинг-керосином и др.; флотские мазуты Ф-5 и Ф-12, обычно состоящие из 60—70% маловязкого мазута прямой перегонки, 15—20% черного солярового масла и 20—30% крекинг-мазута.

К высоковязким остаточным топливам относятся моторное топливо ДМ, мазут «+10» и топочный мазут М40. Мазут М40 (см. табл. 9) обладает высокой зольностью, большим содержанием механических примесей, склонен к выпадению смолистых веществ и асфальтенов, что создает определенные трудности в работе систем топливоподготовки. Целесообразно его применять в смеси с дизельным топливом. Экспортный мазут «+10» значительно чище и лучше по своим физико-химическим показателям и с успехом используется в судовых малооборотных двигателях.

Несмотря на то что тяжелые средне- и высоковязкие топлива обладают значительно худшими качественными показателями и их применение требует затраты дополнительных средств на топливоподготовку, использование их в судовых малооборотных дизелях является экономически оправданным. Основной довод в пользу применения тяжелых топлив состоит в том, что они в 2—2,5 раза дешевле дистиллятных топлив. Этой причиной продиктовано и стремление использовать средневязкие топлива и в современных среднеоборотных дизелях.

**Влияние физико-химических показателей топлив на работу двигателей.** Дизельные дистиллятные топлива обладают высокими качественными показателями, и их использование в дизелях всех типов не вызывает затруднений. Иначе обстоит дело с применением тяжелых топлив, имеющих значительно худшие показатели.

Ниже рассматриваются основные физико-химические показатели качества тяжелых топлив, определяющие особенности их использования в судовых дизелях.

Плотность топлива является косвенной характеристикой химических свойств и фракционного состава. Под плотностью  $\rho_4^{20}$  понимается отношение массы топлива при +20°C к массе воды при +4°C, занимающей тот же объем. За рубежом плотность принято выражать при 60°F (15,6°C). У дизельных топлив плотность

находится в пределах 0,83—0,89 г/см<sup>3</sup>, у тяжелых доходит до 0,99 г/см<sup>3</sup>.

Плотность уменьшается при увеличении температуры, и это нужно учитывать при бункеровке, при определении запасов топлива на судне и измерении его расхода.

**Вязкость.** В отечественной практике в качестве характеристики вязкости нефтепродуктов приняты градусы условной шкалы (°ВУ) или равнозначные им градусы Энглера (°Е), задаваемые для дистиллятных топлив при 20°C и для тяжелых — при 50 или 80°C. За рубежом вязкость оценивается в секундах Редвуда (Red I при 100°F) или Сейболта. Вязкость дистиллятных топлив  $V_{20}=1-1,9^\circ$ , вязкость тяжелых топлив может достигать  $V_{50}=50-55^\circ$ , что вызывает увеличение сопротивления течению топлива в топливопроводах, затрудняет его перекачку и очистку. С повышением вязкости увеличиваются давления впрыска, что может привести к разрыву форсуночных трубок и появлению трещин в корпусах топливных насосов высокого давления. Одновременно ухудшается тонкость распыливания — увеличивается средний диаметр капель, топливный факел становится длиннее и уже в сечении, увеличивается неравномерность распыливания. Все это обуславливает менее полное сгорание топлива, повышение дымности выхлопа и удельного расхода топлива. Чтобы избежать этих явлений и сделать возможной работу двигателя на высоковязких топливах, вязкость снижают путем подогрева топлива: до 35—40°C в танках запаса; до 50—60°C в отстойных и расходных цистернах и перед сепараторами; перед двигателем в подогревателе — для обеспечения вязкости в пределах 2—3,7°ВУ.

Во избежание возможных ошибок при определении температуры подогрева, а также чтобы обеспечить стабильную вязкость топлива, перед двигателем устанавливают автоматические регуляторы вязкости.

Необходимость подогрева диктуется также высокой температурой застывания тяжелых топлив, лежащей в пределах от —5 до +10°C, а для парафинистых топлив  $t_{заст}$  достигает +40°C. При этих температурах топливо теряет подвижность вследствие выпадения кристаллов парафина, и перекачивать его становится невозможным.

**Температура вспышки** — температура, при которой нагреваемое топливо испаряется и образующиеся пары, смешиваясь с воздухом, создают смесь, вспыхивающую при поднесении к ней пламени.

Температура вспышки зависит от температуры кипения, испаряемости и упругости паров топлива и определяет его пожарную безопасность. Регистр СССР допускает использовать на судах топлива, температура вспышки которых в закрытом тигле не ниже 61°C. Тяжелые остаточные топлива обладают худшей испаряемостью, и поэтому у них температуры вспышки выше, чем у дизельных топлив. Однако при подогреве даже тяжелых топлив

необходимо принимать меры предосторожности, допуская нагрев в открытых емкостях лишь до температуры, которая на  $10^{\circ}\text{C}$  ниже температуры вспышки. В закрытых топливных системах, находящихся под давлением, возможен перегрев топлив и до более высоких температур, превышающих температуру вспышки.

Цетановое число (ЦЧ) зависит от химического группового состава топлива и служит для оценки его самовоспламеняемости. Продолжительность периода задержки самовоспламеняемости является прямой функцией ЦЧ.

Дизельные топлива, состоящие из легких фракций, имеют ЦЧ=40—60 ед. Тяжелые топлива характеризуются худшей самовоспламеняемостью, требуют большего времени для подготовки к сгоранию и поэтому характеризуются несколько более низкими значениями цетанового числа (ЦЧ=30—50 ед.). Методы определения ЦЧ разработаны применительно к дистиллятным топливам, для тяжелых топлив они непригодны. В мало- и среднеоборотных двигателях время, отводимое на процесс сгорания, достаточно велико, и поэтому особых трудностей в организации процесса сгорания тяжелых топлив не возникает, даже если ЦЧ этих топлив ниже, чем у дизельного. В целом сгорание тяжелых топлив, вследствие худшей их испаряемости (более тяжелый фракционный состав), более низкого ЦЧ и менее однородного распыливания, занимает больше времени, имеет место большее догорание на линии расширения. Это, в свою очередь, приводит к снижению скорости нарастания давления (двигатель на тяжелом топливе работает мягче) и повышению температуры выпускных газов.

Содержание асфальто-смолистых веществ и кокса. Наличие в топливе асфальто-смолистых веществ нередко является причиной образования осадков (в виде черной густой массы) в топливных танках, фильтрах, сепараторах и в других элементах топливной системы, а также обуславливает образование твердого нагара на соплах форсунок и деталях ЦПГ.

Особенно большое количество смол и асфальтенов содержится в котельных мазутах крекинг-остатков (до 50%) и в газотурбинном топливе. Обычно эти вещества находятся в топливах в виде коллоидного раствора, но часто при смешивании на нефтебазах или на судне остаточных топлив с более легкими сортами раствор теряет свою однородность ввиду различия в химической структуре смешиваемых компонентов. Возникает так называемое явление *несовместимости* топлив, в результате которого и происходит выпадение смол и асфальтенов в осадок.

Шламообразование вызывает нарушение в работе сепараторов, фильтров, форсунок. На распылителях у сопловых отверстий образуется нагар, приобретающий форму растробов. Нагарообразование на соплах в свою очередь нарушает геометрию факела, ухудшается смесеобразование и сгорание топлива. Следствием несовместимости является также увеличение нагарообразования в

цилиндре двигателя и, в первую очередь, на окнах и головке поршня.

Единственный способ предотвратить нежелательные последствия несовместимости состоит в том, чтобы по возможности избежать смешивания на судне топлив различных сортов, или по крайней мере предварительно проверять смешиваемые топлива на совместимость. Заключение о несовместимости топлив в первом приближении можно сделать на основе изучения пятна заранее приготовленной смеси, нанесенного на фильтровальную бумагу. Если в центре пятна четко выделяется черное ядро или по краям образуется черная кайма, то смесь несовместима.

Коксовое число характеризует склонность топлива к нагарообразованию. Высокая коксуемость, достигающая 8—10%, типична для тяжелых топлив.

Содержание серы и ее соединений — сероводорода, меркаптанов и т. п. особенно велико в тяжелых топливах (до 4,5%), поскольку в процессе нефтепереработки сера в основном концентрируется в остаточных нефтепродуктах.

Использование высокосернистых топлив в двигателях вызывает ряд отрицательных явлений. Основной и наибольший вред приносят продукты сгорания серы, вызывающие коррозию детали ЦПГ двигателя и усиливающие нагарообразование в цилиндре и выпускных трактах. Находящиеся в топливе элементарная сера и такие ее агрессивные соединения, как сероводород и меркаптаны, приводят к коррозии емкостей (в которых они хранятся), трубопроводов и топливной аппаратуры двигателя.

Коррозионная агрессивность топлива усиливается при наличии в нем соединений ванадия, а также при обводнении его морской водой.

При горении топлива содержащаяся в нем сера окисляется до сернистого ангидрида ( $\text{SO}_2$ ), часть которого под влиянием различных факторов окисляется в серный ангидрид ( $\text{SO}_3$ ). Водяные пары, находящиеся в продуктах сгорания топлива, насыщаются серным ангидридом, в результате чего в цилиндре двигателя образуются пары серной кислоты ( $\text{H}_2\text{SO}_4$ ), степень концентрации которых зависит от общего количества находящейся в топливе серы.

При температуре верхнего пояса цилиндра ниже  $150^{\circ}\text{C}$  на нем конденсируются пары серной кислоты и воды, создающие слабый раствор кислоты, способствующий наиболее активному протеканию электрохимической коррозии металла цилиндра и поршневых колец.

Для борьбы с сернистой коррозией необходимо по возможности поддерживать высокую температуру воды в зарубашечном пространстве, а также применять нейтрализующие кислоту высокощелочные масла.

Содержание воды, механических примесей и золы. Вода в топливе обычно содержится в виде взвеси или эмульсии. Особенно склонны к образованию эмульсии тяжелые серни-

стые топлива, содержащие много химически неустойчивых минеральных компонентов, легко эмульгирующих с водой. Образующаяся эмульсия носит стабильный характер, плохо поддается сепарации и может даже привести к поломке сепараторов.

При плавании в балласте иногда заполняют заборной водой топливные танки. При последующей откачке часть соленой воды остается в танках, образуя с вновь принятым топливом эмульсию, выпадающую вместе с образующимся шламом в осадок на дно танка. В этом осадке происходят электрохимические процессы, приводящие к коррозии танка и размещенных в нем змеевиков подогрева (установка магниевых протекторов позволяет существенно снизить коррозию). При качке эмульсия и шлам захватываются топливоперекачивающим насосом и вместе с топливом попадают в отстойные танки, фильтры, сепараторы, вызывая значительные трудности в их эксплуатации.

*Механические примеси* состоят из частиц органического и неорганического происхождения. В дизельных топливах они практически отсутствуют, а в тяжелых топливах их содержание может доходить до 0,3—0,5%. Из-за наличия в механических примесях твердых частиц появляются риски и царапины на прецизионных элементах топливной аппаратуры, увеличивается их износ и в отдельных случаях возможно зависание плунжеров. Попадание частиц под нагнетательный клапан топливного насоса и под иглу форсунки препятствует их плотной посадке, чем нарушается процесс впрыска топлива. Особенно опасны для топливной аппаратуры частицы размером более 6 мк.

*Зола* представляет собой сухой остаток, образующийся при сгорании топлива. Состоит из минеральных примесей и солей, попадающих в топливо в процессе переработки и транспортировки. С утяжелением фракционного состава зольность увеличивается и в мазутах может достигать 0,30%. Большая часть зольных элементов удаляется при отстаивании топлива и его сепарации. Если при сепарации промывают топливо горячей водой, то удается удалить водорастворимые составляющие золы (соли Na, K, Ca). Меньшую, практически неудаляемую группу составляют различные соединения металлов, находящиеся в растворенном виде или в коллоидном состоянии. К ним, в частности, относятся соединения кремния, окиси железа, вызывающие абразивный износ прецизионных элементов, топливной аппаратуры, сопловых отверстий форсунок, цилиндров. Эрозионное разрушение сопловых отверстий форсунок приводит к увеличению их диаметра, а это, в свою очередь, вызывает увеличение длины факела топлива. Если факел, не распавшись, достигает поверхности днища поршня, то это может привести к эрозионному разрушению и прогоранию поршня. Эрозия сопловых отверстий может изменить не только длину, но и направление факела настолько, что даже втулка цилиндра иногда подвергается действию топливной струи. Для исключения перечисленных явлений дизелестроительные фирмы (см. гл. IV) ог-

раничивают срок службы распылителей увеличением диаметра сопловых отверстий не более чем на 10%. При подобном ограничении, в зависимости от качества материала распылителей, технологии их изготовления и качества очистки топлива от золы, срок службы распылителей составляет 5000—10 000 ч.

Присутствующие в золе некоторых сортов тяжелых топлив соединения ванадия ( $V_2O_5$ ) и натрия ( $Na_2SO_4, NaCl$ ) являются наиболее агрессивными составляющими — они приводят к коррозии деталей ЦПГ, трубноагнетателей и выхлопных клапанов. Эти составляющие обладают низкой температурой плавления ( $\sim 600^\circ C$ ) и поэтому при попадании на металлические поверхности с температурой выше  $550—600^\circ C$  прилипают к ним. Так, в частности, происходит соединение Na—V золы на выхлопных клапанах и их седлах. При остывании зола переходит в твердое стекловидное состояние и приобретает хрупкость. При попадании под клапан твердых частиц кокса и при ударах его о седло происходит растекание зольного отложения, через образовавшиеся трещины — бороздки начинается прорыв газов, происходит местный перегрев металла, его окисление, в конечном счете приводящие к прогоранию поля клапана и седла. Уменьшению этих явлений способствуют интенсивное охлаждение клапанов, наплавка на рабочее поле жаро- и коррозионноустойчивых металлов (стеллита), обеспечение проворачивания клапанов с помощью специального, встраиваемого в привод клапана механизма, промывка топлива водой для удаления соединений Na и пр.

Ванадий, а также никель являются катализаторами реакций окисления  $SO_2$  в  $SO_3$ , тем самым способствуя образованию серной кислоты, вызывающей электрохимическую коррозию цилиндров и повышенный их износ. Одновременно V и Ni ускоряют реакцию сгорания топлива, способствуя более совершенному и полному его сгоранию.

## § 33. Топливная система.

### Очистка топлива

Судовая топливная система должна обеспечить приемку, хранение, перекачку и подготовку к сжиганию в дизелях топлив.

Принципиальная схема системы (рис. 119) включает танки запаса 1, клапанную коробку 2, приемный фильтр грубой очистки 3, топливоперекачивающие насосы 4 для перекачки топлива из одних танков в другие, а также подачи его в отстойные цистерны 5.

Для того, чтобы можно было использовать дешевые тяжелые топлива, обладающие повышенной вязкостью и высокой температурой застывания, танки запаса оборудуют паровыми змеевиками, общего или местного подогрева, а топливопроводы изолируют и иногда снабжают паровыми спутниками.

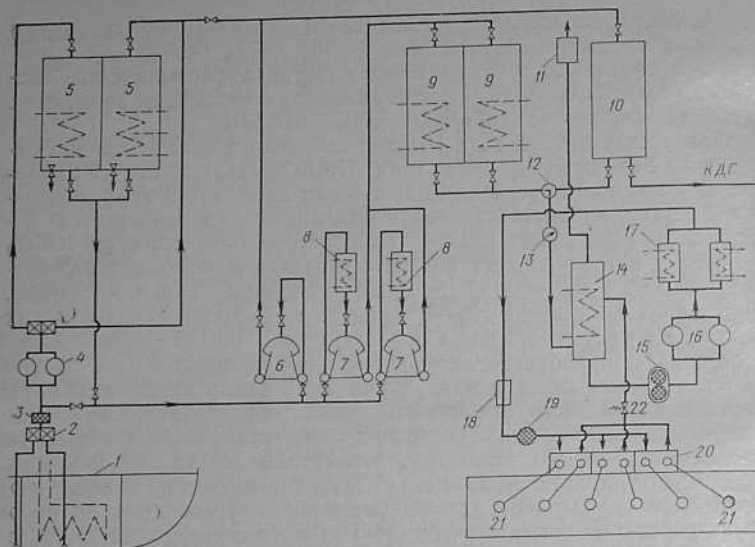


Рис. 119. Схема топливной системы

Из отстойных цистерн или непосредственно из танков насосами сепараторов топливо подается в подогреватели 8 и далее в сепараторы 7.

Дизельное топливо подогрева не требует, и поэтому сепаратор дизельного топлива 6 подогревателем не оборудуется.

Отсепарированное тяжелое топливо вторым насосом сепаратора подается в расходные цистерны тяжелого топлива 9, где оно вторично отстаивается.

Из расходных цистерн топливо самотеком через смешивательную цистерну 14 и фильтр грубой очистки 15 поступает к топливоподкачивающим насосам 16, которые подают топливо через подогреватели 17 и фильтр тонкой очистки 19 к топливным насосам 20 двигателя. Избыточное количество топлива из насосов высокого давления 20 перепускается в смешивательную цистерну 14, воздушная трубка которой снабжена газовой ловушкой 11.

Высокое давление (2,5—4 кгс/см<sup>2</sup>) в магистрали за топливоподкачивающими насосами, поддерживаемое с помощью клапана постоянного давления 22, и наличие рециркуляции препятствуют образованию на всасывании у насосов высокого давления газоздушных пузырьков. Постоянная циркуляция топлива и наличие смешивательной цистерны 14 предотвращают также возможность застоя топлива в трубах в случае внезапной остановки двигателя.

Для измерения расхода топлива на двигатель в топливопровод за расходными цистернами врезан расходомер 13. Автомати-

ческий регулятор вязкости 18 служит для поддержания заданной вязкости топлива перед двигателем. Его исполнительный механизм управляет подачей пара в подогреватели 17.

Параллельно с цистернами 9 в систему включены расходные цистерны дизельного топлива 10, из которых топливо расходуеться на вспомогательные дизели, а при переключении пробкового крана 12 может подаваться в смешивательную цистерну 14 и далее — к топливным насосам главного двигателя.

Дизельное топливо используют при пуске двигателя и в период маневров. Перевод двигателя с дизельного топлива на средне- или высоковязкое топливо следует осуществлять медленно, обеспечивая постепенное прогревание топливных насосов во избежание заклинки плунжеров. Постепенному переходу с одного сорта топлива на другой, плавному изменению температуры поступающего на двигатель топлива в значительной мере способствует наличие в системе смешивательной цистерны и рециркуляции.

Для промывки системы и заполнения ее более легким топливом на период предстоящей длительной стоянки необходимо заблаговременно, за 20—30 мин до прихода судна в порт, перейти на дизельное топливо.

**Очистка топлива.** При использовании в дизелях тяжелых топлив особое внимание уделяется процессам очистки от механических примесей, золи и воды. Очистка топлива на борту судна осуществляется путем отстаивания, сепарирования и фильтрации.

**Отстаивание топлива** осуществляется в отстойных цистернах. Процесс состоит в осаждении на дно емкости под действием гравитационных сил механических примесей и воды. Одновременно с механическими загрязнениями в шлам частично выпадают и асфальто-смолистые соединения. Скорость осаждения различных примесей зависит от их плотности, размеров и формы, а также от вязкости топлива. Чем меньше разница плотностей топлива и примесей и чем больше вязкость топлива, тем меньше скорость осаждения. Поэтому процесс отстаивания дизельных топлив, имеющих в сравнении с тяжелыми топливами меньшую плотность, протекает быстрее. Для снижения вязкости топлива в отстойных цистернах обычно подогревают до 55—60°C, для чего цистерны оборудуют паровыми змеевиками и терморегуляторами, автоматически поддерживающими необходимую температуру.

**Сепарирование топлива** осуществляется в сепараторах, действие которых основано на отделении механических примесей и воды за счет центробежных сил, возникающих благодаря большой частоте вращения барабана.

В системах топливоподготовки находят применение сепараторы дискового и трубчатого типов. Сепараторы более ранних выпусков требуют периодической разборки и очистки вручную и поэтому для сепарации тяжелых топлив, содержащих большие количества загрязняющих примесей, мало пригодны. Особенные

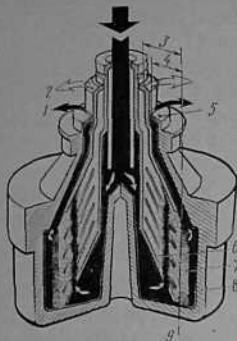


Рис. 120. Схема сепаратора, настроенного на режим пурификации:

1 — выгрузка воды; 2 — выгрузка чистого масла; 3 — стоаб масла; 4 — стоаб воды; 5 — гравитационная шайба (кольцевая перегородка); 6 — масло; 7 — вода; 8 — осадок; 9 — поверхность раздела

топлив в силу его универсальности является более предпочтительным. К достоинствам пурификации относится также возможность промывки топлива горячей водой, вводимой в сепаратор в количестве 3—4% (от топлива) при температуре, на 3—5°C превышающей температуру топлива. Промывка улучшает отделение механических примесей и способствует удалению из топлива водорастворимых солей золы.

Принцип действия сепаратора состоит в следующем. Загрязненное топливо насосом сепаратора прокачивается через подогреватель и от него через регулятор производительности поступает в центральный канал барабана (рис. 120 и 121). По каналу топливо направляется вниз и через распределительные отверстия *A* в конических тарелках проходит в зазор между ними по направлению к центральной трубе, поднимается вдоль нее вверх и выходит из сепаратора.

трудности возникают при использовании таких сепараторов для очистки топлив, склонных к выделению асфальто-смолистых соединений.

В современных сепараторах самоочищающегося типа периодическая очистка осуществляется автоматически, путем промывки горячей водой и сброса шлама в грязевую цистерну. Период между разгрузками барабана устанавливается опытным путем. Сигналом о необходимости разгрузки может служить появление водотопливной эмульсии в смотровом окне сливного патрубка, вызываемое заполнением грязевой полости барабана шламом и вытеснением водяного затвора.

Сепараторы в зависимости от настройки могут работать в режимах *кларификации* (отделение механических примесей) и *пурификации* (разделение топлива и воды с одновременным отделением механических примесей). Последний способ при очистке тяжелых

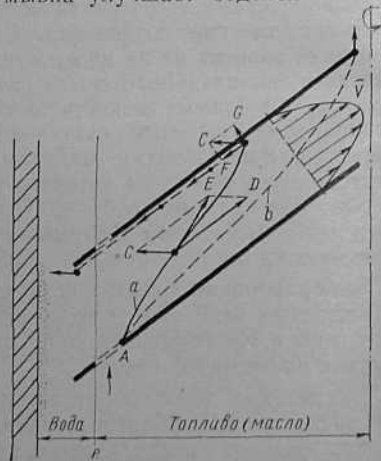


Рис. 121. Схема действия сил при сепарировании

Отделение от топлива загрязняющих примесей осуществляется в зазорах между тарелками (дисками). Здесь каждая частица, отличающаяся по плотности от сепарируемого топлива, подвергается действию двух сил *C* и *D* (см. рис. 121). Центробежная сила *C*, зависящая от частоты вращения барабана и массы частицы (ее размера и плотности), стремится отбросить частицу к периферии барабана. Ей препятствует сила вязкого трения *D*, стремящаяся увлечь частицу вслед за потоком топлива. Сила *D* зависит от скорости движения топлива и его вязкости, на которые можно воздействовать, меняя производительность сепаратора и температуру подогрева топлива.

Совместное действие сил *C* и *D*, выражающееся в действии на частицу суммарного вектора *E*, заставляет ее двигаться по траектории *a* в направлении верхнего диска. У поверхности диска, в точке соприкосновения частицы с ним, скорость потока близка к нулю, сила *D* практически отсутствует и частица оказывается под действием только центробежной силы *C*.

Составляющая этой силы *G* прижимает частицу к диску, а составляющая *F* перемещает ее по поверхности диска к его периферии, отбрасывая в грязевое пространство барабана. Подобный процесс может иметь место лишь при условии, что центробежная сила *C* относительно велика в сравнении с силой *D*. Если же сила *C* мала (малы размеры и плотность частиц или недостаточна частота вращения барабана сепаратора), а сила *D* велика (значительны вязкость топлива или скорость его потока — велика производительность сепаратора), то частица, находясь под действием сил *C* и *D*, будет двигаться по траектории *b*. В соприкосновении с верхним диском она не придет и покинет сепаратор вместе с очищаемым топливом. Качество очистки топлива в большой степени зависит от величины силы *D*. Чем эта сила меньше, тем полнее будет происходить очистка топлива, тем меньше по своим размерам и плотности частицы загрязняющих примесей будет отделяться от топлива и удаляться в шлам. Поэтому важно поддерживать достаточно высокую температуру подогрева и осуществлять сепарацию на малых производительностях, по возможности не превышающих 50% ее паспортного значения. Верхним допустимым пределом подогрева топлива является температура кипения воды. Обычно не рекомендуется нагревать топливо свыше 95°C. (Для маловязких дистиллятных топлив замедленного коксования или термоконтактного крекинга температура подогрева не должна превышать 35—40°C. В противном случае возможно выделение из топлива в процессе его сепарации асфальто-смолистых соединений.)

При работе сепаратора в режиме пурификации эффективность сепарации зависит также от положения «пограничного слоя», представляющего собой границу раздела между топливом и водой (см. линии *9* и *e* на рис. 120 и 121).

Нормально он должен располагаться за внешней кромкой распределительных отверстий *A* дисков и ни при каких

обстоятельствах не проходить по отверстиям и тем более правее их. В первом случае будет наблюдаться торможение потока топлива на входе в диски, что приведет к резкому ухудшению сепарации, а во втором — в зону очищенного топлива будет поступать вода.

Эффективность сепарации повышается, когда поверхность раздела отодвигается влево от отверстий А, так как в этом случае увеличивается эффективная поверхность дисков. Однако тогда растет риск исчезновения (разрыва) водяного затвора и, как следствие, — утечки топлива через водоотводный канал в грязевую цистерну. Регулируют положение «пограничного слоя» с помощью гравитационной шайбы, устанавливаемой в верхней части корпуса барабана и оказывающей сопротивление выходу из него воды. Если установить шайбу с меньшим диаметром отверстия, давление воды на топливо в корпусе барабана сепаратора увеличится и «пограничный слой» переместится ближе к оси вращения. Поскольку давление в слое топлива зависит от его плотности, то для того, чтобы обеспечить необходимое равновесие между топливом и водой, при подборе диаметра гравитационной шайбы нужно руководствоваться величиной плотности сепарируемого топлива. Обычно этой цели служат номограммы или таблицы, помещаемые в инструкции к сепараторам.

**Фильтрация топлива** основывается на отделении загрязняющих его примесей за счет разницы размеров проходных ячеек или щелей фильтра и отфильтровываемых частичек. Топливо фильтруется поэтапно на пути его следования от танков запаса до насосов высокого давления двигателей. У топливоперекачивающих и приемных насосов сепараторов ставят фильтры грубой очистки. Перед подкачивающими насосами обычно применяют фильтры с более мелкой сеткой или щелевые 15 (см. рис. 119). Перед двигателем устанавливают фильтры тонкой очистки 19. Фильтры грубой очистки, основным назначением которых является задержание крупных механических частиц, бывают сетчатыми (с фильтрующими элементами из металлических сеток) и щелевыми (с фильтрующими элементами, набранными из отдельных пластин, дисков). В одном корпусе устанавливается два фильтрующих элемента. Переключением клапанов один из них можно чистить, а второй в это время будет находиться в работе. Перепад давлений до и после фильтра обычно составляет  $0,2 \text{ кгс/см}^2$ , повышение перепада давлений свыше  $0,4 \text{ кгс/см}^2$  свидетельствует о загрязненности, а отсутствие перепада — о несправности фильтра (разрыв сетки).

Фильтрующими материалами фильтров тонкой очистки служат войлок, фетр, пористая бронза, керамические материалы и др., фильтрующая способность которых промывкой полностью не восстанавливается, поэтому эти элементы периодически заменяют.

Для нормальной работы топливной аппаратуры размеры оставшихся в топливе после фильтрования механических частиц

должны быть меньше зазора в прецизионных парах насосов и форсунок и поэтому не должны превышать 3—5 мкм.

В последние годы в системах топливоподготовки судовых дизельных установок стали применять вместо сепараторов специальные автоматизированные, высокопроизводительные фильтрационные установки, в которых очищается от механических примесей и воды топливо вязкостью до 3500 ссек Red-I ( $50^\circ \text{BV}_{50}$ ). Такая установка «Софранс» (рис. 122) состоит из двух цилиндрических фильтров, корпуса которых расположены над отстойной емкостью. Фильтрующий элемент каждого фильтра имеет набор фильтрующих дисков сетчатого типа.

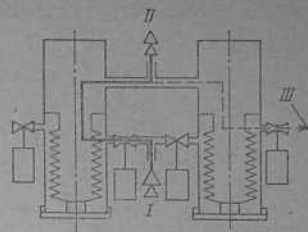


Рис. 122. Схема топливного фильтра «Софранс»: I — вход топлива; II — выход топлива; III — выход загрязнений.

Для предупреждения контакта дисков с водой, скапливающейся в нижней части корпуса, а также для удобства расположения водоуказателя, управляющего удалением воды из фильтра, фильтрующий элемент расположен в корпусе эксцентрично над осью корпуса фильтра. Количество дисков в фильтрующем элементе определяется необходимой степенью очистки и пропускной способностью фильтра.

Топливо на очистку первоначально поступает в фильтр, затем проходит через фильтрующий элемент и выходит из его внутренней полости через выпускной патрубок. Перед фильтрацией топливо с помощью электроподогревателя, который установлен в корпусе фильтра, необходимо подогревать до температуры  $35\text{—}40^\circ \text{C}$ .

Процесс очистки фильтра происходит автоматически, когда скопившаяся в нем вода достигнет предельного уровня или когда засорится фильтрующий элемент. Засорение фильтрующего элемента контролируют по давлению. Когда давление перед фильтрующим элементом увеличится вдвое, автоматически начинается его очистка. При очистке, например, левого фильтра он автоматически отключается от системы и включается правый фильтр. Засорившийся фильтр очищается обратной струей чистого топлива из выпускного патрубка (см. рис. 122). Очистка фильтра продолжается около 20 с.

Вода из корпуса фильтра автоматически удаляется при достижении предельного уровня.

Опыт эксплуатации установки «Софранс» на отечественных судах показал, что она обеспечивает хорошую очистку топлив от механических примесей (задерживаются все частицы размером свыше 20 мкм), но менее эффективна в отделении от топлива воды. Поэтому при сильно обводненных топливах фильтрационные установки не могут конкурировать с сепараторами, обеспечивающими

более полную очистку топлив не только от воды, но и от механических примесей и золы.

Новым методом обработки тяжелых топлив является их *гомогенизация*, осуществляемая либо в механических, либо в ультразвуковых гомогенизаторах. Оба типа дают примерно одинаковые результаты. *Гомогенизаторы* не удаляют механические примеси, золу и асфальтеновые включения, а уменьшают размеры находящихся в топливе частиц различных включений до неопасных для двигателя размеров. Использование гомогенизаторов требует предварительного удаления из топлива воды, так как в гомогенизаторах она не отделяется. Необходимым условием является также установка за гомогенизатором фильтра тонкой очистки. Гомогенизированное топливо должно сразу же использоваться в двигателе, в противном случае не исключена возможность укрупнения частиц включений благодаря процессу коагуляции.

## МАСЛА И СИСТЕМЫ СМАЗКИ

### § 34. Масла для дизельных установок

Масла, используемые в судовых двигателях, в зависимости от их назначения подразделяются на циркуляционные и цилиндровые.

**Циркуляционные масла.** Основные функции масла, используемого в циркуляционной системе крейцкопфных дизелей, состоят в смазке подшипников, и в отдельных конструкциях двигателей — в охлаждении поршней. Отсюда вытекают и требования, предъявляемые к его качеству.

Масло должно: создавать прочную устойчивую пленку достаточной толщины для предотвращения непосредственного соприкосновения вращающихся и скользящих деталей и эффективно отводить тепло от поверхностей трения (подшипников);

отводить тепло от поршня, не вызывая образования и скопления углеродистых отложений в полостях охлаждения;

обеспечивать защиту деталей дизеля от коррозии, вызываемой водой, органической и минеральной кислотами (органические кислоты являются продуктами окисления самого масла, а минеральные кислоты образуются в цилиндрах при сгорании сернистых топлив и могут проникать в картер через сальники уплотнения штоков поршней);

не давать отложений в картере, на деталях движения;

обладать хорошей способностью к водоотделению, не образовывать с водой стойких эмульсий.

Перечисленным требованиям удовлетворяют нафтино-парафиновые масла с индексом вязкости ИВ = 75 ÷ 85, вязкость которых лежит в пределах 10—12 сСт при 100°C, что соответствует по зарубежной классификации классу SAE30. Вязкость масла является одной из его важнейших характеристик, так как от нее зависит его несущая способность. С увеличением вязкости толщина масляной пленки между трущимися поверхностями растет. Но нужно также иметь в виду, что одновременно ухудшается прокачиваемость масла через зазоры в подшипниках, а это ухудшает теплоотвод. Более вязкие масла обладают также большей склонностью к образованию отложений. Для того чтобы избежать нежелательных последствий увеличения вязкости масла, его несущую способность повышают путем улучшения его «маслянистости», под которой понимается способность масла на твердой поверхности обеспечивать минимальный коэффициент трения и предотвращать не-

посредственный контакт твердых тел и тем самым их износ и заданье.

Склонность к образованию отложений в виде лака, смол и углеродных соединений зависит от стойкости масла к окислению и его термической стабильности. Первое свойство усиливается путем введения в масло противоокислительных присадок, а термическая стабильность обеспечивается подбором базового масла с молекулярной структурой, наименее склонной к термическому распаду.

Антикоррозионные свойства масла обеспечиваются введением в него щелочных присадок, нейтрализующих органические и неорганические кислоты.

Ряд присадок оказывают на металл пассивирующее действие, покрывая его защитной пленкой, предотвращающей непосредственный контакт металла с коррозионной средой. Щелочные присадки многофункциональны, и, в частности, что наиболее важно для циркуляционных масел, они придают маслам детергентно-диспергирующие свойства. Сущность их действия заключается в том, что образующиеся в масле в результате его окисления, полимеризации и уплотнения смолы, асфальтены и др. удерживаются в мелкодисперсном состоянии, лишаются способности коагулировать, выпадать в осадок или прилипать к металлическим поверхностям двигателя. Обусловливается это тем, что при образовании продуктов уплотнения они сразу же обволакиваются тонкой пленкой присадки, как бы помещаются в своеобразный мешочек и благодаря этому теряют свою липкость, способность к объединению и укрупнению.

В циркуляционных системах судовых крейцкопфных дизелей рекомендуются к применению следующие сорта масел (табл. 10):

Таблица 10

Физико-химические показатели циркуляционных масел

Наименование масла (ГОСТ)	Вязкость при 100°С, сСт	Индекс вязкости (не менее)	Плотность при 15°С, г/см <sup>3</sup>	Температура, °С		Щелочное число, мг КОН/г масла (не менее)
				использования (не ниже)	застывания (не выше)	
Д-11 (ГОСТ 5304—54)	10,5—12,5	—	—	200	—18	—
ДС-11 (ГОСТ 8581—63)	11±0,5	83	—	200	—15	—
М10 В <sub>2</sub>	11±1,0	83	—	200	—15	3,5
Шелл-Ард жинна	65 при 50°С	—	0,900	250	—24	—
Ойл-30						
Мобил Д. Т. Е.	11	50	0,928	218	—21	30
Ойл № 3	64,1 при 50°С	—	0,880	246	—29	6,2
Мобилгард 300						
Кастрол DR/МО	11,6	95	0,884	232	—15	2

при водяном охлаждении поршней — минеральные масла без присадок — дизельное Д-11 (ГОСТ 5304—54);

при масляном охлаждении поршней — дизельное ДС-11 (ГОСТ 8581—63), содержащее 5% присадки ВНИИП-360 или 4,5% присадки МНИ-ИП-22К;

моторное М10В<sub>2</sub>, изготовленное на основе масла ДС-11 с композицией присадок.

К числу лучших зарубежных масел относятся масла Кастрол-DR/МО, Мобил-Д. Т. Е. ойл. № 3, Мобилгард-300, ВРЭнегрол ОН 175, Шелл-Тальпа, Шелл-Талона и др.

Уровень щелочности перечисленных сортов циркуляционных масел, характеризующий содержание в них композиции присадок, не превышает 6 мг КОН/г масла.

В циркуляционных системах тронковых дизелей смазочное масло не только выполняет функции смазки подшипников и возможного охлаждения поршней, но и призвано осуществлять смазку цилиндров. Поэтому к этим маслам, помимо ранее перечисленных, предъявляются еще требования, вытекающие из условий работы масла при высоких температурах зеркала цилиндра и зоны поршневых колец под воздействием агрессивных соединений — минеральных кислот, образующихся в цилиндрах при сгорании сернистых топлив.

Масло тронковых дизелей также интенсивно загрязняется сажей и прочими углеродистыми веществами, образующимися при крекинге или при неполном сгорании топлива.

Отсюда следует, что масла, предназначенные для тронковых дизелей, должны обладать:

более высокими стойкостью против окисления и термической стабильностью;

высокими детергентно-диспергирующими свойствами;

способностью нейтрализации крепких (минеральных) кислот не только в основном объеме масла, но также на стенках цилиндров и в зоне поршневых колец.

Рекомендуемые сорта масел для тронковых дизелей. Вязкость масел принимается равной 10—12 сСт при 100°С (класс SAE30). При высоких температурах масла в системе, особенно в условиях тропического плавания, предпочтительнее следует отдать маслам с вязкостью 12—14 сСт (класс SAE 40).

Выбор уровня щелочности масел определяется требованиями к их нейтрализующей способности и зависит от содержания серы в используемом топливе.

Для топлив с S < 1% рекомендуется масло М10В<sub>2</sub> (щелочное число не менее 3,5 мг КОН/г масла). При более высоком содержании серы следует применять масла с уровнем щелочности 22 — 34 мг КОН/г масла. К их числу относится масло М10ДЦЛ (опытное), Шелл-Арджина 30, Мобилгард-324 (или 424) и др.

Рекомендуемые сорта масел для турбокомпрессоров. Для смазки турбокомпрессоров применяют турбинные масла марок 22Л и 30УТ (ГОСТ 32—53), изготавливаемые



Физико-химические показатели цилиндрических масел

Наименование масла (ГОСТ)	Вязкость при 100°С, сСт	Индекс вязкости	Плотность при 15°С, г/см <sup>3</sup>	Температура, °С		Щелочное число, мг КОН/г масла
				вспышки	застыва- ния	
M16E-30 (ТУ38-1-01-53-70)	15—17	85	—	190	—12	30
M16E-60 (ТУ38-1-01-53-70)	15—17	85	—	190	—12	60
Шелл-Алексия						
Ойл-40 . . . . .	13,1	—	0,949	238	—21	70
Мобилгард 570 .	123 при 50°С	—	0,944	253	—10	70

мые из дистиллятов легких масляных нефтей; вязкость их при 50°С составляет 22 и 30 сСт соответственно, кислотное число не превышает 0,02 мг КОН на 1 г масла. Эти масла характеризуются низкой зольностью и высокой деэмульгирующей способностью.

**Цилиндрические масла** предназначены для смазки узла цилиндр—поршень в крейцкопфных дизелях.

В их функции входят:

смазывать и охлаждать поверхности трения зеркала цилиндра, поршня и поршневых колец, препятствуя непосредственному контакту металлических поверхностей и возникновению перегретых участков;

перекрывать зазоры между сопрягающимися поверхностями, способствуя тем самым повышению уплотняющего действия колец;

защищать металл цилиндра и колец от коррозии, нейтрализуя оседающие на них агрессивные соединения, которые образуются при сгорании сернистых топлив;

поддерживать в чистоте поверхности трения и смежные элементы конструкции деталей ЦПГ, растворяя, диспергируя и удаляя твердые продукты крекинга и окислительной полимеризации, составляющие основу нагара.

Цилиндрические масла, в отличие от циркуляционных, должны обладать особенно высокой термической стабильностью и хорошей смазывающей способностью. Масла должны противостоять высоким тепловым нагрузкам и давлению поршневых колец, удерживаясь на смазываемых поверхностях цилиндра и колец тонкой пленкой для обеспечения жидкостного или, по крайней мере, граничного трения между ними.

Наряду с высокой несущей способностью масло должно также хорошо растекаться по смазываемой поверхности цилиндра.

Современные цилиндрические масла имеют вязкость 16 сСт при 100°С. Этот уровень вязкости выбран для создания лучшего сочетания между несущей способностью масла, прочностью масляной пленки в сопряжении поршневое кольцо—зеркало цилиндра и скоростью растекания масла по смазываемым поверхностям. Следует также иметь в виду, что высокая вязкость, повышающая несущую способность масла, нежелательна ввиду усиления склонности такого масла к образованию отложений в выпускных окнах и в подпоршневом пространстве.

В свою очередь, низкая вязкость, являющаяся следствием наличия в масле легких погоннов, обуславливает его высокую летучесть, а это приводит к интенсивному испарению масла с поверхности цилиндра, уменьшению толщины масляной пленки и ее исчезновению. Моторные свойства масел в значительной степени зависят от их молекулярной структуры и композиции используемых присадок. Этим в известной мере объясняются различные результаты, получаемые при эксплуатации двигателей одной марки на маслах различных фирм, имеющих примерно одинаковые физиче-

ские показатели. Поэтому при выборе сорта цилиндрического масла следует прежде всего исходить из накопленного паромостроительного опыта эксплуатации аналогичных двигателей.

В общем случае выбор цилиндрического масла должен базироваться на уровне форсировки рабочего процесса двигателя и содержании в используемом топливе серы.

Современные цилиндрические масла по уровню щелочности делятся на два класса: среднещелочные—щелочность 30—40 мг КОН/г масла; высокощелочные—щелочность 60—70 мг КОН/г масла.

При содержании серы в топливе до 1,5—2,0% рекомендуется использовать среднещелочное масло M16E30, при большем содержании серы—масло M16E60 (табл. 11). Из зарубежных масел хорошо зарекомендовали себя масла Шелл-Алексия 40, Кастрол-Марин RM/DZ 65, Мобилгард-593 (и 570) и др.

Системы смазки предназначены для смазки трущихся поверхностей деталей дизеля, отвода тепла и нейтрализации кислот, выделяющихся при сгорании топлива. Современные судовые дизели оборудуются: системой цилиндрической смазки; системой циркуляционной смазки; системой смазки ГТН.

## § 35. Система цилиндрической смазки

Назначение системы—обеспечивать нагнетание требуемого количества масла на зеркало цилиндрической втулки.

Система состоит из одной или двух цистерн для хранения запаса цилиндрического масла, расходной цистерны, плунжерных насосов (лубликаторов), трубопроводов и штуцеров с невозвратными клапанами (рис. 123). Расходная цистерна устанавливается выше лубликаторов, и от нее масло самотеком подводится к лу-

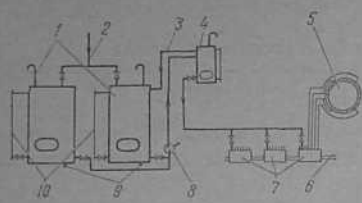


Рис. 123. Принципиальная схема цилиндрической смазки:

1 — цистерна цилиндрического масла; 2 — трубопровод приема масла с палубы; 3 — переключный трубопровод; 4 — расходная цистерна; 5 — втулка цилиндра; 6 — вал лубрикаторов; 7 — лубрикаторы; 8 — насос; 9 — спускные пробки; 10 — мерительные стекла.

брикаторам. В расходную цистерну масло подается насосом из цистерны запаса.

**Лубрикаторы.** Для подачи масла в цилиндры применяются плунжерные насосы (лубрикаторы). Насосы объединяются в блоки и монтируются в коробках, которые в процессе эксплуатации всегда заполнены маслом. Каждый насос предназначен для подачи масла в одну точку смазки. Лубрикаторы приводятся в действие различными типами передач от самого двигателя или от гидромотора, независимого от

двигателя (как например, в двигателях Фиат 750S и 900S). Путем изменения передаточного отношения (числа рабочих ходов) регулируют расход масла всего лубрикатора. Изменением величины активного хода отдельных плунжеров регулируют расход масла в каждую точку смазки.

Лубрикаторы имеют также приспособления для ручной прокачки, необходимой для подачи масла в рабочие цилиндры дизеля при подготовке его к работе и непосредственно после остановки. Как правило, прокачка осуществляется при проворачивании вала дизеля валоповоротным устройством. Лубрикаторы всегда прокачивают перед закрытием крышки цилиндра после профилактики или ремонта для того, чтобы убедиться, что через все точки смазки масло поступает на зеркало цилиндрической втулки.

Особенностью системы является отсутствие контрольно-измерительных приборов. Единственным параметром контроля работы лубрикатора является величина расхода масла. На судах с постоянной вахтой в машинном отделении (МО) этот контроль осуществляют, определяя расход масла по величине снижения уровня масла в резервуаре лубрикатора. На дизелях с автоматическим пополнением лубрикаторов и отсутствием постоянной вахты в МО контроль осуществляется в период дневных вахт как путем определения расхода за определенный промежуток времени, так и наблюдением за равномерностью распределения масла в каждую точку смазки.

По способу контроля за распределением масла в каждую точку смазки лубрикаторы делятся на три типа: по количеству капель масла, проходящих через смотровые стекла, установленные на нагнетательной стороне и заполненные жидкостью (глицерин, вода и т. п.);

по количеству капель масла, вытекающих из сигнальных капелек (лубрикаторы типа «Бош» на дизелях фирмы «Зульцер» и типа «Грюцнер» на дизелях фирмы МАН);

по высоте расположения шарика в конусной полости смотрового стекла (расходомер фирмы «Munts»).

Для цилиндрических масел с присадками, применяют, как правило, лубрикаторы второго и третьего типов, не имеющие в зоне контроля каких-либо жидкостей, которые могут влиять на качество масла со щелочными присадками. Из трех типов лубрикаторов предпочтительнее третий, позволяющий по положению шарика в расходомере определять не только равномерность распределения масла по точкам смазки, но и количество масла, поступающего в каждую точку смазки. На рис.

124 показан узел расходомера с шариком и приведены кривые зависимостей высоты подъема шарика  $h$  мм от удельного расхода  $g_m$  при различной температуре масла. Такие кривые прилагаются к каждой инструкции по использованию расходомеров фирмы «Munts».

Эксплуатация лубрикатора сводится к добавлению масла в лубрикатор и наблюдению за его работой. Профилактика лубрикатора заключается в ежемесячной очистке фильтрующей сетки и очистке коробки лубрикаторов от загустевших осадков масла.

**Штуцеры для смазки цилиндров.** Для того чтобы подавать масло на зеркало цилиндра в цилиндрические втулки, устанавливают масляные штуцеры. Применение наддува и использование тяжелого топлива на многих дизелях привело к изменению конструкций штуцеров подачи масла в цилиндры. До тех пор, пока применялись дизели без наддува и чистые минеральные масла, воздействие температуры не приводило к разложению масла. При повышении наддува повысились температуры втулок и газов и начала происходить нейтрализация щелочных присадок масла и отделение твердых частиц в выходном отверстии и, как следствие этого, нарушение режима смазки. Для снижения влияния термического воздействия на масло штуцеры стали располагать ближе к месту истечения масла в цилиндр, что уменьшило время нахождения масла в зоне высоких температур между штуцером и выходным отверстием в цилиндрической втулке. Для повышения надежности системы смазки фирма МАН отказалась от традиционного подвода масла через вертикальный канал во втулке и в современных дизелях типа KSZ перешла на конструкцию, у которой нахождение масла в зоне высоких температур сократилось до минимума, а невозвратный клапан расположен в непосредственной близости к выходному отверстию для масла.

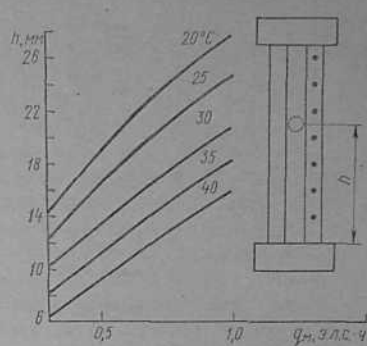


Рис. 124. Зависимость высоты подъема шарика расходомера  $h$  от удельного расхода масла  $g_m$  при различной температуре масла

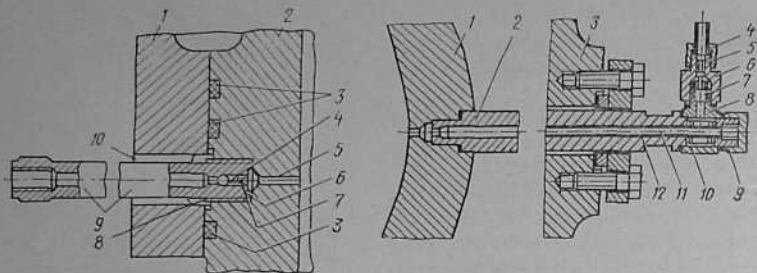


Рис. 125. Штуцер двигателя Бурмейстер и Вайн

Рис. 126. Масляный штуцер двигателя Зульцер RD

1 — втулка цилиндра; 2 — охлаждаемое пространство; 3 — блок цилиндра; 4 — накидная гайка; 5 — клапан; 6 — пружина клапана; 7 — корпус клапана; 8 — уплотнения; 9 — глухая гайка; 10 — переходная втулка; 11 — проставочный стержень; 12 — корпус

На рис. 125 показан штуцер дизелей «Бурмейстер и Вайн», у которых масло подается в цилиндр в нижней части втулки. Расположение штуцера в поясе уплотнения втулки 2 и блока 1 позволяет ограничиться только одним уплотнением — между торцами штуцера и выточки во втулке. Штуцер ввертывается во втулку на резьбе. Такое расположение штуцера сигнализирует о состоянии уплотнений. При пропуске прокладки 6 масло и газы будут выходить через кольцевой зазор 10, при нарушении плотности верхних уплотнений 3 через кольцевой зазор 10 будет вытекать вода, а при нарушении нижнего уплотнения 3 — выходить продувочный воздух.

В штуцере 8 установлен невозвратный клапан 4 с пружиной. Ограничитель пружины крепится к корпусу 9 штуцера стопором 7. Непосредственно к левому концу штуцера крепится маслопровод от лубрикатора. Штуцер, таким образом, имеет всего два уплотнения по торцам. Масло для смазки подается через отверстие 5. На дизелях Бурмейстер и Вайн больших размеров, несмотря на то, что штуцер проходит через полость охлаждения, в нем сохранен принцип предыдущей конструкции, что позволяет демонтировать штуцер без выпуска воды из системы охлаждения. Это достигается установкой штуцеров в специальные втулки, смонтированные между блоком и цилиндрической втулкой. В штуцерах дизелей Бурмейстер и Вайн пружины невозвратных клапанов закоксовываются меньше, чем в дизелях других фирм, так как штуцеры расположены в нижней части цилиндрической втулки (над продувочными окнами).

Нижнее расположение штуцеров начинает применяться и на высоконагруженных среднеоборотных дизелях (дизель МАН типа KV 45/56).

Там, где конструкция дизеля затрудняет расположение штуцера в нижней части цилиндрической втулки, начинают применять штуцеры с пружиной до невозвратного клапана, как например на двигателе «Доксфорд».

В дизелях Зульцер масло подается в цилиндр в верхней части втулки. Штуцер проходит через полость охлаждения (рис. 126). При нарушении плотности в прокладке между штуцером и втулкой вода из зарубашечного пространства будет поступать в цилиндр, а газы из цилиндра — в охлаждаемое пространство. При такой конструкции штуцера неплотности не могут быть обнаружены своевременно. Штуцер в месте выхода из блока имеет сальниковое уплотнение. Невозвратный клапан расположен не в самом штуцере, а в переходной втулке. Штуцер, кроме указанных выше двух уплотнений, имеет с левой стороны еще три уплотнительные прокладки.

Анализ конструкций штуцеров дизелей различных фирм показывает, что объем пространства между выходным отверстием и невозвратным клапаном больше всего на дизелях Зульцер. В штуцерах этих дизелей также больше всего мест уплотнений.

Штуцерами, обеспечивающими наиболее надежную работу системы смазки, можно считать штуцеры: а) расположенные в нижней части цилиндрической втулки; б) имеющие невозвратные клапаны в непосредственной близости к выходному отверстию и с пружинами со стороны масла; в) имеющие минимальное количество мест уплотнений; г) обеспечивающие возможность визуального контроля за неплотностями.

Больше всего этим требованиям удовлетворяют штуцеры дизелей Бурмейстер и Вайн. Техническое обслуживание штуцеров сводится к ежегодной профилактической переборке, проверке плотности невозвратных клапанов и жесткости пружин, замене уплотнительных прокладок.

**Распределение масла по зеркалу цилиндрических втулок.** Цилиндры современных дизелей с газотурбинным наддувом, работающие на тяжелом топливе, смазываются только маслами с присадками. В этих дизелях назначение масла — не только обеспечить жидкостное трение, но и быстро и равномерно распределить щелочную присадку по зеркалу цилиндрической втулки. Если распределение масла по зеркалу будет происходить медленно и неравномерно, то щелочная присадка прореагирует с кислотами до того, как масло распределится по всей поверхности и незащищенные участки втулки подвергнутся коррозионному износу в той же степени, как и при чистом масле без присадок. В современных дизелях, работающих на тяжелом топливе, особое внимание обращают на места расположения точек смазки, их количество и конструкцию распределительных канавок. Точки смазки размещаются как в верхней, так и в нижней частях втулок: в дизелях МАН и Зульцер — в верхней части, в дизелях Бурмейстер и Вайн, Гетевекен — в нижней части, а в дизелях Фиат — восемь точек в верхней части и две — в нижней. В последних моделях дизелей МАН типа K5Z также пре-

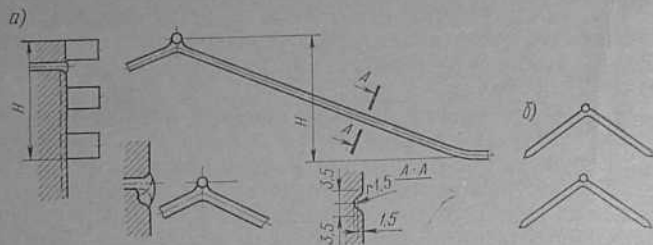


Рис. 127. Маслораспределительные канавки на зеркале цилиндрической втулки

дусмотрены две дополнительные точки смазки в нижней части втулки. Таким образом, единого конструктивного решения по высоте расположения точек смазки в настоящее время нет. Следует отметить, что для уменьшения теплового воздействия на цилиндрическое масло до его впрыскивания в цилиндр считается предпочтительным располагать точки смазки в нижней части втулок. При отсутствии распределительных канавок капля масла, вытекающая из точки смазки на зеркало цилиндра, будет подхватываться поршневым кольцом и перемещаться вверх (или вниз), не распределяясь в поперечном направлении по зеркалу втулки. Правильная геометрия канавок на зеркале втулки обеспечивает распределение масла в поперечном направлении.

В современных дизелях распространены в основном два типа распределительных канавок (рис. 127). По современным представлениям предпочтительнее канавки, представленные на рис. 127, а. Их непрерывность обеспечивает более равномерное поперечное распределение смазки, а перекрытие канавки одновременно двумя поршневыми кольцами помогает быстро распределить смазку; отверстие точки смазки расположено выше распределительных канавок, что также обеспечивает более равномерное поперечное распределение масла, так как большее количество масла вытекает из точки смазки в канавку, а не непосредственно на зеркало втулки. Разновидностями этих типов канавок служат соединенные и несоединенные канавки, расположенные с меньшим углом наклона. При моточистках следует восстанавливать геометрию смазочных отверстий и канавок.

**Характеристика цилиндрических систем смазки.** Характеристикой цилиндрической системы смазки называется зависимость расхода масла от частоты вращения  $n$  или нагрузки двигателя.

Для главных судовых дизелей, работающих на винт, расход масла пропорционален  $n$ . Так как мощность двигателя меняется по кубической параболе, то удельный расход масла обратно пропорционален квадрату частоты вращения:

$$g_m = G_m / N_e = kn / cn^3 = k' / n^2,$$

где  $k, c, k'$  — коэффициенты пропорциональности.

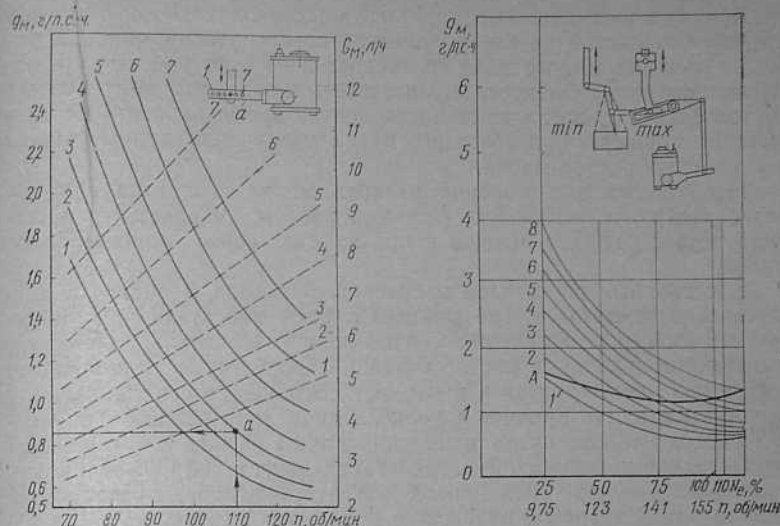


Рис. 128. Характеристика цилиндрической системы смазки малооборотного дизеля, работающего на винт

Рис. 129. Характеристика цилиндрической системы смазки с регулируемым приводом

На рис. 128 в качестве примера приведена характеристика цилиндрической системы смазки малооборотного дизеля, работающего на винт.

Кривые  $G_m = f_1(n)$ ,  $g_m = f(n)$  получены при соответствующих плечах приводного рычага  $a$ , определяющих угол его качания и производительность лубрикатора.

На рис. 128 зависимости  $g_m = f(n)$  обозначены сплошными линиями 1—7, а пунктирными —  $G_m = f_1(n)$ . Каждая линия по своему номеру соответствует номеру отверстия в рычаге  $a$ . При регулируемом приводе  $g_m$  увеличивается при снижении  $n$ . Так, если при соединении серьги с рычагом  $a$  через отверстие 3 (см. рис. 128) при  $n = 110$  об/мин,  $g_m = 0,85$  г/л.с.ч, то при  $n = 70$  об/мин  $g_m = 2,2$  г/л.с.ч. Минимум  $g_m$  при 70 об/мин при данной характеристике может быть обеспечен при соединении серьги с рычагом  $a$  через отверстие 1 и будет равен 1,7 г/л.с.ч.

Повышение удельного расхода масла на этих режимах не оправдывается условиями работы двигателя. Наоборот, при малых нагрузках из-за снижения температуры газа выгорание масла уменьшается и усиливается его отложение в окнах и продувочно-выпускных трактах.

При последующих увеличениях нагрузки масло коксуется, вызывая загорание окон и выпускных трактов двигателя.

Нормальный износ цилиндрических втулок, установленных на отечественных судах

Тип и марка дизеля	Износ, мм/1000 ч
Бурмейстер и Вайн, KEF . . . . .	0,06—0,10
Зульцер, RND и RD . . . . .	0,05—0,08
МАН, KSZ и KZ . . . . .	0,03—0,05

Для главных двигателей сухогрузных теплоходов и танкеров это обстоятельство не имеет существенного значения, так как работа в режиме малого хода составляет 2—3% от работы в режиме полного хода. Следует, однако, иметь в виду, что при особых обстоятельствах, когда приходится долгое время работать на сниженных мощностях, необходимо путем увеличения длины рычага  $a$  уменьшать расход масла.

Необходимость изменения расхода масла возникает при обкатке двигателя, изменении режимов работы, технического состояния деталей ЦПГ, а иногда и при замене сорта цилиндрического масла.

Для главных двигателей траулеров, буксиров, а иногда и пассажирских теплоходов, где режимы работы двигателя при пониженной частоте вращения занимают значительное время, повышенные удельные расходы масла способствуют усиленному загоранию окон, трактов и вызывают сокращение сроков между моточистками. По причине широкого диапазона режимов изменение расхода только путем изменения длины рычага  $a$  становится неудобным и недостаточным. Для таких двигателей целесообразно применять регулируемый привод для лубрикаторов, позволяющий изменять передаточное отношение привода в зависимости от нагрузки двигателей (положения топливной рукоятки или рейки топливных насосов).

Характеристика цилиндрической системы смазки с регулируемым приводом лубрикаторов приведена на рис. 129. При перестановке топливной рукоятки на посту управления с номинальной подачи на малую и снижении мощности и частоты вращения обеспечивается изменение  $g_m$  по кривой А.

Для главных судовых дизелей в установках с электродвижением, а также работающих на ВРШ и вспомогательных, работающих по нагрузочной характеристике, установка регулируемого привода обязательна.

При  $n = \text{const}$  и нерегулируемом приводе лубрикаторов удельный расход масла изменяется по гиперболическому закону:

$$g_m = G_m / k p_e = \text{const.}$$

Введение регулируемого привода позволяет существенно улучшить условия смазки и уменьшить расход масла. Для удобства обслуживания предусматривается автоматическое изменение передаточного числа привода от регулятора двигателя.

**Удельный расход масла.** Проблема минимальных эксплуатационных расходов, обусловливаемых режимом смазки цилиндров и определяемых с учетом суммарных расходов на цилиндрическое масло, на ремонты и моточистки и на замену деталей ЦПГ, относится к области перспективных и может быть решена в конкретных условиях эксплуатации дизелей только путем накопления достаточного количества опытных данных. При отсутствии таких дан-

ных оптимальным удельным расходом цилиндрического масла считается такой расход, при котором обеспечивается минимальный износ деталей ЦПГ судовых малооборотных дизелей (табл. 12).

При прочих равных условиях  $g_m$  определяется конструктивными особенностями и параметрами дизеля, а также применяемыми сортами топлива и масла.

В последние годы вопросу  $g_m$  при различных сортах используемых топлив и масел уделяется много внимания. Службы судового хозяйства (ССХ) парокорпусов накопили достаточный опытный материал по величине  $g_m$  дизелей Бурмейстер и Вайн, Зульцер, МАН и другим при их работе на различных сортах топлив и масел. При эксплуатации конкретного дизеля всегда следует руководствоваться указаниями ССХ парокорпусов по величинам  $g_m$  для различных топлив и масел.

Величины  $g_m$  (г/л.с.ч) для современных дизелей с наддувом: дизели с прямооточной продувкой 0,3—0,5, дизели с контурной продувкой 0,4—0,7.

При работе на тяжелом топливе и на маслах со щелочными присадками следует периодически проверять достаточность  $g_m$  по содержанию в отработавшем масле щелочной присадки. Если ее меньше 5—10 мг КОН/г масла, то это свидетельствует о недостаточном количестве масла. Анализ отработавшего цилиндрического масла не всегда можно провести в судовых условиях, поэтому недостаточность или избыток  $g_m$  следует определять при дефектации деталей ЦПГ не только в период моточистки, но и регулярно: путем осмотра зеркала цилиндрической втулки, головки поршня и колец через продувочные и выхлопные окна. Первым признаком недостатка масла является появление темных полос между точками смазки на зеркале цилиндрической втулки. В последующем темные полосы превращаются в зоны нагара и расширяются при дальнейшей эксплуатации дизеля с недостаточным количеством цилиндрического масла, что может привести к интенсивным износам и задиркам. При этом на поршневых кольцах и на зеркале втулки появляются следы (в виде вертикальных полос) от микросхватывания металла, по внешнему виду похожие на царапины от абразивного износа, но на ощупь эти поверхности совершенно гладкие. Чтобы убедиться, что природа полос — микросхватывание, а не абразив-

ный износ, следует проверить твердость пораженных зон напильником. При микросхватывании поверхностный слой значительно тверже, чем обычная поверхность втулки или кольца. Анализируя состояние зеркала цилиндрической втулки, необходимо обращать внимание на характер нагарообразования на головке поршня и в выхлопных окнах, на подвижность и состояние поверхностей и замков поршневых колец. Это необходимо делать, так как дефекты втулок и колец могут иметь место от некачественного смешения, загорания, загорания колец в канавках, неправильной центровки и т. д. Как правило, от этих причин дефекты в различных втулках разные, а от недостатка масла — идентичные во всех втулках дизеля.

В период обкатки двигателя расход цилиндрического масла за первую тысячу часов работы увеличивается и по мере приработки поршневых колец и втулок снижается до нормального.

**Режим подачи масла.** Кроме расхода масла, большое значение для смазки цилиндрических втулок имеет режим подачи смазки, а именно, начало, периодичность и продолжительность подачи масла. Вопрос режима подачи масла выходит за рамки учебного пособия и рассматривается в специальной литературе [2].

## § 36. Циркуляционная система смазки

Принципиальная схема циркуляционной смазки показана на рис. 130. Основные элементы системы: танки циркуляционного масла и запасные цистерны, масляные насосы, фильтры, маслоохладители и сепараторы масла.

Давление масла в циркуляционной системе для каждого типа дизеля указывается в заводской инструкции по эксплуатации и, как правило, составляет для смазки элементов движения 1,2—2 кгс/см<sup>2</sup>, для охлаждения головок поршней 2—4 кгс/см<sup>2</sup>.

Величины температур также устанавливаются инструкцией и обычно равны на входе в дизель 35—40°C, на выходе из головок поршней 40—45°C. В системе циркуляционной смазки главных дизелей, как правило, предусматривается звуковая и световая сигнализация, срабатывающая при заданных значениях падения давления масла и повышения его температуры. Кроме того, часто предусматривается автоматическая защита, прекращающая подачу топлива в дизель в случае падения давления масла ниже допустимого значения. По Правилам Регистра СССР система циркуляционной смазки главного дизеля должна исключать смешивание различных сортов масла, а каждый вспомогательный дизель — иметь независимую систему смазки. Система циркуляционной смазки должна предусматривать перекачку чистого и отработанного масла, а также удаление отстоя.

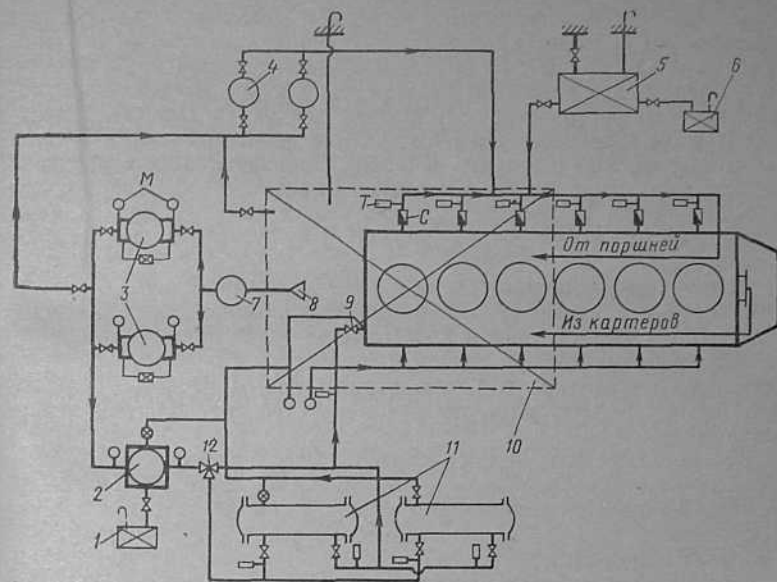


Рис. 130. Принципиальная схема системы циркуляционной смазки:

1 — сливной танк; 2 — самоочищающийся фильтр тонкой очистки; 3 — масляные насосы; 4 — сепараторы масла; 5 — цистерна запасного масла; 6 — цистерна для ручного разбора масла; 7 — приемный масляный фильтр грубой очистки; 8 — приемная фильтрующая сетка; 9 — редукционный клапан подачи масла на смазку подшипников; 10 — танк циркуляционного масла; 11 — маслоохладители; 12 — автоматический регулирующий клапан; М — манометры; Т — термометры; С — смотровые стекла

Система характеризуется следующими показателями.

Кратность циркуляции масла  $Z = Q/V = 5-10$  1/ч.

Удельная емкость  $q_v = V/N_e$  при охлаждении поршней маслом составляет 4,5—6,0 л/л.с., при охлаждении водой 1,5—2 л/л.с.

Удельный маслосток  $q = Q/N_e = zq_v$  при охлаждении поршней маслом колеблется от 20 до 35 л/л.с.ч, при охлаждении водой — от 7 до 12 л/л.с.ч.

Показатели системы оказывают большое влияние на интенсивность старения масла, сроки его замены, продолжительность и периодичность очисток и на износы деталей дизеля. Оптимальная кратность циркуляции, обеспечивающая максимальную долговечность масла, составляет при водяном охлаждении поршней не более 10 1/ч, при охлаждении поршней маслом от общей циркуляционной системы и наддуве дизеля до 40% — 7 1/ч, а при наддуве больше 40% — 5 1/ч.

Практика эксплуатации показывает, что уменьшение кратности циркуляции в 2 раза увеличивает срок старения масла в 3—4

раза. Следует отметить, что в дизелях с высоким наддувом при значительно больших нагрузках на подшипники и более высоких температурах поршней, охлаждаемых маслом, танки циркуляционного масла — это не только емкости для масла. В танке циркуляционного масла происходит отделение воздуха и газов, захваченных маслом в процессе его прохождения через дизель, а также части загрязнений и твердых веществ, образующихся в процессе работы и старения масла. Чем меньше кратность циркуляции, тем больше время нахождения масла в состоянии покоя в танке (после прохождения через дизель) и лучше отделение воздуха и газов.

**Танки циркуляционного масла.** На современном судне с одним дизелем с прямой передачей на винт обычно два танка, расположенных в междудонном пространстве судна под дизелем. Кроме этих рабочих танков, предусматривается запасная цистерна емкостью, достаточной для заполнения системы маслом до рабочего состояния. Эту цистерну рекомендуется располагать выше двойного дна.

Каждый танк циркуляционного масла оборудуется: приемным трубопроводом к масляному насосу с грубой сеткой на приемном конце и сливным трубопроводом от дизеля. Приемный патрубок располагается в кормовой части танка, сливной — в носовой или средней;

воздушной и мерительной трубами. Мерительная труба (или датчик указателя уровня масла) чаще располагается в кормовой части танка, а воздушная — в носовой, но не рядом со сливным патрубком;

приемными и сливными трубопроводами для сепараторов масла;

паропроводом со змеевиком вокруг приемного патрубка для подогрева масла в танке.

В эксплуатации необходимо следить за исправностью взрывобезопасных сеток воздушных труб. Колпаки воздушных труб (если конструкция труб предусматривает колпаки) должны быть открыты. Особое внимание следует обращать на уровень масла в танке. По снижению уровня масла в танке обнаруживают утечки масла через неплотности в охладителях и трубопроводах, по увеличению уровня в период подогрева масла судят о неплотности паропровода.

Следует также знать минимальное количество масла в танке, при котором обеспечиваются нормальная работа насоса (без подсоса воздуха), и углы крена и дифферента, при которых приемный патрубок будет оголяться (при данном количестве масла). Если в штормовых условиях крен или дифферент будет подходить к определенным пределам, нужно добавить масла в танк.

Для лучшего отделения воздуха и загрязнений трубы слива масла из дизеля в танк и на всасывание насосами располагают в разных концах танка, танки делают с поперечными перегородками (каскадного типа). Сливные трубы из картера дизеля по Прави-

лам Регистра СССР должны быть доведены до днища танка с минимальным зазором, обеспечивающим беспрепятственный слив масла. Для уменьшения площади контакта масла с воздухом танки выполняют по возможности высокими, а для увеличения числа каскадов — узкими и длинными. Для увеличения высоты танков их иногда располагают не под дизелем, а с обеих сторон его — параллельно продольной оси дизеля.

Периодически (не реже раза в год) танки циркуляционного масла нужно осматривать и при необходимости очищать от загустевших осадков масла и грязи, а приемную сетку — снять, очистить и обдуть сжатым воздухом.

Известно, что циркуляционное масло в крейскопфных дизелях пригодно для работы в течение более 20 тыс. ч при правильной эксплуатации. Не рекомендуется, однако, работать на масле одного танка до его замены, сохраняя масло в другом танке чистым.

Не реже, чем один раз в три месяца следует переходить с одного танка на другой, чтобы всегда быть уверенным, что оба танка и элементы системы (трубопроводы, арматура) находятся в исправном состоянии. Следует, однако, отметить, что даже при самой оптимальной конструкции танка и его эксплуатации основным методом очистки масла от загрязнения, снижения кислотности и удаления воды является сепарирование циркуляционного масла.

**Сепарирование масла.** Конструкция сепараторов центробежного типа и их эксплуатация подробно описываются в инструкциях и в специальной литературе [29].

ПТЭ судовых дизелей предусматривает постоянное сепарирование масла во время работы дизеля. Это требование должно неукоснительно соблюдаться, и особенно при эксплуатации системы циркуляционной смазки дизелей с наддувом.

Сохранению моторных свойств циркуляционных масел и продлению срока службы способствует их сепарирование. Сепарацию масел, не содержащих детергентных присадок, рекомендуется производить на режиме пурификации с периодической промывкой 3—5% воды, нагретой до температуры, на 5° превышающей температуру масла.

Сепарацию всех масел с присадками рекомендуется не производить в первые 500 ч их работы. В дальнейшем сепарация осуществляется на режиме кларификации. При наличии в масле воды, что устанавливается лабораторным анализом, сепарацию следует производить на режиме пурификации, но без промывки водой во избежание потери водорастворимых присадок. При этом просепарированное масло следует направить в лабораторию для проверки на содержание присадок, так как попадание в масло воды и последующая его сепарация могли привести к удалению присадок из масла вместе с отделяемой водой.

Цель сепарации состоит в сведении к минимуму количества загрязняющих примесей, содержащихся в объеме циркулирующего в системе масла. Поэтому при выборе производительности сепара-

тора необходимо исходить не только из достигаемой при этом степени очистки масла, но и из того, какая часть масла успевает пройти через сепаратор в единицу времени.

Опытным путем установлено, что оптимальной очистки можно достичь при пропускной способности сепаратора, составляющей ориентировочно  $\frac{1}{3}$  его максимальной паспортной производительности.

При этом подбор паспортной производительности и числа работающих сепараторов должен осуществляться таким образом, чтобы вся масса заключенного в системе масла очищалась 1,5—2,5 раза за 24 ч.

При сепарировании детергентных масел оптимальная производительность должна быть еще меньше, так как загрязняющие примеси находятся в диспергированном виде и их отделение требует большего времени пребывания масла в сепараторе. Обычно при байпасной очистке оптимальная пропускная способность в этом случае составляет около  $\frac{1}{5}$  максимальной производительности. Подогрев масла во всех случаях должен выбираться таким, чтобы вязкость перед сепаратором не превышала  $5^\circ\text{E}$  или  $37\text{ сСт}$ . При сепарировании масла должны быть предусмотрены меры, исключающие возможность смешивания масел главного и вспомогательных дизелей.

**Масляные фильтры.** При всех положительных сторонах сепарирования масла имеет тот недостаток, что через сепаратор проходит только часть масла. Для постоянной фильтрации всего масла, засасываемого насосом и поступающего в дизель, в системах циркуляционной смазки предусматривают фильтры. На приемной стороне насоса устанавливают сетчатый фильтр грубой очистки и сетчатый или щелевой фильтры тонкой очистки — на нагнетательной стороне. Фильтры на приемной стороне обычно односетчатые, с отверстиями в сетке 2—4 мм. Фильтры на нагнетательной стороне многосетчатые, с отверстиями в сетке 0,2—0,3 мм, или щелевые. Пропускная способность каждого масляного фильтра должна на 10% превышать производительность масляного насоса.

Практика показывает, что фильтры грубой очистки можно очищать в 2—3 раза реже, чем фильтры тонкой очистки.

Очистка приемного фильтра производится при увеличении разрежения на всасывании на 0,03—0,05 кгс/см<sup>2</sup> от нормального. Периодичность очистки зависит от чистоты масла, танков и картера двигателя.

Очистка нагнетательного фильтра производится при увеличении перепада давления в фильтре до 0,1—0,5 кгс/см<sup>2</sup>. Следует перед первой очисткой зафиксировать перепад давления и по степени загрязненности фильтра определить величину перепада давления, свидетельствующего о необходимости очистки фильтра в данной системе.

Не рекомендуется работать при повышенном перепаде давления, так как это понижает эффективность действия фильтров, ве-

дет к дополнительной нагрузке на сетку и преждевременному выходу ее из строя.

При работе фильтров раз в сутки удаляют воздух через краны в верхней части корпуса фильтра. При пуске масляного насоса краны для удаления воздуха на фильтрах должны быть открыты. Щелевые фильтры очищают вращением элементов относительно скребка. Вращение осуществляется через передачу электродвигателем или, на малогабаритных фильтрах, от руки. Периодически (по перепаду давлений) следует вскрывать щелевой фильтр, разбирать фильтрующий элемент и очищать его и корпус фильтра. На нагнетательной стороне маслопровода до маслоохладителя обычно устанавливают параллельно два фильтра. Очистку их производят поочередно во время работы системы.

В современных установках все большее распространение находят самоочищающиеся фильтры (рис. 131). В этом случае система может быть оборудована одним фильтром.

Очистка фильтра производится следующим образом. Сжатый воздух подводится к фильтру через отверстие 4, поступает в полость 5 и через отверстия 6 в корпусе фильтра продувает сетку 9. С момента открытия воздуха рукоятка 7 поворачивается от руки на пять оборотов. Этим обеспечивается поворот сетки на один оборот посредством зубчатой пары 8. Загрязнения, сдуваемые с сетки, поступают в камеру 3 и через отверстие 2 по трубопроводу в шламовую коробку. Воздух, пройдя сетку, по каналам в корпусе фильтра и трубке удаляется через отверстие 1. После очистки фильтра невозвратный клапан на трубопроводе к отверстию 4 закрывается. Очистка фильтра производится при перепаде давления около 0,5 кгс/см<sup>2</sup>. До и после фильтра устанавливают манометры.

**Масляные насосы.** Современные дизельные установки с одним дизелем оборудуют двумя масляными насосами — основным и резервным.

Масляные насосы обычно выбирают винтового типа; они просты по конструкции, надежны в работе и, кроме профилактических осмотров, редко требуют ремонта.

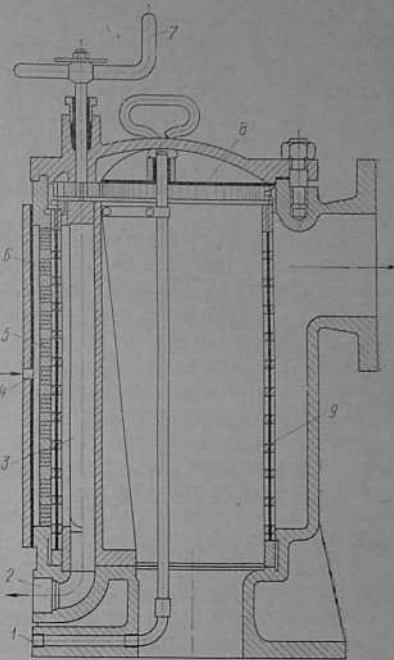


Рис. 131. Самоочищающийся фильтр



Как правило, масляные насосы оборудуют перепускными клапанами. Если конструкция насоса не предусматривает такого клапана, то установка перепускного клапана должна предусматриваться на нагнетательном трубопроводе и клапан должен иметь устройство для регулирования давления перепуска.

В практике эксплуатации принято работать обоими насосами поочередно. Для удобства профилактических осмотров между количеством часов работы насосов сохраняется разница в 500—1000 ч.

При нормальной работе насосов разрежение на всасывании колеблется в пределах 200—250 мм рт. ст. При холодном масле оно может достигать 300—400 мм рт. ст. Если при работе насоса разрежение уменьшается, необходимо установить место подсоса воздуха и устранить неисправность. Увеличение разрежения свидетельствует о засорении приемной сетки в танке или фильтра грубой очистки на всасывающей магистрали насоса.

В процессе эксплуатации необходимо проводить частичный или полный профилактический осмотр винтовых насосов. При частичной профилактике осматривают резиновые втулки соединительной муфты, сальниковое уплотнение, перепускной клапан, крепление насоса. При полной профилактической переборке осматривают рабочие винты и подшипники.

Простота конструкции насоса и малые износы позволяют даже при полной профилактической переборке не разбирать винтовую группу, ограничиваясь ее осмотром на месте. Можно рекомендовать разбирать винтовую группу насоса только при твердой уверенности в необходимости замены упорных колец или втулок подшипников.

При разборке следует накернить торцы ведомых винтов и втулки для того, чтобы при сборке сопряжения винтовых поверхностей остались прежними. Это гарантирует минимальный износ при дальнейшей эксплуатации.

Частичную профилактическую переборку насоса рекомендуется производить через 5000 ч, а в последующем — через каждые 10 тыс. ч. работы.

Прежде чем пустить насос после профилактической переборки, необходимо убедиться в том, что в трубопроводах нет загрязнений и посторонних предметов. Непосредственно перед пуском насос заполняют маслом во избежание возникновения сухого трения винтов. Затем открывают всасывающий, нагнетательный клапаны и производят пробный пуск при установленном на полное открытие перепускном клапане.

Если насос вращается нормально, о чем свидетельствуют нагрузка мотора, частота вращения насоса и характер шума, то перепускной клапан регулируют на давление в системе, равное 0,5—1,0 кгс/см<sup>2</sup>. Через 20—30 мин насос переводят на нормальную работу.

Рекомендуется производить пробный пуск насоса при температуре масла не ниже 20°C. Необходимо иметь в виду, что при проб-

ном пуске и нормальной эксплуатации перепускной клапан может быть установлен на полное открытие только на 4—5 мин, так как в насосе, работающем «на себя», масло быстро нагревается.

Не рекомендуется сразу останавливать насос, работающий на номинальном режиме. Следует сначала снизить давление в системе до 0,5—1 кгс/см<sup>2</sup> перепускным клапаном и только после этого выключить электродвигатель и закрыть сначала нагнетательный, а затем и всасывающий клапаны. В противном случае масло будет продолжать нагнетаться вращающимся по инерции насосом и в его корпусе может образоваться воздушная подушка.

В судовых дизельных установках масляные насосы пускают при подготовке дизеля к работе и масло прокачивается через дизель до его пуска. При низкой температуре забортной воды масло в танке подогревают. После остановки дизеля масляные насосы продолжают работать до тех пор, пока (при масляном охлаждении поршней) температура масла на выходе из поршней не станет равной температуре масла, входящего в дизель. При водяном охлаждении поршней масляные насосы могут быть остановлены через 5—10 мин после остановки дизеля. На вспомогательных дизелях, имеющих навешенные масляные насосы, должны быть предусмотрены насосы для прокачки дизеля маслом перед его пуском.

**Маслоохладители.** В установках с одним дизелем мощностью больше 2,5—4 тыс. л. с. обычно предусматривается два маслоохладителя, которые устанавливаются после масляного фильтра тонкой очистки. Каждый маслоохладитель должен обеспечивать отвод тепла при нагрузке дизеля не меньше 60% номинальной (при температуре забортной воды 30°C). В установках мощностью до 3,5—4 тыс. л. с. часто устанавливают один маслоохладитель, который должен обеспечивать отвод тепла при нагрузке 110% номинальной (при температуре забортной воды 30°C). Трубочатые и пластинчатые маслоохладители по своей конструкции не отличаются от водо-водяных охладителей.

При работе на одном охладителе клапаны на маслопроводе у неработающего охладителя должны быть закрыты, а краник для удаления воздуха открыт, чтобы маслоохладитель не был под давлением.

Рекомендуется не реже одного раза в сутки удалять воздух из масляной полости работающего охладителя через краны в его верхней части. Должен предусматриваться контроль за температурой масла на выходе из маслоохладителя и входе в него, а манометр, показывающий давление масла после маслоохладителя, выносится на пост управления.

Плотность масляной полости охладителя при работе двигателя контролируют, наблюдая за количеством циркуляционного масла в танках. Так как давление циркуляционного масла всегда больше, чем забортной воды, то при нарушении плотности охладителя масло будет уходить в забортную воду. Однако при обычном контроле за уровнем масла в рабочем танке утечка масла мо-

жет быть обнаружена после значительной потери масла. По этой причине на многих судах установлен маслоуказатель с прозрачным корпусом, соединенный с трубопроводом забортной воды на выходе из маслоохладителя.

В случае обнаружения масла в указателе следует перейти на второй охладитель и устранить неплотность в первом.

Масляную полость охладителя в современных установках очищают при помощи трихлорэтилена ( $C_2HCl_3$ ) в строгом соответствии с инструкцией. Так как трихлорэтилен токсичен, то при работе с ним следует принимать все меры предосторожности.

**Браковочные показатели для смены циркуляционного масла.** Как уже отмечалось, в малооборотных дизелях качественное циркуляционное масло при правильной эксплуатации может служить до 20 тыс. ч, а в среднеоборотных дизелях с лубрикативной смазкой цилиндров — до 10 тыс. ч.

Нельзя говорить о предельном сроке службы масла в дизелях со смазкой цилиндров разбрызгиванием, так как расход масла в таких дизелях достигает 1 г/л.с.·ч и масло систематически добавляется по мере его расхода.

Независимо от предполагаемых сроков службы масла согласно «Инструкции по браковочным показателям для смены циркуляционных масел в СДУ» для контроля за изменением свойств циркуляционных масел в процессе эксплуатации дизеля отбор проб масел из масляных систем производится на судах в установленные сроки (табл. 13).

Таблица 13

Сроки отбора проб масел

Тип дизеля	Отбор проб для анализа (в часах работы дизеля)	
	на судах	теплотехнической лабораторией пароходства
Трнковый	Каждые 150	Каждые 500
Крейцкопфный	Каждые 500	Каждые 1500

Смену масла производят при достижении предельного значения одного из пяти браковочных показателей качества масла (табл. 14 — извлечение из вышеуказанной инструкции) и в случае невозможности его восстановления в судовых условиях.

Методика определения состояния и общего содержания механических примесей изложена в вышеприведенной инструкции. Остальные браковочные показатели в условиях судна определяются в судовой лаборатории СКЛАМТ-1.

Таблица 14

Браковочные показатели смены циркуляционных масел судовых дизелей

Браковочные показатели	Пределы допустимые значения		Методы определения		Примечание
	масла без присадок	масла со щелочными присадками	в теплотехнических лабораториях пароходства	в судовых условиях	
Водорастворимые кислоты	Р а к и я кислая	—	ГОСТ 6307—60	Судовая лаборатория СКЛАМТ-1	1
Нейтрализующая способность масла (щелочное число), мг КОН/г масла (не ниже)	—	Процентное содержание серы в используемом топливе	ГОСТ 11362—65	То же	1. Например, при работе двигателя на топливе с содержанием серы 0,5% щелочное число должно быть не ниже 0,5 мг КОН/г масла. 2. При использовании смеси топлива с различным содержанием серы щелочное число масла должно быть не ниже указанного значения наибольшего процентного содержания серы в топливе, входящем в состав смеси.
Механические смеси	Образование хлопьевидных скоплений — потеря диспергирующей способности масла	Метод микроскопии или метод масляного пятна	Метод микроскопии или метод масляного пятна	Метод масляного пятна	1. Под диспергирующей способностью понимается способность масла подерживать частицы механических примесей во взвешанном состоянии, препятствуя их укрупнению.

Браковочные показатели	Предельно допустимые значения		Методы определения		Примечание
	масла без присадок	масла со щелочными присадками	в термометрических лабораторных условиях	в судовых условиях	
Температура вспышки, °С (не ниже)	170		ГОСТ 4333—48	Судовая лаборатория СКЛАМТ-1	2. Общее содержание механических примесей в маслах с присадками не должно превышать 3%; в маслах без присадок — 1,0% (метод центрифугирования или метод масляного пятна. См. инструкцию по эксплуатации к судовой лаборатории СКЛАМТ-1)
Содержание воды, % (не выше)	0,5		ГОСТ 2477—65	То же	

### § 37. Системы смазки газотурбоагнетателей

В современных установках для смазки подшипников газотурбоагнетателей применяют три типа систем смазки: насосами, приводимыми в движение от вала турбоагнетателя; напорно-гравитационную от циркуляционной системы смазки; автономную гравитационную. Турбоагнетатели с подшипниками качения должны иметь автономную систему смазки.

Смазка подшипников насосами, приводимыми в движение от вала турбоагнетателя, применяется в турбинах фирмы «Броун-Бовери». Такая система является наиболее компактной из-за отсутствия охладителя (масло охлаждается пресной водой, циркулирующей через турбину), цистерн и трубопроводов. Очевидно, что насосы в такой системе должны обладать большой степенью надежности. Существенным недостатком системы является ее малая емкость.

В напорно-гравитационных системах смазка подшипников турбин при работающем масляном насосе осуществляется непосредственно от ответвлений циркуляционной системы, а при неработающем насосе — от напорной цистерны, через которую при работе насоса постоянно прокачивается масло.

При напорно-гравитационной смазке от циркуляционной системы дизеля для подшипников турбин может применяться только системное масло, что не всегда приемлемо из-за различных характеристик масла, требующихся для подшипников турбин и для дизеля. Недостатком этой системы является то, что при прокачке через дизель холодного масла или повышенном давлении масла в циркуляционной системе подшипниковые камеры турбин переполняются, и масло обильно вытекает через сигнальные отверстия. При общей системе смазки дизеля и турбоагнетателя должны устанавливаться фильтры тонкой очистки, конструкция которых должна допускать их очистку без прекращения циркуляции масла. После фильтра должен быть установлен манометр.

Для турбин, смазка подшипников которых осуществляется турбинным маслом, применяются автономные гравитационные системы, являющиеся наиболее распространенными. В таких системах предусматривается два насоса и гравитационная цистерна емкостью, достаточной для смазки турбоагнетателей в течение свободного выбега при внезапной остановке масляного насоса. Смазка (рис. 132) осуществляется следующим образом. Масло из сбор-

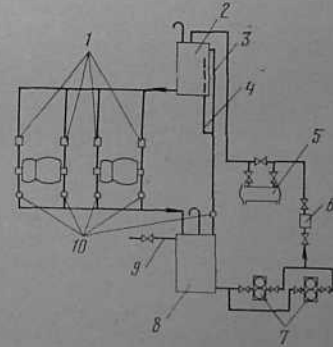


Рис. 132. Принципиальная схема системы смазки газотурбоагнетателей

ной цистерны 8 одним из насосов 7 нагнетается через фильтр 6 и охладитель 5 в напорную цистерну 2. Из напорной цистерны, устанавливаемой на 6—8 м выше турбин, масло по трубопроводу самотеком подается к подшипникам турбин через фильтры 1. От подшипников масло стекает в сборную цистерну. Трубопровод 3 служит для перелива излишков масла из напорной цистерны в сборную. Трубопровод 4 предназначен для монтажа датчика автоматической сигнализации о снижении уровня масла в напорной цистерне. Емкости цистерн подбираются таким образом, что при заполненной напорной цистерне уровень масла в сборной цистерне составляет 300—350 мм, а при пустой напорной все масло вмещается в сборную цистерну (остается незаполненное пространство высотой 100—200 мм).

Система оборудуется автоматической сигнализацией уровня, предупреждающей о снижении уровня масла в напорной цистерне. В качестве датчика сигнализации уровня применяется реле давления или поплавковые реле уровня. Трубопровод 9 служит для пополнения сточной цистерны маслом из цистерны запасного масла. В системе предусмотрен ряд смотровых окон 10.

Насосы, применяемые в системах, винтовые или шестеренчатые; они имеют производительность 20—50 л/мин, напор 20—30 м вод. ст. Фильтры после насосов сетчатые, перед турбинами — щелевые. Охладитель (обычно один) кожухотрубный. Температура масла до подшипников поддерживается в пределах 40—50°C, после подшипников 45—55°C.

На вспомогательных дизелях с газотурбинным наддувом смазка турбин осуществляется маслом, залитым в подшипниковые камеры турбин.

Для всех масляных систем применяют стальные бесшовные трубы и стальную арматуру. Манометры, мановакуумметры и термометры устанавливают в характерных точках систем.

## Глава X СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

### § 38. Системы охлаждения двигателей и газотурбонагнетателей

Системы охлаждения судовых дизельных установок предназначены для отвода тепла от главных и вспомогательных дизелей, для охлаждения пресной воды, масла и воздуха (в дизелях с наддувом).

Современные судовые дизельные установки включают систему охлаждения пресной водой цилиндровых втулок, крышек и газовых турбин дизелей; систему охлаждения пресной водой или маслом головок поршней; систему охлаждения пресной водой или топливом форсунок дизеля; систему охлаждения забортной водой рабочих веществ, циркулирующих в системах дизелей, а также воздуха в дизелях с наддувом.

При охлаждении поршней маслом система охлаждения у всех дизельных установок общая с циркуляционной системой смазки. При охлаждении поршней водой система охлаждения поршней, как правило, выполняется автономной. Это вызывается в основном двумя причинами: различными температурными уровнями и загрязнением воды охлаждения поршней маслом, поступающим на смазку телескопических устройств. Соединение систем охлаждения цилиндров и поршней приводит также к попаданию масла на поверхности цилиндровых втулок, что ухудшает теплообмен. При охлаждении форсунок пресной водой система охлаждения форсунок, как правило, также автономная по аналогичным причинам, с той лишь разницей, что вода загрязняется не маслом, а топливом, проникающим через неплотности притертых плоскостей разъемов форсунок. Соединение систем охлаждения цилиндров и форсунок приводит также к загрязнению системы охлаждения форсунок шлаком из системы охлаждения цилиндров.

При охлаждении форсунок топливом автономная система применяется в том случае, если главные двигатели работают на тяжелом топливе. При работе дизеля только на дизельном топливе форсунки охлаждаются топливом от системы топливоподдачи к топливным насосам высокого давления.

Охлаждение главных и вспомогательных двигателей производится пресной водой. В системе циркулирует постоянное количество воды, которая после выхода из двигателей охлаждается в водоохладителе и вновь поступает в двигатели.

Давление воды в системе для каждой установки обычно указывается в инструкции и составляет 1,5—2,8 кгс/см<sup>2</sup>. Поддержание заданного давления исключает образование застойных зон в отдельных участках зарубашечного пространства дизеля. В системах охлаждения предусматривается автоматическая сигнализация по снижению давления ниже заданного значения, а на некоторых дизелях, например Зульцер типов RD и RND, — автоматическая защита, останавливающая дизель при понижении давления воды ниже допустимого предела.

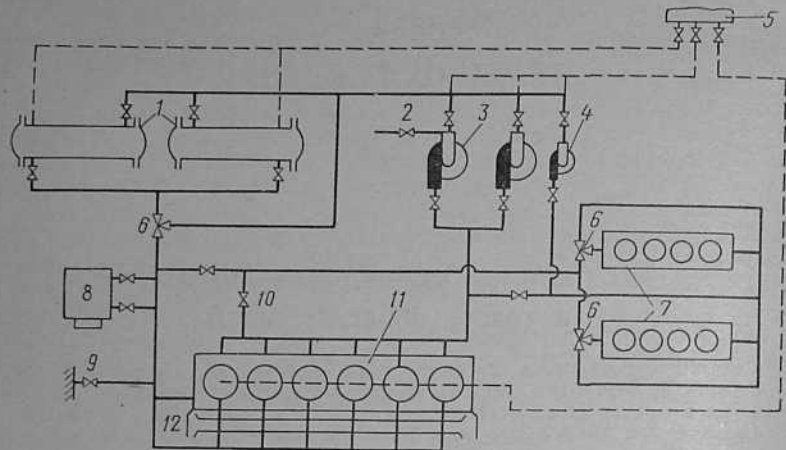


Рис. 133. Принципиальная схема системы охлаждения двигателей и газотурбокомпрессоров:

1 — водоохладители; 2 — подвод забортной воды для аварийного охлаждения; 3 — охлаждающий насос; 4 — портовый охлаждающий насос; 5 — расширительная цистерна; 6 — автоматические регулирующие клапаны; 7 — вспомогательные дизели; 8 — опреснитель; 9 — отвод забортной воды; 10 — клапан для подогрева главного дизеля от вспомогательных дизелей; 11 — главный дизель; 12 — отвод воды от газотурбокомпрессоров

Температура входящей и выходящей воды также указывается в инструкции и находится в следующих пределах: на входе 50—70°C; на выходе 60—80°C. Температура выходящей воды обычно поддерживается постоянной. Повышение или понижение температуры воды по сравнению с рекомендованной может сопровождаться увеличением износов втулок и поршневых колец из-за ухудшения условий смазки или коррозионного износа. Предусматривается автоматическая сигнализация по повышению температуры выходящей воды выше заданного значения.

Производительность насоса охлаждения должна быть достаточной для обеспечения необходимого отвода тепла при заданном температурном перепаде. В современных дизелях эти условия выполняются при удельном водопотоке 25—45 л/л.с.ч. Меньшие значения относятся к дизелям с наддувом и быстроходным. При форсировке дизеля по частоте вращения и наддуву доля тепла, передаваемого охлаждающей воде, уменьшается.

Системы охлаждения оборудуют, кроме сигнализации, устройством для наблюдения за протоком воды.

Принципиальная схема системы охлаждения двигателя и газотурбокомпрессоров показана на рис. 133. Вспомогательные дизели 7 охлаждаются от системы главного дизеля 11. Такое подключение осуществляется на большинстве судовых дизельных установок. Когда главный дизель не работает, вспомогательные дизели охлаждаются своей автономной системой от портового насоса 4

(водоохладители вспомогательных дизелей на схеме не показаны). Схема (см. рис. 133) предусматривает подогрев главного дизеля от вспомогательных дизелей через клапан 10. Автоматические регулирующие клапаны 6 устанавливаются на системах всех современных судовых дизельных установок.

Судовые дизели работают при различных нагрузках, температурах забортной воды, наружного воздуха, поэтому поддержание температурного режима в системах охлаждения имеет большое значение. Наиболее правильно оно может быть осуществлено при помощи автоматического регулирования.

**Насосы охлаждающей воды.** Для системы охлаждения дизелей применяют центробежные насосы. Эти насосы имеют высокий к.п.д., просты по конструкции и обеспечивают свободный проход воды при опорожнении системы. Предусматриваются один рабочий и один общий резервный насос для пресной и забортной воды. В автоматизированных установках обязательна установка отдельного резервного насоса пресной воды.

Простота конструкции существенно облегчает эксплуатацию центробежных насосов, которая сводится к наблюдению за работой, замене сальниковых уплотнений и профилактическим осмотрам подшипников, крылаток, вала и муфты сцепления.

Пуск насоса производится при открытом всасывающем клапане и закрытом или слегка приоткрытом нагнетательном. После пуска нагнетательный клапан открывается и производительность доводится до нормальной. Критериями требуемой производительности служат давления воды в системе и температура воды на входе и выходе. Если насос длительное время не работал, то до его пуска следует убедиться в отсутствии воздуха в корпусе насоса, открыв воздушный (пробный) кран. Кроме того, следует повернуть вал насоса вручную и убедиться в том, что сальниковое уплотнение не зажимает его и нет других причин, препятствующих вращению насоса. Кроме непосредственного наблюдения за работой насоса, следует обращать внимание и на показания амперметра. Увеличение силы тока при прочих равных условиях обычно свидетельствует об увеличении мощности трения в насосе или моторе, а уменьшение — о поломке крылатки насоса.

**Водоохладители.** Наибольшее распространение на судах получили трубчатые водоохладители. Ремонт и профилактика водоохладителя сводится к очистке полостей забортной воды от грязи, замене протекторных пластин и вальцовке или глушению трубок.

При плавании в чистой воде рекомендуется осматривать полости забортной воды не реже одного раза в год. Осмотр обычно производится через смотровые лючки, к которым с внутренней стороны прикреплены протекторные пластины. Пластины, разъединенные более чем на 50%, должны быть заменены. При плавании в загрязненной воде и на мелководье рекомендуется осматривать полости забортной воды при увеличении сопротивления в охладителе и при ухудшении теплообмена.

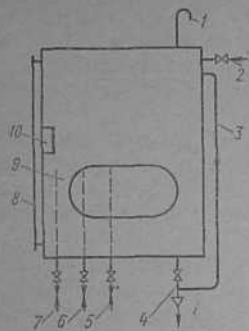


Рис. 134. Схема расширительной цистерны: 1 — воздушная труба; 2 — напорный трубопровод; 3 — переливная труба; 4 — спускной трубопровод; 5, 6, 7 — трубы к системе охлаждения; 8 — мерительное стекло; 9 — горловина; 10 — датчик минимального уровня

**Расширительная цистерна.** В системе охлаждения дизеля пресной водой устанавливается расширительная цистерна, которая служит для создания подпора на всасывающей стороне насосов, удаления воздуха из системы и пополнения утечек, имеющих место в эксплуатации.

Цистерну (рис. 134) устанавливают выше верхней точки системы охлаждения и соединяют с ней трубопроводами в двух, трех и иногда четырех местах. Характерными участками являются всасывающий трубопровод у насоса и верхняя полость водоохладителя. На многих дизелях (Зульпер, Бурмейстер и Вайн и др.) цистерна соединяется трубопроводами с верхними полостями крышек цилиндров, а иногда и с коллектором выходящей охлаждающей воды.

Эксплуатация цистерны сводится к ее очистке, учету количества воды, добавляемой в систему, и наблюдению за чистотой воды. Учет воды необходим для определения количества антикоррозионного масла, введенного в систему, и своевременного обнаружения утечек воды.

**Подготовка пресной воды.** Для предохранения деталей двигателя от коррозии и предотвращения образования осадков пресная вода должна обрабатываться в соответствии с указаниями инструкции или службы судового хозяйства.

Наиболее распространенным методом обработки воды является добавление антикоррозионного масла, которое легко растворяется в воде и образует эмульсию. В результате действия эмуль-

Известно, что в процессе эксплуатации давление забортной воды всегда ниже, чем пресной, и нарушение плотности трубок охладителя определяется по увеличению утечки пресной воды. Обнаружив утечку, следует при первой возможности устранить неисправность развальцовкой или глушением трубок.

В последние годы на судах все большее распространение находят пластинчатые теплообменники.

На судах неограниченного района плавания в системе охлаждения устанавливают два охладителя, каждый из которых обеспечивает отвод тепла при нагрузке главного двигателя 60% номинальной, нагрузке вспомогательных двигателей 100% и при температуре забортной воды 30°C. Водоохладители оборудуют спускными кранами (или глухими пробками) в нижней части и воздушными кранами — в верхней. В процессе эксплуатации эти краны всегда открыты и трубопроводами сообщены с расширительной цистерной системы охлаждения.

на охлаждаемых поверхностях образуется тонкая защитная масляная пленка, не влияющая на теплообмен между водой и охлаждаемыми поверхностями. В паспорте антикоррозионного масла обычно указывается количественное соотношение воды и масла, обеспечивающее образование эффективной эмульсии. Так, фирма «Шелл» при применении антикоррозионного масла Shell Dromus Oil рекомендует добавлять в воду 1% масла.

В первые часы работы часть масла из эмульсии осаждается на охлаждаемых поверхностях, образуя защитную пленку. Оставшееся в эмульсии масло препятствует образованию осадков и восстанавливает защитную пленку в случае ее разрушения в отдельных местах.

Антикоррозионное масло должно добавляться в воду не в чистом виде, а как концентрированная эмульсия. Фирма рекомендует такую концентрацию: 1 л масла на 3—5 л воды. Концентрированная эмульсия вводится в систему в местах, где обеспечивается хорошее перемешивание ее с водой, например через воздушный кран на всасывающей полости насоса.

Если антикоррозионное масло начинает применяться в дизеле, охлаждающая система которого до этого эксплуатировалась без масла, следует сначала убедиться в том, что охлаждаемое пространство не содержит шлама, накипи или других осадков. Следует иметь в виду, что стойкость эмульсии зависит также от жесткости воды. В слишком жесткой воде масло быстро выделяется из эмульсии и защитное действие его снижается. Наиболее стойкая эмульсия получается, если жесткость находится в пределах 8—29 мг CaCO<sub>3</sub> на 1 кг воды. При жесткости 29—57 мг рекомендуется смягчать воду, а при жесткости свыше 57 мг смягчение воды является обязательным.

Чрезмерно мягкая вода (меньше 8 мг CaCO<sub>3</sub>) способствует вспениванию. В этом случае жесткость должна быть повышена добавлением в воду смеси сульфата кальция (CaSO<sub>4</sub>) и сульфата магния (MgSO<sub>4</sub>). Пропорция смеси зависит от химического состава воды и должна быть рекомендована службой судового хозяйства пароходства. В случае попадания в охлаждающую систему морской воды эмульсия разрушается, и поэтому охлаждающую воду нужно менять.

Антикоррозионное масло Shell Dromus Oil выпускается двух сортов. Сорт В образует с водой малопрозрачную эмульсию молочно-голубого оттенка, а сорт А — прозрачную эмульсию. Для судовых дизелей предпочтительнее пользоваться маслом сорта В, так как по степени прозрачности эмульсии можно судить о количестве масла в воде. Оценка производится путем сравнения с эталонной эмульсией. Эффективность эмульсии определяется по количеству осадков в расширительной цистерне, нижних полостях зарубашечного пространства дизеля и по состоянию охлаждаемых поверхностей. Практика эксплуатации показывает, что защитная масляная пленка при разрушении вновь не растворяется в воде, а накапливается на поверхности воды в расширительной цистерне.

Наиболее частыми причинами разрушения пленки являются следующие: добавление в систему слишком жесткой воды; наличие тонкой пленки накипи или шлама на поверхности охлаждения до применения масла; естественное разрушение пленки из-за давности ее образования.

Следует помнить, что при высокой концентрации эмульсии масло также может скапливаться в расширительной цистерне, но это не свидетельствует о разрушении пленки. В этом случае часть масла смывается водой со слишком толстой пленки. Как показывает практика, повышенная концентрация масла в воде увеличивает прилипаемость эмульсионной пленки, что может привести к частичной или полной закупорке узких мест протока воды отложениями. По этой причине антикоррозионное масло должно всегда вводиться в систему в виде концентрированной эмульсии, а количество масла не должно превышать рекомендованных величин. Для этого до ввода антикоррозионного масла должна быть точно определена емкость системы охлаждения. Сорт масла должен быть согласован со службой судового хозяйства парохозяйства.

За последние годы все большее распространение находит метод обработки воды химическими растворами (ингибиторами), замедляющими коррозионное действие воды на металл и препятствующими образованию накипи. Из ингибиторов отечественного производства, по данным ЦНИИМФ, наиболее эффективными являются химические растворы: ИНК-8 и ВНИИ НП-117; концентрация в воде первого составляет 0,25, второго — 0,5%.

Из иностранных ингибиторов часто применяется химический раствор «Мобил дизел гидротон» (соль хромовой кислоты), который добавляется к охлаждающей воде в количестве 1,5%. Этот химический раствор предохраняет металлические поверхности от коррозии, уменьшает гальваническое действие между разнородными металлами, смягчает воду и снижает образование накипи. При температуре ниже 0°C раствор замерзает, но это не отражается на его эффективности при последующем оттаивании. Ингибитор является ядовитым веществом, поэтому воздушная труба из расширительной цистерны должна выходить за пределы машинного отделения. При переходе от химического раствора типа «Мобил дизел гидротон» к антикоррозионному маслу достаточно опорожнить систему и промыть ее пресной водой.

### § 39. Системы охлаждения поршней

В главных судовых дизелях охлаждение поршней производится маслом или водой по замкнутому контуру.

При использовании масла охлаждение поршней и циркуляционная смазка подшипников двигателя объединяются в одну систему с общими масляными насосом, фильтрами, маслоохладителями, цистернами. Для охлаждения и смазки применяется одина-

ковый сорт масла, выбираемый из условий обеспечения качественной смазки подшипников.

Охлаждение поршней каждого цилиндра контролируют по температуре и характеру потока масла, выходящего из поршней. Температура масла на выходе из поршней, во избежание его интенсивного окисления, не должна, даже при плавании в тропиках, превышать 55°C. По этой же причине не следует уменьшать количество прокачиваемого масла на режимах малого хода и останавливать насос раньше чем через 40 мин после остановки двигателя.

Контроль за работой системы и ее элементов (насосов, фильтров, маслоохладителей) ведется так же, как и для циркуляционной системы смазки.

Охлаждение поршней водой производится совместно с охлаждением цилиндров или обособленно. В последнем случае система охлаждения поршней состоит из таких же элементов, что и система охлаждения двигателя пресной водой. Разделение систем объясняется различными температурными режимами при охлаждении цилиндров и поршней, возможностью попадания масла в воду и загрязнения поверхностей теплообмена цилиндров. Удельный водопопоток в системе охлаждения поршня составляет 9—11 л/д.с.ч, давление воды 3—4 кгс/см<sup>2</sup>, температура воды на выходе из поршней 55—60°C, а температурный перепад 8—12°C. Подвод воды к поршню осуществляется только по телескопическим трубам. Шарнирные трубы не применяются из-за сложности уплотнения шарнирных соединений.

Опыт показывает, что и в современных телескопических системах, например на двигателях Зульцер типа RD, не удается полностью устранить попадание масла в циркуляционную воду системы охлаждения поршня. Попадание воды в масло или масла в воду исключается при расположении телескопических устройств вне картера двигателя.

Регулирование температур и давлений в системе водяного охлаждения поршней осуществляется так же, как и в системе охлаждения цилиндров.

Условия отвода тепла и надежность работы телескопических или шарнирных труб зависят от гидродинамики движения жидкости в подвижных каналах системы.

Для большинства систем при частоте вращения двигателей свыше 70% номинальной в подвижных каналах или в полости головки поршня под воздействием инерционного напора, вызываемого ускорением поршня, создаются условия для разрыва потока. При перемене знака ускорения поршня и восстановлении сплошности возникает гидравлический удар, сопровождающийся резким повышением давления до 15—18 кгс/см<sup>2</sup> в подводящих трубах и до 1,5 кгс/см<sup>2</sup> в отводящих. Возникающие при этом вибрации труб расстраивают работу уплотнений и вызывают появление трещин в трубах и нарушение подвода охлаждающей жидкости к поршню.

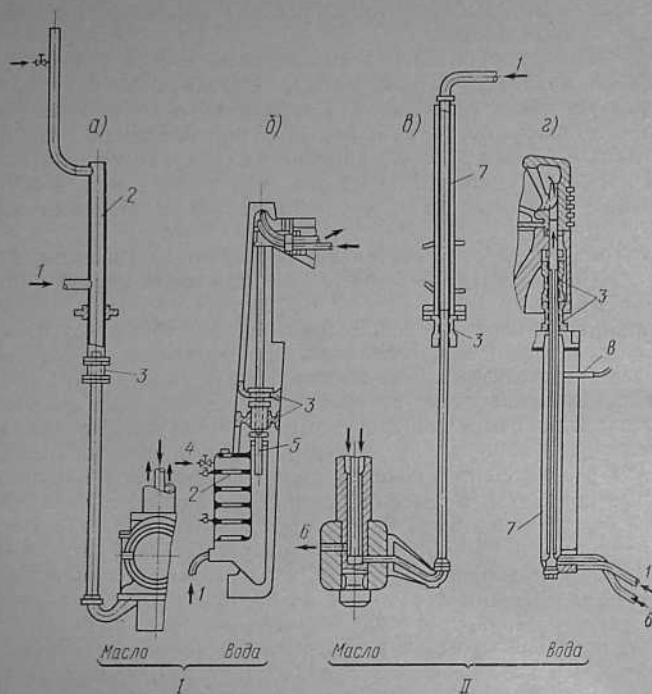


Рис. 135. Схемы телескопических устройств судовых дизелей с воздушными колпаками (I) и без воздушных колпаков (II):

*a* — «Гетаверкен» 68/150 GV (масло); *b* — МАН К Z70/120 С (вода); *v* — Бурмейстер и Вайн VTBF (масло); *g* — Зульцер RD (вода);  
 1 — вход масла или воды; 2 — воздушный колпак; 3 — уплотнение; 4 — подвод воздуха из магистрали низкого давления; 5 — подвижная труба телескопа; 6 — отвод протечек воды; 7 — неподвижная труба телескопа; 8 — вентиляционная труба.

По способу смягчения гидравлического удара телескопические устройства могут быть разделены на две группы, которые в одинаковой степени применимы для подвода и воды, и масла.

В первой группе (рис. 135) часть пространства входного телескопа используется в качестве воздушного колпака и охлаждающая жидкость подводится сбоку. Для нормальной работы требуется непрерывно пополнять колпак воздухом из атмосферы через невозвратный клапан или из магистрали низкого давления.

Во второй группе охлаждающая жидкость подводится непосредственно через неподвижную трубу, образующую с подвижной трубой телескопическую пару, и воздушные колпаки отсутствуют.

Телескопические устройства с воздушными колпаками (рис. 135, *a*, *b*) отличаются простотой конструкции и обеспечивают плавное изменение давления жидкости ( $p'_{\max} \leq 3$  кгс/см<sup>2</sup>). Но на-

личие воздушных колпаков создает определенные трудности при отводе тепла от поршня и при обслуживании системы. Это объясняется тем, что вместе с охлаждающей жидкостью из воздушных колпаков в головку поршня непрерывно поступает и некоторое количество воздуха. При неблагоприятной конфигурации полости охлаждения в головке поршня могут образоваться воздушные мешки и местный перегрев стенок. Так как для нормальной работы требуется непрерывное пополнение воздушных колпаков, то при обслуживании телескопических устройств необходимо вести наблюдение за работой невозвратных клапанов или воздушной системы низкого давления. Поступление воздуха должно быть минимальным, но достаточным для сохранения воздушной подушки. Положение клапанов может быть отрегулировано на слух или по показаниям поршневого индикатора, устанавливаемого на входном телескопе или на магистрали подвода охлаждающей жидкости. Маховики клапанов должны быть застопорены. Произвольное закрытие или засорение клапанов ведет к ликвидации воздушной подушки и резкому повышению давления  $p'_{\max}$  до 20 кгс/см<sup>2</sup> вследствие гидравлического удара в самом телескопе.

При подводе охлаждающей жидкости непосредственно в телескопическую пару сверху или снизу через неподвижную трубу (рис. 135, *v*, *g*) необходимость в воздушных клапанах отпадает, а вместе с тем устраняется возможность поступления воздуха в головку поршня. При масляном охлаждении (см. рис. 135, *v*) телескопическое устройство работает хотя и с большим, чем в первой группе, но вполне умеренным повышением давления ( $p'_{\max} = 6 \div 7$  кгс/см<sup>2</sup>). Протекающее через уплотнение масло отводится в картер двигателя. При водяном охлаждении (см. рис. 135, *g*) гидравлический удар в телескопических трубах полностью отсутствует на всех режимах работы двигателя. Протекающая в зазор между трубами вода собирается в кожухе входного телескопа и по дренажной трубе отводится в сточную цистерну через контрольную воронку, расположенную вне картера двигателя. По интенсивности слива воды в воронку судят о зазоре в трубах, их взаимной центровке и состоянии. Пространства кожухов телескопов сообщаются с атмосферой открытыми вентиляционными трубами.

Опыт показывает, что в системах, изображенных на рис. 135, *b*, *g*, возникают определенные трудности по предотвращению попадания масла в охлаждающую воду. При неудовлетворительной работе сальников со стороны картера или подпоршневой полости, а также при наличии рисок, царапин на поверхности труб масло не снимается с них полностью и при соприкосновении труб с водой заносится в систему охлаждения. В процессе работы необходимо вести тщательное наблюдение за состоянием воды, охлаждающей поршни. Наличие на поверхности воды в расширительной цистерне масляной пленки, отличной по цвету от пленки антикоррозионного масла, указывает на неудовлетворительную работу уплотнений со стороны картера или подпоршневой полости.



Дренажные трубы уплотнений подлежат продуванию сжатым воздухом и полной очистке от отложений не реже одного раза в год.

При замене труб и подтягивании уплотнительных сальников необходимо строго соблюдать требования заводской инструкции.

При подводе масла к поршню по шарнирным трубам условия для разрыва сплошности потока и возникновения гидравлического удара создаются в отводящих подвижных каналах системы. Для уменьшения разрыва сплошности, смягчения гидравлического удара и устранения поломки отводящих шарнирных труб применяют два противоположных способа регулирования системы — дросселирование сечений отводящих каналов (двигатель МАН КЗ57/80С) и свободный слив части или всего масла при выходе из крестковца непосредственно в картер или в разрезную маслоборную трубу через калиброванную насадку (двигатели МАН КЗ 78/140, Сторк 75/160).

Дросселирование отливных каналов может быть периодическим и постоянным. Периодическое дросселирование создается движением труб, когда каналы для прохода масла в отводящих шарнирах частично перекрываются на участке движения поршня с отрицательным ускорением (в районе н.м.т.). Периодическое дросселирование является эффективным средством предотвращения разрыва сплошности потока масла и смягчения гидравлического удара.

Постоянное дросселирование осуществляется прикрытием отливных клапанов на отводящих контрольных патрубках. Уменьшение разрыва сплошности потока и гидравлического удара в отводящих каналах при этом достигается за счет повышения давления

масла. Дросселирование должно производиться прикрытием отливных клапанов всех цилиндров на одинаковую величину, что в эксплуатации не всегда может быть выдержано. Если учесть, что от степени дросселирования зависит количество масла, прокачиваемого через поршни, то при таком способе регулирования возможно неравномерное распределение масла и перегрев поршней отдельных цилиндров.

Более эффективным средством борьбы с поломкой отводящих шарнирных труб является второй способ. Так, организация слива части масла из крестковца в картер через разгрузочное отверстие ( $d=12$  мм) в пробке шарнира позволила на двигателях МАН КЗ 78/140 полностью отказаться от дросселирования отливных клапанов, увеличить количество масла, прокачиваемого через поршни без повышения нагрузки на привод насоса, устранить поломку отводящих шарнирных труб, снизить температуру поршня на  $10^{\circ}\text{C}$ .

Из осциллограмм (рис. 136, а), следует, что при работе с разгрузочным отверстием характер колебания давления масла  $p''$  в отводящих трубах меняется; на участке положительного ускорения поршня исчезает резкое повышение давления масла  $p''$ , вызывающее вибрацию и поломку отводящих шарнирных труб. Можно отметить, что в данном случае дросселирование сечения клапана, наоборот, способствует усилению колебания давления масла  $p''$  на этом участке (см. рис. 136, в).

## § 40. Система охлаждения забортной водой

Система забортной воды имеет те же теплообменники, что и система пресной воды, но в двигателях с наддувом дополняется воздухоохладителями.

Система охлаждения забортной водой (рис. 137) снабжается рабочим и резервным насосами и одним (иногда двумя) портовым насосом. В системе охлаждения забортной водой устанавливается один насос, а резервирование обеспечивается резервным насосом пресной воды.

При этом должны быть предусмотрены меры, не допускающие смешивания забортной и пресной воды. В автоматизированных установках обязательно имеется отдельный резервный насос забортной воды.

По Правилам Регистра СССР система должна иметь два кингстона, бортовой и донный, расположенные в машинном отделении и соединенные между собой. На судах чаще устанавливают три кингстона — два бортовых и донный. Кингстоны устанавливают непосредственно на кингстонных ящиках (коробках), закрытых со стороны воды предохранительными решетками от попадания посторонних предметов, способных перекрыть (уменьшить) приток воды в систему или заклинить кингстон в открытом положении. Кроме того, кингстонные коробки снабжены воздушными трубами и трубами для продувания сжатым воздухом и обогрева паром.

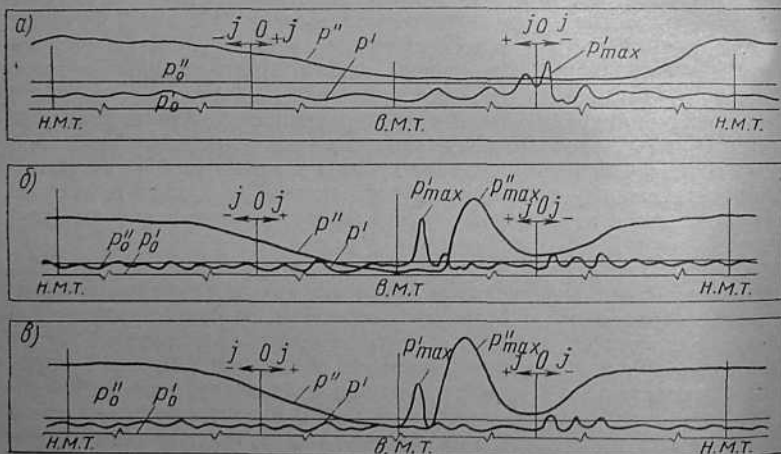


Рис. 136. Осциллограммы давления масла на входе  $p'$  в шарнирные трубы и на выходе  $p''$  из них (система охлаждения поршня двигателя МАН КЗ 78/140):

а — с разгрузочным отверстием; б — без разгрузочного отверстия; в — без разгрузочного отверстия при дросселировании на выходе (сечение клапана 25%).

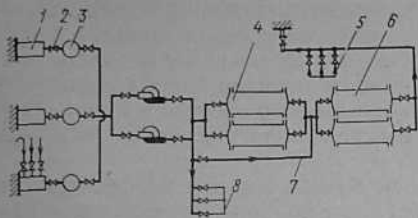
СИСТЕМЫ СЖАТОГО ВОЗДУХА  
И УПРАВЛЕНИЯ

Рис. 137. Принципиальная схема системы охлаждения забортной водой:

1 — кингстонная коробка; 2 — кингстон; 3 — фильтр; 4 — водоохладитель; 5, 8 — трубопроводы к охладителям систем охлаждения форсунок, вспомогательных дизелей, компрессоров; 6 — маслоохладитель; 7 — байпасный трубопровод

стки фильтров без прекращения работы охлаждающих насосов. Эксплуатация кингстонных коробок и фильтров сводится к продуванию коробок и чистке фильтров, а также к обогреву коробок в ледовых условиях.

В ледовых условиях следует внимательно следить за показаниями мановакуумметра, установленного на всасывающей магистрали насоса, и за выходом воды из воздушного краника на крышке фильтра. Увеличение вакуума и прекращение вытекания воды свидетельствует о засорении фильтра льдом. При обнаружении засорения фильтра следует перейти на другой кингстон и очистить фильтр от льда, предварительно закрыв кингстон и клапан после фильтра. Особенно внимательно наблюдают за показаниями мановакуумметра и воздушного краника при плавании в ледяной шуге, мелком битом льду и при ходе в балласте.

На многих судах, предназначенных для плавания в ледовых условиях, система забортной воды соединяется с балластной через балластный или портовый насос забортной воды. Это обеспечивает охлаждение воды и масла путем перекачивания воды из носовых танков в кормовые и наоборот. Так как температура воды в танках при плавании во льду низкая, то производительность балластного и даже портового насоса охлаждения оказывается достаточной для охлаждения рабочих жидкостей, циркулирующих в системах охлаждения. Зная производительность насоса и емкость каждого танка, можно производить попеременную перекачку воды из танка в танк без остановки и без замера количества воды в танках.

На судах, предназначенных для плавания в ледовых условиях иногда предусматривается рециркуляция забортной воды. Практика эксплуатации систем с рециркулирующей показывает, что лучший эффект достигается при соединении трубопровода отходящей забортной воды с кингстонной коробкой.

В отличие от воздушных труб танков и цистерн воздушная труба кингстонной коробки снабжается клапаном, назначение которого — перекрыть поступление воды в машинное отделение при повреждении воздушной трубы. В непосредственной близости от кингстона устанавливается приемный сетчатый фильтр для предохранения системы (насосы, охладители) от загрязнений, при этом должна предусматриваться возможность очистки

## § 41. Система сжатого воздуха

Система сжатого воздуха предназначена для производства, хранения и расходования воздуха. В судовых дизельных установках сжатый воздух расходуется на пуски и реверсирование главного дизеля, на пуски вспомогательных дизелей, на тифон, на системы управления дизелем и на судовые нужды. Основными элементами системы являются компрессоры и воздухохранители (рис. 138).

Воздухохранители. Запас сжатого воздуха для пуска главного дизеля должен храниться не менее чем в двух воздухохранителях. При этом из одного воздухохранителя воздух может расходоваться только на главный дизель, а из второго воздухохранителя, кроме главного дизеля, также на тифон, систему управления дизелем, на судовые нужды — в количестве, не превышающем расход воздуха на тифон. Этот воздухохранитель оборудуется сигнализацией, действующей при падении давления на  $5 \text{ кгс/см}^2$  ниже рабочего. При автоматизированном управлении главным дизелем воздухохранитель пополняется автоматически одним из основных компрессоров или подкачивающим компрессором 6 производительностью, достаточной для пополнения воздуха для тифона и системы управления дизелем. Из воздухохранителя 2 (см. рис. 138) воздух расходуется только на главный дизель. Чтобы предотвратить расход воздуха из

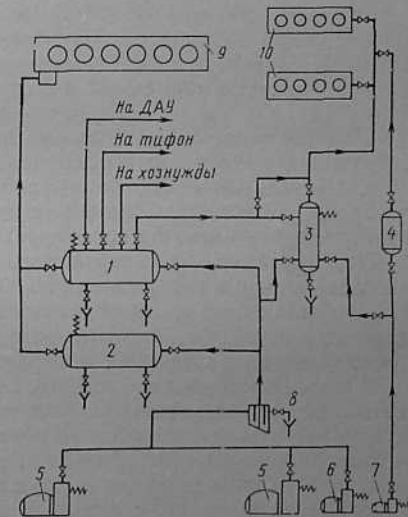


Рис. 138. Принципиальная схема системы сжатого воздуха:

1—4 — воздухохранители; 5 — главные компрессоры; 6 — подкачивающий компрессор; 7 — аварийный компрессор; 8 — влагомаслоотделитель; 9 — главный дизель; 10 — вспомогательные дизели

этого воздухохранителя на другие нужды перепуском в воздухохранитель 1, на последнем устанавливают невозвратный клапан.

Анализ систем с автоматизированным управлением дизелями показывает, что практически на судах предусматривается автоматическое пополнение обоих воздухохранителей. Для пуска вспомогательных дизелей предусматривается как минимум один воздухохранитель 3. При этом должна предусматриваться возможность пуска вспомогательных дизелей от воздухохранителя 1, предназначенного для пуска главного дизеля. Кроме того, допускается пополнять воздухохранитель для пуска вспомогательных дизелей воздухом из воздухохранителя 1, но при условии невозможности обратного перепуска, для чего на воздухохранителе 3 устанавливается невозвратный клапан. Таким образом, в современной судовой дизельной установке с одним дизелем может быть установлено всего три воздухохранителя.

Запас сжатого воздуха во всех воздухохранителях, предназначенных для пуска и реверсирования главных дизелей, должен обеспечивать не менее 12 пусков попеременно на передний и задний ход каждого дизеля, подготовленного к работе. Емкость воздухохранителя для пуска вспомогательных дизелей должна быть достаточной для шести пусков подготовленного к работе вспомогательного дизеля наибольшей мощности. Исходя из этих требований, рассчитывается емкость каждого воздухохранителя, предназначенного для вполне определенного дизеля или группы дизелей. В современных силовых установках для пусков и реверсов главных дизелей применяются воздухохранители объемом до 30 м<sup>3</sup> (табл. 15).

Воздухохранители выполняют стальными сварными и снабжают следующей арматурой: горловиной для осмотра и очистки, впускным, выпускным, предохранительным и спускным клапанами. Если предохранительный клапан установлен на трубопроводе, то воздухохранитель имеет легкоплавкую пробку.

Эксплуатация воздухохранителя сводится к спуску воды из него и поддержанию в нем давления воздуха.

Профилактика воздухохранителя заключается в поддержании плотности арматуры, очистке воздухохранителя от загрязнений и предохранении внутренней и наружной поверхностей от коррозии.

В процессе работы компрессора накапливающуюся в холодильниках воду удаляют периодически через спускные клапаны. Кроме того, на магистрали от компрессоров к воздухохранителям устанавливают влагоотделители.

После влагоотделителя воздух все еще содержит мельчайшие капельки воды, которые вместе с воздухом попадают в воздухохранитель. Поэтому в воздухохранителе происходит дальнейшее охлаждение воздуха и выделение воды, которую удаляют продуванием. В эксплуатации не следует пренебрегать удалением воды из воздухоохлаждателей компрессоров, влагоотделителя и воздухохранителей, особенно при плавании в тропиках, когда компрессор засасывает влажный воздух при температуре 35—40°C.

Если воду не удалять, то при пуске дизеля воздух захватывает ее и она попадает в систему управления дизелем. Это приводит к интенсивной коррозии деталей системы управления, может вызвать их повреждение, отказ от работы и т. п.

Кроме воды, во влагоотделителе отделяется также масло, попавшее в воздух в цилиндрах компрессора.

Каждый воздухохранитель оборудуется манометром, устанавливаемым на корпусе воздухохранителя или в непосредственной близости от него. Кроме того, манометр, показывающий давление пускового воздуха перед главным пусковым клапаном, устанавливается у поста управления, а на судах с автоматизированным управлением дизелем — в центральном посту управления и на ходовом мостике у дистанционного поста управления дизелем.

**Компрессоры.** На судах с неограниченным районом плавания должно устанавливаться не менее двух компрессоров 5 (см. рис. 138). При этом производительность одного из компрессоров (при разной производительности — компрессор с меньшей производительностью) должна быть достаточной для заполнения воздухохранителей главных дизелей в течение часа от давления 5 кгс/см<sup>2</sup> до давления, необходимого для выполнения 12 пусков реверсивного дизеля. Кроме того, на судах этого типа должно быть предусмотрено устройство, обеспечивающее возможность пуска основных компрессоров в течение не более одного часа. Таким устройством может быть ручной компрессор или дизель-компрессор с ручным пуском 7, заполняющие воздухохранитель для вспомогательных дизелей или автономный воздухохранитель 4, емкость которого достаточна для трехкратного пуска одного из дизель-генераторов или основного компрессора, если он имеет дизельный привод. Если основной электрокомпрессор или подкачивающий компрессор запускается от аварийного дизель-генератора, установка вышеуказанного устройства может не предусматриваться. Производительность подкачивающего компрессора должна быть достаточной для пополнения воздуха на тифон и системы управления дизелем.

В основном на судах применяют компрессоры двухступенчатого сжатия с дифференциальными или обычными поршнями. Как правило, это компрессоры с вертикальным расположением цилиндров, иногда с V-образным. Смазка подшипников циркуляционная и осуществляется от встроенных шестеренчатых насосов, а цилиндров — разбрызгиванием или засасыванием масляных паров. Все судовые компрессоры имеют охладители воздуха и влагомаслоотделители после каждой ступени сжатия. Охладители кожухотрубные или змеевиковые, чаще встроенные и реже автономные. Охлаждение воздуха производится забортной водой. Некоторые компрессоры имеют навешенные насосы, а некоторые охлаждаются пресной водой. По компоновке и габаритам следует отдать предпочтение компрессорам со встроенными охладителями.

В современных энергетических установках в зависимости от их мощности находят применение компрессоры производительностью от 25 до 400 м<sup>3</sup>/ч (табл. 15).

Объем воздухохранителей и производительность компрессоров наиболее распространенных главных дизелей

Тип, мощность дизеля, в. л. с.	Количество воздухохранителей и их объем, м <sup>3</sup>	Количество главных компрессоров и их производительность, м <sup>3</sup> /ч
<i>Дизели БМЗ — Бурмейстер и Вайн</i>		
ДКРН 55/110, 2900	2×3	2×65
5ДКРН 62/140-2, 5200	2×5,5	2×90
6ДКРН 74/140-2, 7250	2×9	2×333
8ДКРН 74/160, 10800	2×11	2×282
6К84ЕF, 12 600	2×13	2×274
12К84ЕF, 25 200	2×26	
<i>Дизели Зульцер</i>		
6RD56, 5000	2×4	2×140
5RD68, 5500	2×5	2×140
6RD76, 9000	2×9	2×290
6RND76, 9600	2×6	2×360
9RND90, 18 000	2×18	2×590
<i>Дизели МАН</i>		
K6Z70/120A, 4100	2×4,8	2×140
K8Z70/120C, 7250	2×7,0	2×268
K7Z78/140, 9000	2×10,0	2×366
K7Z84/160, 12 600	2×11,0	2×390
<i>Дизели Фиат</i>		
758S, 800	2×9	2×300
909S, 18 900	3×9	2×405

В последние годы некоторые иностранные фирмы («Варгтингтон», «Лундстрем», «Демаг», ВИР и др.) начали устанавливать на судах ротационно-поршневые, роторные и винтовые компрессоры. Их перспективы — в простоте конструкции, малых массе и габаритах. У нас в стране и за рубежом проводятся эксперименты по созданию компрессоров с графитовыми кольцами, не требующими смазки и, следовательно, отделения масла от воздуха.

## § 42. Система управления дизелем

Система управления предназначена для пуска, реверса, изменения и регулирования частоты вращения дизеля.

Пусковые и реверсивные устройства должны исключать возможность: работы дизеля в направлении, отличном от заданного; реверсирование дизеля при включенной подаче топлива; пуск дизеля при незаконченном реверсировании; пуск дизеля при включенном валоповоротном устройстве.

Система управления включает следующие элементы:

пневматически управляемые пусковые клапаны, устанавливаемые на каждом цилиндре дизеля и предназначенные открывать путь сжатому воздуху в цилиндры дизеля в требуемые промежутки времени (рис. 139, а);

механически управляемые воздухораспределители, устанавливаемые часто в общем блоке и предназначенные для управления открытием и закрытием пусковых клапанов в требуемые моменты времени. Воздухораспределитель — обычно золотниковый типа с приводом от кулачного вала (рис. 139, б);

пневматически управляемый главный пусковой клапан (маневровый), назначение которого — открывать путь воздуху от воздухохранителей к пусковым клапанам и воздухораспределителям в момент начала пуска, перекрывать доступ воздуха к ним в момент окончания пуска, и, собравшая трубопроводы от пусковых клапанов и воздухораспределителей с атмосферой, одновременно разгружать их от избыточного давления (рис. 139, в);

механизмы для перемещения распределительных валов топливных насосов, воздухораспределителей, выхлопных клапанов и т. д. из положения для работы «Вперед» и в положение «Назад» и наоборот;

механизмы блокировки для правильного и последовательного выполнения этапов реверса и пуска дизеля;

элементы управления механизмами реверсивно-пусковой системы дизеля и топливоподачей.

На воздухопроводе от главного пускового клапана к пусковым клапанам должно быть предусмотрено устройство, предохраняющее пусковой воздухопровод от разрушения при взрыве в трубопроводе, и устройство, освобождающее этот воздухопровод от давления после проведения пуска.

Каждый главный дизель должен иметь регулятор, не допускающий превышения частоты вращения дизеля более чем на 10% расчетной. Регулятор должен снижать подачу топлива, не допуская при этом остановки дизеля.

При однорезжимном регуляторе управление топливоподачей осуществляется непосредственным воздействием на топливные насосы с помощью рукоятки (или маховика) поста управления. Ре-

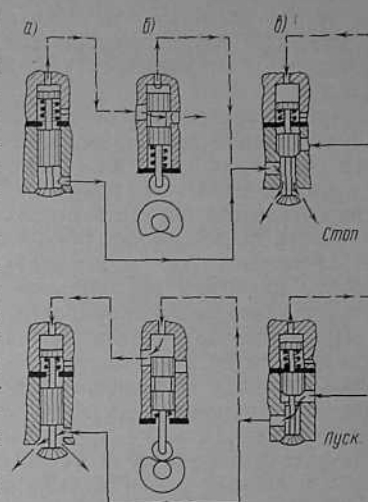


Рис. 139. Элементы системы управления

## Глава XII

### ЭКОНОМИЧНОСТЬ РАБОТЫ УСТАНОВКИ

гулятор воздействует на топливные насосы и уменьшает подачу топлива при возрастании частоты вращения выше номинальной до тех пор, пока частота вращения вновь не снизится до номинальной.

При *всережимном регуляторе*, включенном по всережимной схеме, управление топливоподачей на всех режимах осуществляется регулятором, режимы работы которого задаются непосредственным воздействием рукоятки поста управления на пружину чувствительного элемента регулятора. При этом на случай неисправности всережимного регулятора двигатель должен оборудоваться устройством, обеспечивающим остановку или изменение частоты вращения воздействием рукоятки поста управления непосредственно на топливные насосы.

Известно, что предельные и всережимные регуляторы имеют свои недостатки при различных условиях плавания судна (шторм, штиль, узкости, мелководье). В этой связи в последние годы на дизелях с прямой передачей на винт нашли применение всережимные регуляторы, включаемые по всережимно-предельной схеме. При таком включении всережимный регулятор может работать и как предельный, и как всережимный.

На большинстве судов с автоматизированным управлением дизелями устанавливают всережимные регуляторы. Все главные дизели не с прямой передачей, а также работающие на ВРШ, и все вспомогательные дизели, кроме регулятора, должны быть оборудованы предельными выключателями, останавливающими дизель при частоте вращения большей, чем допускается регулятором.

Конструкция элементов систем управления имеет свои специфические особенности для дизелей каждого типа. Конструктивные особенности основных элементов систем управления и принцип действия этих элементов подробно описываются в инструкциях по эксплуатации дизеля. При изучении системы управления конкретного дизеля особое внимание следует обратить на такие принципиальные функции систем, общие для всех систем управления дизелей с прямой передачей на винт, как:

метод и последовательность перестановки распределительных валов из положения «Вперед» в положение «Назад» и наоборот;

последовательность действия элементов блокировки;  
связь органов управления и регулятора с топливными насосами дизеля.

Для дизелей с автоматизированным управлением, кроме того, особое внимание при изучении системы управления следует обращать на конструкцию:

узлов подключения системы ДАУ к штатным элементам реверсивно-пусковой системы дизеля;

узла перехода управления с главного поста на мостике на местный пост;

узла, воздействующего на регулятор дизеля при автоматизированном управлении.

#### § 43. Тепловой баланс и к. п. д. установки

Расходы на топливо составляют 25—30% общих эксплуатационных затрат на судно и продолжают возрастать в связи с увеличением грузоподъемности и скорости хода судов, агрегатной мощности главных и вспомогательных двигателей. Снижение расхода топлива — одна из главных задач, решаемых при проектировании и эксплуатации теплоходов.

Экономичность каждого из элементов судовой дизельной установки оценивается его к. п. д. и, в той или иной мере, отражается на экономичности установки в целом.

Для транспортного судна энергия, используемая по прямому назначению на перевозку, сохранение грузов и обслуживание пассажиров, относится к полезной, а энергия, идущая на обслуживание главных и вспомогательных двигателей, экипажа и судна в целом, — к потерям. Развитие современных дизельных установок идет по пути уменьшения расходов энергии на вспомогательное потребление.

Современные дизельные установки оборудуют турбогенераторами, работающими на паре от утилизационных котлов, вакуумными испарителями, использующими тепло воды, охлаждающей дизели, валогенераторами, гидроприводом вспомогательных механизмов. При этом не только уменьшаются расходы топлива, масла, но повышается ресурс вспомогательных двигателей, котлов.

При анализе экономичности тепловой баланс «замыкается» в пределах самой установки, т. е. в движительном комплексе не учитывают потери энергии на гребных винтах, в системах для подогрева и охлаждения груза и обслуживания пассажиров — потери энергии в окружающую среду. Эти потери в основном зависят от условий и района плавания, загрузки судна, состояния моря и т. п.

В свою очередь экономичность установки зависит от согласования режимов работы механизмов, их технического состояния, использования средств утилизации, рационального распределения расходов топлива на главные и вспомогательные потребители, что и должно отражаться величиной к. п. д. установки  $\eta_u$ .

В связи с изложенным под к. п. д. установки понимают отношение полезной энергии, идущей на транспортные расходы

(перевозка, подготовка и сохранение груза и обслуживание пассажиров), ко всей энергии, затрачиваемой на установку:

$$\eta_y = (Q_v + Q_r + Q_n) / G_y Q_y,$$

где  $Q_v$  — энергия, подводимая к гребным винтам;  
 $Q_r$  — энергия, расходуемая на подогрев груза (танкеры) или его охлаждение (рефрижераторные теплоходы); сюда же относятся затраты энергии на вентиляцию и подогрев воздуха в трюмах сухогрузных теплоходов;  
 $Q_n$  — энергия, затрачиваемая на обслуживание пассажиров;  
 $G_y$  — расход топлива на установку;  
 $Q_y$  — теплота сгорания смеси топлива, расходуемого на всю установку.

В общем случае ходового режима расход топлива на установку равен сумме расходов на главные двигатели  $G_{г.д.}$ , вспомогательные двигатели  $G_{в.д.}$  и вспомогательные котлы  $G_{в.к.}$ :

$$G_y = G_{г.д.} + G_{в.д.} + G_{в.к.}$$

или в относительных величинах

$$G_{г.д.} / G_y + G_{в.д.} / G_y + G_{в.к.} / G_y = X + Y + Z = 1,$$

а теплота сгорания смеси топлива

$$Q_y = Q_{г.д.} X + Q_{в.д.} Y + Q_{в.к.} Z,$$

где  $Q_{г.д.}$ ,  $Q_{в.д.}$ ,  $Q_{в.к.}$  — теплота сгорания топлива, расходуемого соответственно на главные, вспомогательные двигатели и вспомогательные котлы;

$X$ ,  $Y$ ,  $Z$  — соответствующие доли расхода топлива.

Ввиду незначительной разности в теплоте сгорания топлива значения  $Q_{г.д.}$ ,  $Q_{в.д.}$ ,  $Q_{в.к.}$  можно принять одинаковыми и равными 10 000 ккал/кг. Тогда доли расхода топлива  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  будут одновременно и долями расхода тепла на отдельные потребители.

Для непассажирических теплоходов различного назначения при отсутствии затрат энергии на обслуживание груза  $Q_r = 0$ ,  $Q_n = 0$

$$\eta_y = \frac{632,2 N_{г.д.} \eta_{п.г.д.} G_{г.д.} Q_{г.д.}}{G_{г.д.} Q_{г.д.}} = \eta_{г.д.} \eta_{п.г.д.} X, \quad (87)$$

где  $\eta_{г.д.} = 632,2 N_{г.д.} / G_{г.д.} Q_{г.д.}$  — эффективный к. п. д. главных двигателей;

$N_{г.д.}$  — суммарная эффективная мощность главных двигателей (на выходном фланце коленчатого вала);

$\eta_{п.г.д.}$  — к. п. д. главной передачи.

Значения  $\eta_{п.г.д.}$  для различных передач судовых дизельных установок характеризуются следующими данными: прямая 0,97—0,99; гидрозубчатая 0,955—0,97; электрическая на переменном токе 0,90—0,92; электрическая на постоянном токе 0,80—0,87.

Расход энергии на вспомогательное потребление в формуле (80) учитывается величиной  $X=1-(Y+Z)$  лишь в судовых дизельных установках с автономным приводом всех вспомогательных механизмов. В установках, где главные двигатели снабжаются штатными навешенными механизмами (насосами, генераторами), сумма  $(Y+Z)$  определяет относительные потери энергии, равные расходу тепла на вспомогательные механизмы с автономным приводом и хозяйственно-бытовые нужды. Затраты энергии на привод навешенных механизмов учитываются эффективным к. п. д. главных двигателей  $\eta_{г.д.}$ .

Формула (80) является основной. Она определяет экономичность работы установки на режимах без затрат энергии на сохранение груза и обслуживание пассажиров. По аналогии с ней могут быть получены формулы к. п. д. установки на режимах работы с подогревом груза (танкеры) или его охлаждением (рефрижераторные теплоходы).

Подогрев груза производится паром, отбираемым от вспомогательных котлов. Учитывая к. п. д. вспомогательных котлов  $\eta_{в.к.}$  и долю расхода тепла на подогрев груза  $\beta$  от общей теплопроизводительности вспомогательных котлов, можем записать:

$$\eta_y = \eta_{г.д.} \eta_{п.г.д.} X + \eta_{в.к.} \beta Z. \quad (81)$$

К. п. д. вспомогательных котлов  $\eta_{в.к.} = 0,75 \div 0,85$ , а значения  $\beta = 0,8 \div 0,95$ .

На рефрижераторных теплоходах энергия для привода механизмов главной холодильной установки (компрессоров, насосов) вырабатывается судовой электростанцией. Если через  $\gamma$  обозначить долю энергии, расходуемой с главного распределительного щита на холодильную установку, то к. п. д. установки на режимах работы с охлаждением груза

$$\eta_y = \eta_{г.д.} \eta_{п.г.д.} X + \eta_{е.в.д.} \eta_{п.в.д.} \eta_{п.х.м.} \gamma Y, \quad (82)$$

где  $\eta_{е.в.д.}$  — эффективный к. п. д. вспомогательных двигателей;

$\eta_{п.в.д.}$  — к. п. д. передачи энергии от вспомогательных двигателей на главный распределительный щит; учитывает потери в генераторах и потери энергии в кабеле;  $\eta_{п.в.д.} = 0,7 \div 0,68$  — при работе на постоянном токе;  $\eta_{п.в.д.} = 0,8 \div 0,92$  — при работе на переменном токе;

$\eta_{п.х.м.}$  — к. п. д. передачи энергии со щита к механизмам холодильной установки; учитывает потери энергии в кабеле и электродвигателях компрессоров, насосов холодильной установки;  $\eta_{п.х.м.} = 0,6 \div 0,8$  при работе на постоянном токе;  $\eta_{п.х.м.} = 0,7 \div 0,88$  — при работе на переменном токе.

$\gamma = 0,9 \div 0,95$  для рефрижераторных теплоходов и уменьшается до 0,4—0,6 для сухогрузных теплоходов на режимах работы с вентиляцией и осушением воздуха в трюмах.

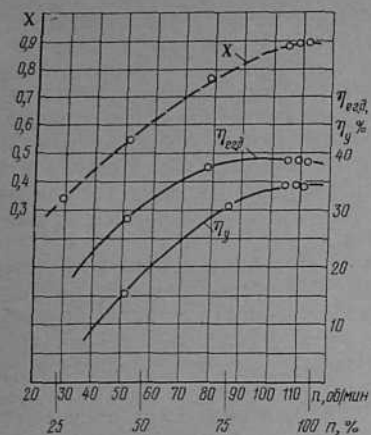


Рис. 140. Изменение  $\eta_y$ ,  $\eta_{e.g.d.}$  и  $X$  для сухогрузного теплохода типа «Архангельск»

Так же могут быть развернуты выражения для к.п.д. установки в общем случае, когда энергия на обработку груза или обслуживание пассажиров отбирается и от вспомогательных котлов и от судовой электростанции.

Формулы (80), (81) и (82) позволяют анализировать влияние различных факторов на использование тепла в установке. Например, при полном удовлетворении расходов энергии на вспомогательное потребление путем утилизации тепловых потерь главных и вспомогательных двигателей  $X=1$ , к.п.д. установки достигает максимума и на основном расчетном режиме равен

$$\eta_{y \max} = \eta_{e.g.d.} \eta_{п.г.д.}$$

т.е. целиком определяется эффективным к.п.д. главного двигателя и к.п.д. передачи. Дальнейшее увеличение  $\eta_y$  возможно лишь путем повышения к.п.д. главных двигателей и снижения потерь в передаче.

Заметим, что экономичность главных двигателей оказывает решающее влияние на к.п.д. установки, так как доля расхода топлива на этот потребитель является наибольшей.

Изменение  $\eta_{e.g.d.}$  на различных режимах подробно рассматривается при изучении характеристик двигателей (см. гл. I). Однако режим работы с максимальным к.п.д. главных двигателей не обязательно соответствует максимуму к.п.д. установки (рис. 140). При увеличении частоты вращения  $\eta_y$  растет до тех пор, пока приращение доли расхода топлива на главные двигатели преобладает над уменьшением  $\eta_{e.g.d.}$ . Максимум  $\eta_y$  достигается при больших частотах вращения, чем максимум  $\eta_{e.g.d.}$ .

При уменьшении частоты вращения  $\eta_y$  снижается быстрее  $\eta_{e.g.d.}$  в силу уменьшения доли расхода топлива на главные двигатели.

В зависимости от типа установки и назначения судна величина  $\eta_y$  на исходном режиме работы без использования утилизационных устройств может быть оценена на основании опытных данных к.п.д. главных и вспомогательных двигателей, вспомогательных котлов, соответствующих относительных расходов топлива  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  и относительных расходов энергии на обработку груза  $\beta$  и  $\gamma$  [7].

## § 44. Утилизация тепловых потерь

По сравнению с расчетным значением  $\eta_y$  на исходном режиме изменение к.п.д. установки при использовании средств утилизации зависит от схемы утилизации, схемы привода вспомогательных механизмов, условий плавания и режимов работы.

Энергию выпускных газов частично используют в турбокомпрессорах для наддува двигателей, что отражается на величине  $\eta_y$  через изменение эффективного к.п.д. главных двигателей. Но применение наддува не исключает дальнейшего использования тепла выпускных газов в утилизационных котлах. Пар от утилизационных котлов, используют в двух направлениях: для подогрева воды, топлива, масла, бытового отопления; для выработки электроэнергии.

При реализации первого направления паропроизводительность утилизационных котлов ограничена из-за малого потребления пара. Расход тепла на подогрев и хозяйственно-бытовые нужды судна не превышает 10% расхода тепла на главные двигатели и в среднем составляет 5—7%. На эксплуатационных режимах полного хода в утилизационных котлах используется не более половины располагаемого тепла выпускных газов. Вследствие этого температура газа за котлом значительно превышает  $180^\circ\text{C}$ , что и гарантирует отсутствие конденсации водяного пара и коррозии поверхностей нагрева. Для сухогрузных теплоходов паропроизводительность утилизационных котлов равна или несколько меньше паропроизводительности вспомогательных. Во время хода обычно имеется возможность полностью отключить вспомогательные котлы, т.е. заменить их утилизационными котлами с коэффициентом замещения  $K_z=1$ .

Простота и надежность такой схемы утилизации, использование утилизационных котлов в большом диапазоне эксплуатационных режимов (при снижении мощности до  $0,6 N_{e \text{ ном}}$ ) обеспечили ей широкое распространение.

Однако из-за ограничения паропроизводительности утилизационных котлов и отсутствия постоянных потребителей пара во время хода экономия топлива, достигаемая в эксплуатации при этом способе использования утилизационных котлов, весьма незначительна.

На режиме работы с включенными утилизационными котлами расход топлива на установку уменьшается на величину расхода топлива на вспомогательные котлы и в общем случае при  $K_z \neq 1$

$$G'_y = G_y - G_y K_z Z = G_y (1 - K_z Z).$$

Тогда новая доля расхода топлива на главный двигатель

$$X' = \frac{G'_{г.д.}}{G'_y} = \frac{G_{г.д.}}{G_y (1 - K_z Z)} = X \frac{1}{1 - K_z Z}$$

и новый к. п. д.

$$\eta_{\text{г.д}}' = \eta_{\text{е.г.д}} \eta_{\text{п.г.д}} X' = \eta_{\text{е.г.д}} \eta_{\text{п.г.д}} \frac{X}{1 - K_z Z} = \eta_{\text{г}} \frac{1}{1 - K_z Z} \quad (83)$$

Такой вывод очевиден при неизменном к. п. д. вспомогательных котлов ( $\eta_{\text{в.к}} = \eta_{\text{в.к}}'$ ), и если в установках, где предусмотрено байпасирование утилизационных котлов, направление газа через поверхности нагрева не вызывает повышения сопротивления выпуску, и к. п. д. главных двигателей не меняется. Последнее обычно удовлетворяется, так как газовое сопротивление утилизационных котлов при чистых поверхностях нагрева не превышает 200—300 мм вод. ст. Но с уменьшением паропроизводительности вспомогательного котла при частичном замещении его к. п. д. обычно понижается. Кроме того, из-за отложений на поверхностях нагрева утилизационного котла несколько возрастает и сопротивление.

В итоге эффективность утилизации тепла выпускных газов снижается, а изменение к. п. д. установки при сохранении мощности главных двигателей оценивается по формуле

$$\frac{\eta_{\text{г}}'}{\eta_{\text{г}}} = \frac{1}{1 - K_z Z + (1 - K_z) Z (\eta_{\text{в.к}} / \eta_{\text{в.к}}' - 1) + X (\eta_{\text{е.г.д}} / \eta_{\text{е.г.д}}' - 1)} \quad (84)$$

Дополнительные слагаемые в знаменателе, по сравнению с формулой (83), учитывают повышение расхода топлива на установку из-за снижения к. п. д. вспомогательного котла

$$\Delta G_{\text{в.к}} = (1 - K_z) Z G_{\text{г}} (\eta_{\text{в.к}} / \eta_{\text{в.к}}' - 1).$$

и к. п. д. главного двигателя

$$\Delta G_{\text{г.д}} = X G_{\text{г}} (\eta_{\text{е.г.д}} / \eta_{\text{е.г.д}}' - 1).$$

Если, вследствие уменьшения  $\eta_{\text{е.г.д}}$  не выдерживается условие  $N_{\text{е.г.д}} = \text{const}$  и частота вращения дизеля снижается от  $n$  до  $n'$ , то изменение к. п. д. установки составит

$$\frac{\eta_{\text{г}}'}{\eta_{\text{г}}} = \frac{(n'/n)^3}{1 - K_z Z + (1 - K_z) Z (\eta_{\text{в.к}} / \eta_{\text{в.к}}' - 1) + X (n'/n - 1)} \quad (85)$$

где отношение  $n'/n$  является мерой изменения расхода топлива на главный двигатель из-за снижения эффективного к. п. д. и мощности. Из формул (84) и (85) нетрудно найти те предельные изменения отношений  $\eta_{\text{в.к}} / \eta_{\text{в.к}}'$  и  $\eta_{\text{е.г.д}} / \eta_{\text{е.г.д}}'$ , при которых включение утилизационного котла не дает повышения к. п. д. установки. Например, при  $X = 0,9$ ,  $Y = 0,5$ ,  $Z = 0,05$ ,  $K_z = 0,5$  из формулы (84) при  $\eta_{\text{г}} / \eta_{\text{г}}' = 1$  и  $\eta_{\text{в.к}} / \eta_{\text{в.к}}' = 1,03$  имеем  $\eta_{\text{е.г.д}} / \eta_{\text{е.г.д}}' = 1,01845$ , т. е. при снижении эффективного к. п. д. главных двигателей менее чем на 2%.

Данные испытаний (см. табл. 3) показывают, что у дизелей с турбонаддувом снижение  $\eta_{\text{е.г.д}}$  в среднем составляет 0,6% при повышении противодавления на каждые 100 мм вод. ст. сверх 300 мм вод. ст.

Таким образом, своевременная очистка поверхностей нагрева утилизационных котлов имеет значение не только для увеличения их паропроизводительности, но и для повышения экономичности установки.

Малая степень утилизации тепла выпускных газов при расходовании пара только для целей подогрева и отопления привела к тому, что на современных теплоходах значительное распространение получает второе направление — использование пара утилизационных котлов в турбогенераторах для выработки электроэнергии, так называемая схема глубокой утилизации. При таком способе утилизации имеется возможность эксплуатировать утилизационные котлы с полной нагрузкой независимо от времени года и района плавания, полностью использовать располагаемое тепло выпускных газов, сохранять моторесурс вспомогательных двигателей. Применение турбогенератора и увеличение паропроизводительности утилизационных котлов ведут к усложнению установки. Для облегчения обслуживания широко применяется автоматизация утилизационных, вспомогательных котлов и турбогенераторов (рис. 141). Для повышения экономичности и увеличения паропроизводительности утилизационные котлы снабжаются экономайзерами и пароперегревателями. Часть насыщенного пара пониженного давления отводится на вспомогательные нужды. При мощности главных двигателей свыше 10 000 л. с. электроэнергии, вырабатываемой турбогенератором в рейсе, достаточно для удовлетворения всех потребностей, т. е. возможна полная остановка вспомогательных двигателей и коэффициент их значения  $K_{\text{г}} = 1$ .

В случае внезапной остановки предусматривается автоматический ввод в действие дизель-генератора, находящегося в состоянии готовности, или подключается вспомогательный котел. При мощности главных двигателей  $N_{\text{ед}} < 10 000$  л. с. возможно частичное замещение вспомогательных двигателей. Если утилизационный турбогенератор работает параллельно с дизель-генератором, то  $K_{\text{г}} < 1$ , а к. п. д. вспомогательного двигателя обычно ниже номинального из-за малой нагрузки.

Если во время хода недостающее количество пара отбирается

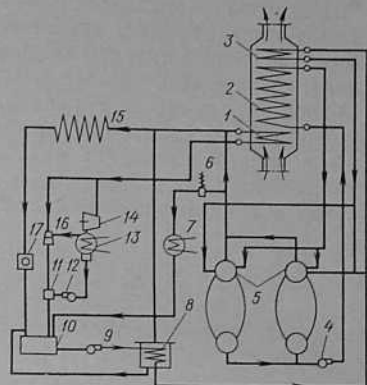


Рис. 141. Схема включения утилизационного и вспомогательного котлов танкера «Леонардо да Винчи»:

1 — пароперегреватель; 2 — утилизационный котел; 3 — экономайзер; 4 — циркуляционный котел; 5 — вспомогательные котлы; 6 — клапан сброса излишков пара; 7 — атмосферный конденсатор; 8 — подогреватель питательной воды; 9 — питательный насос; 10 — теплый ящик; 11 — охладитель; 12 — конденсатный насос; 13 — конденсатор; 14 — турбогенератор; 15 — потребители обогрета; 16 — эжектор; 17 — контрольная цистерна



от вспомогательного котла и электроэнергия вырабатывается только утилизационным турбогенератором, то имеет место полное замещение вспомогательных двигателей ( $K_y=1$ ), но степень замещения вспомогательных котлов ( $K_z < 1$ ) снижается.

В общем случае при переходе на режим работы с глубокой утилизацией и частичным замещением вспомогательных двигателей и котлов изменение к. п. д. установки с учетом возможности снижения к. п. д.  $\eta_{e.g.d.}$ ,  $\eta_{e.v.d.}$ ,  $\eta_{e.v.k.}$  при сохранении мощности главных двигателей можно найти по формуле

$$\frac{\eta'_y}{\eta_y} = \frac{1}{1 - (K_z Z + K_y Y) + (1 - K_z) Z (\eta'_{e.v.k.}/\eta_{e.v.k.} - 1) + (1 - K_y) Y (\eta'_{e.v.d.}/\eta_{e.v.d.} - 1) + X (\eta'_{e.g.d.}/\eta_{e.g.d.} - 1)} \quad (86)$$

Аналогично выражению (85) формула (86) может быть преобразована и для режима с меньшей частотой вращения ( $n' < n$ ).

Как видно из уравнения (86), ухудшение экономичности главных и вспомогательных двигателей, вспомогательных котлов существенно снижает эффективность утилизации тепла выпускных газов. Наибольшая экономичность от утилизации достигается при полном замещении ( $K_z=1$ ,  $K_y=1$ ), когда к. п. д. установки достигает максимума:

$$\eta_{y \max} = \eta_y [- (Z + Y)] = \eta_y / X = \eta_{e.g.d.} \eta_{п.g.d.} \quad (87)$$

Очевидно, что при этом исчерпываются возможности повышения к. п. д. установки путем снижения затрат энергии на собственные нужды и обслуживание экипажа. Дальнейшее его повышение потребует передачи мощности утилизационных устройств на гребной вал, что приведет к росту эффективного к. п. д. двигателя ( $\eta'_{e.g.d.} > \eta_{e.g.d.}$ ) в формулах (86), (87), а при полном замещении вспомогательных двигателей и котлов позволит превзойти величину  $\eta_{y \max}$

$$\eta'_{y}/\eta_{y \max} = \frac{1}{1 + X (\eta'_{e.g.d.}/\eta_{e.g.d.} - 1)} \quad (88)$$

При работе на винт фиксированного шага подключение к валу двигателя дополнительных источников энергии приведет к росту мощности и частоты вращения и формула (88) преобразуется к виду

$$\eta'_{y}/\eta_{y \max} = \frac{(n'/n)^3}{1 + X (n'/n - 1)} \quad (89)$$

Возможности повышения к. п. д. благодаря развитию системы утилизации тепла выпускных газов имеются в высокомошных установках (20 000 л. с. и более), где, по расчетным данным, удельный расход топлива может быть снижен до 135 г/л. с.ч.

Если известно изменение к. п. д. установки, то абсолютная экономия топлива, получаемая от использования утилизационных устройств, рассчитывается по формулам:

$$\Delta G_y = G_y (1 - \eta_y/\eta'_y); \quad (90)$$

на режиме работы при изменении мощности и частоты вращения

$$\Delta G_y = G_y [1 - \eta_y/\eta'_y (n'/n)^3]. \quad (91)$$

Пример расчета к. п. д. и экономии топлива для трех схем использования тепла выпускных газов в случае полного замещения показывает (табл. 16), что при исходных данных  $X=0,9$ ;  $Y=0,05$ ;  $Z=0,05$ ;  $\eta_{e.g.d.}=0,4$  и расходе топлива на установку  $G_y=1000$  кг/ч экономия топлива на сухогрузном теплоходе составит от 5 до 10%.

Таблица 16

Изменение к. п. д. установки при использовании тепла выпускных газов

Использование пара	К. п. д. установки и его изменение	Экономия топлива		
		$\frac{\eta_y}{\eta'_y}$	$\Delta G_y$ , кг/ч	$\Delta G_y$ т/год (5000 ч)
Исходный режим без утилизации	$\eta_y = \eta_{e.g.d.} \eta_{п.g.d.} X = 0,4 \times 0,987 \times 0,9 = 0,355$	1	0	0
На подогрев и отопление при $K_z=1$	$\frac{\eta'_y}{\eta_y} = \frac{1}{1 - K_z Z} = \frac{1}{1 - 0,05}$	1,0545	50	$\frac{250}{2} = 100^*$
На турбогенератор при $K_y=1$	$\frac{\eta'_y}{\eta_y} = \frac{1}{1 - K_y Y} = \frac{1}{1 - 0,05}$	1,0545	50	250
На турбогенератор, подогрев и отопление при $K_y=1$ и $K_z=1$	$\frac{\eta'_{y \max}}{\eta_y} = \frac{1}{X} = \frac{1}{0,9}$	1,11	100	350*

\* При расходовании пара на подогрев и отопление предполагается, что число часов работы утилизационного котла в течение года составляет половину времени работы главных двигателей.

В современных судовых дизельных установках применяются и схемы утилизации второй основной потери тепла главных двигателей — *тепла охлаждающей воды*.

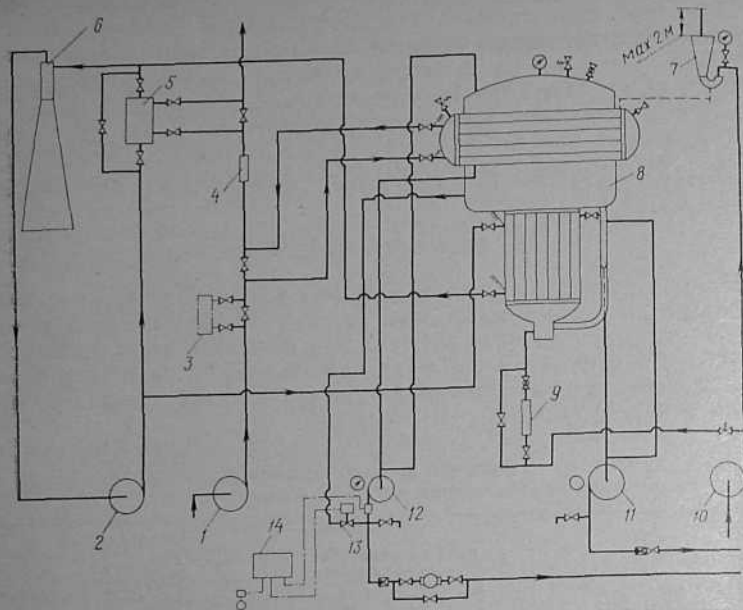


Рис. 142. Схема включения испарительной установки типа «Атлас» в систему охлаждения двигателя:

1 — насос забортной воды; 2 — насос пресной воды; 3 — воздухоохладитель; 4 — маслоохладитель; 5 — водоохладитель; 6 — главный двигатель; 7 — эжектор; 8 — испаритель; 9 — ротаметр; 10 — эжекторный насос; 11 — рассольный насос; 12 — конденсатный насос; 13 — электромагнитный клапан; 14 — соленомер

Вода, выходящая из двигателей, может использоваться как греющая среда в различных теплообменных аппаратах (подогревателях воды, топлива, масла), в испарителях котловой и мытьевой воды, а иногда и для отопления. Однако достаточно широкое применение на теплоходах нашли пока только вакуумные испарительные установки, которые дают возможность «срабатывать» значительный теплоперепад и достигать существенного экономического эффекта. Расчеты и опыт показывают целесообразность приготовления пресной воды в рейсе из забортной для увеличения грузоподъемности судна и повышения к. п. д. установки. Расход тепла на испарительную установку для сухогрузного теплохода составляет 1,7—2,8% расхода тепла на главный двигатель и возрастает до 2—3,4% для танкера в связи с большими расходами пресной воды на питание котлов. Выход пресной воды для установки с  $N_{с.г.д.} = 10\,000$  л. с. мог бы составить 50—60 т/сутки, что в нормальных условиях плавания значительно превосходит суточный расход пресной воды. Поэтому производительность испарительных установок транспортных судов ограничивается 15—20 т/сут (при указанной мощности главного двигателя).

Наиболее экономичными являются вакуумные испарительные установки поверхностного типа (рис. 142) — расход электроэнергии составляет 4—6 кВт·ч на тонну дистиллята (для бесповерхностных — 12÷15 кВт·ч). В качестве греющей среды используется охлаждающая вода главных двигателей с температурой 60—65°C. Испарение забортной воды происходит при низкой температуре 30—40°C и соответствующем давлении 0,043—0,075 кгс/см<sup>2</sup>, что обеспечивает высокую надежность и малое накипеобразование. Испаритель подключен параллельно водоохладителю главного двигателя. Это дает возможность поддерживать оптимальные температуры воды в системе охлаждения двигателя независимо от режима работы испарителя и использовать его как резервное средство охлаждения пресной воды в случае выхода из строя основного водоохладителя. Возможна и последовательная схема включения (с байпасным трубопроводом). По выходе из испарителя температура пресной воды понижается на 5—15°C и возвращается в систему охлаждения двигателя за водоохладителем. Забортная вода подается в конденсатор испарителя из напорной магистрали забортной воды. Температура ее по выходе из конденсатора повышается на 4—8°C. Испаритель питается забортной водой от эжекторного насоса через измерительное устройство (ротаметр). Расход забортной воды, подаваемой в камеру испарения, в 3—4 раза больше производительности испарителя. Рассол из испарителя удаляется рассольным насосом. Вакуум поддерживается гидравлическим эжектором, вода к которому подается эжекторным насосом. Установка снабжается устройством для контроля солевого содержания конденсата. При нормальной работе испарителя содержание хлоридов не превышает 6 мг/л. Допускаемая температура забортной воды 28—30°C.

На режиме полного хода в испаритель направляется часть охлаждающей пресной воды, так что используемое тепло составляет около  $\frac{1}{4}$  располагаемого.

Повышение к. п. д. установки при использовании тепла охлаждающей воды в вакуумном испарителе оценивается условно, исходя из предположения, что при его отключении такое же количество дистиллята получается в обычном испарителе, работающем на паре от вспомогательного котла, т. е.

$$\eta'_y = \eta_y / (1 - aZ), \quad (92)$$

где  $a$  — относительный расход топлива на вспомогательный котел в связи с расходом части пара на испарительную установку.

Для сухогрузных теплоходов  $a = 0,25$  общего расхода топлива на вспомогательные котлы и достигает 0,3 общего расхода топлива на собственные нужды установки для танкеров. Принимая  $a = 0,25$  для рассматриваемого выше примера ( $Z = 0,05$ ), найдем, что повышение величины  $\eta_y$  от включения испарителя оценивается отношением

$$\eta'_y / \eta_y = 1 / (-aZ) = 1 / (1 - 0,25 \cdot 0,05) = 1,012,$$

т. е.  $\eta_y$  возрастает на 1,2% и расход топлива уменьшается на 11,85 кг/ч, или с учетом расхода электроэнергии на привод насосов испарительной установки (примерно 10% величины  $\Delta G_y$ ) экономия топлива составляет около 10 кг/ч.

На крупных плавучих базах и заводах с большими запасами и расходом пресной воды используют мощные вакуумные испарительные установки (до 100—120 т/сут), позволяющие во время хода полностью использовать тепло воды, охлаждающей главные двигатели. В этом случае выключаются штатные водоохладители и существенно уменьшается расход топлива.

К числу потерь энергии в установке относятся и потери в *приводе вспомогательных механизмов*. В формуле для  $\eta_y$  эти потери не учитываются отдельным членом, а входят в величины  $\eta_{e.g.d.}$  и  $X$ . Переход от одной схемы привода к другой сопровождается изменением этих величин и, в зависимости от к. п. д. привода и к. п. д. первичного двигателя, вызывает то или иное изменение к. п. д. установки.

В установках транспортных теплоходов подавляющее число вспомогательных механизмов, в том числе и обслуживающих главные двигатели, имеют автономный привод от электродвигателей. В установках малой мощности часто применяют двигатели с навешенными механизмами.

Обладая рядом конструктивных и эксплуатационных достоинств, автономный электрический привод характеризуется сравнительно низким к. п. д. Потери в передаче, состоящие из потерь в генераторах, в сети и электродвигателях, составляют 20—35% от передаваемой мощности. Если учесть, что к. п. д. вспомогательных двигателей обычно ниже к. п. д. главных и что привод насосов главного двигателя от самого двигателя в ряде случаев позволяет отказаться от использования вспомогательных двигателей во время хода, то станет понятен интерес, который проявляется к схемам привода механизмов от валогенераторов и гидродвигателей. При таких схемах удается сохранить преимущества автономного электрического привода, повысить к. п. д. установки и сохранить моторесурс вспомогательных двигателей. От валогенераторов питаются электроэнергией насосы, обслуживающие главные двигатели, машинные вентиляторы и некоторые другие механизмы с постоянной нагрузкой во время хода судна. В гидроприводе насосов пресной и забортной воды системы охлаждения двигателей рабочей жидкостью является масло, которое по выходе из гидродвигателя используется в системах смазки и охлаждения поршней (рис. 143).

В обоих случаях всегда имеется возможность перехода на дублирующие насосы с автономным электроприводом от судовой электростанции. При снижении частоты вращения двигателя до 0,7—0,8  $n_{ном}$  такой переход осуществляется автоматически: валогенераторы или гидропривод отключают, двигатель на переменных ходах и при маневрировании обслуживают насосы с ав-

тономным электроприводом. На режимах полного хода допускается также работа с приводом насосов от главных двигателей и от судовой электростанции.

Рассмотрим в какой степени переход от одной схемы привода к другой отражается на экономичности установки. За исходную будем считать схему с автономным приводом насосов от судовой электростанции.

Включение валогенератора или гидропривода оказывает влияние на к. п. д. главных и вспомогательных двигателей и ведет к перераспределению расходов топлива. Изменение к. п. д. установки в этом случае оценивается по формулам:

при сохранении частоты вращения главного двигателя путем увеличения подачи топлива

$$\frac{\eta'_y}{\eta_y} = \frac{1}{1 - K_n Y + (1 - K_n) Y (\eta_{e.v.d.}/\eta'_{e.v.d.} - 1) + X (\eta_{e.g.d.}/\eta'_{e.g.d.} - 1)}; \quad (93)$$

при сохранении положения топливной рукоятки и уменьшении частоты вращения до  $n'$

$$\frac{\eta'_y}{\eta_y} = \frac{(n'/n)^3}{1 - K_n Y + (1 - K_n) Y (\eta_{e.v.d.}/\eta'_{e.v.d.} - 1) + X (n'/n - 1)}. \quad (94)$$

Если при включении валогенератора или гидропривода нагрузка дизель-генератора остается без изменения (уменьшается число работающих генераторов), то  $\eta_{e.v.d.} = \eta'_{e.v.d.}$  и к. п. д. установки повышается. Коэффициент замещения  $K_n$  вспомогательных двигателей валогенератором или гидроприводом определяется отношением замещаемого расхода топлива  $\Delta G_{v.d.} = G_{v.d.} - G'_{v.d.}$  к его расходу  $G_{v.d.}$  на исходном режиме

$$K_n = (1 - G'_{v.d.})/G_{v.d.} = (1 - Y')/Y$$

и составляет 0,8—0,9 для валогенератора и 0,5—0,6 для гидропривода.

При малом увеличении мощности главного двигателя (обычно не более 3%) влиянием включения валогенератора или гидропривода на индикаторный к. п. д. можно пренебречь, тогда

на режиме при  $n = \text{const}$

$$\eta_{e.g.d.}/\eta'_{e.g.d.} = \eta_{m.g.d.}/\eta'_{m.g.d.} = (N_{i.g.d.} + \Delta N_{e.g.d.})/N_{i.g.d.};$$

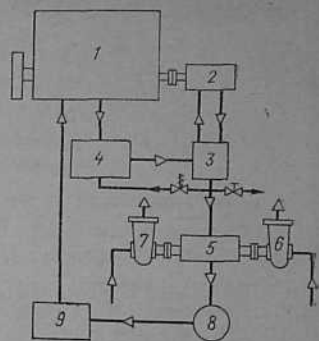


Рис. 143. Схема гидропривода насосов охлаждения двигателя:

1 — двигатель; 2 — насос-генератор; 3 — клапанная коробка однопоточности; 4 — циркуляционная масляная цистерна; 5 — гидромотор; 6 — насос забортной воды; 7 — насос пресной воды; 8 — масляный фильтр; 9 — маслоохладитель

на режиме  $TP = \text{const}$

$$\eta_{e.g.d.} / \eta'_{e.g.d.} = p_{e.g.d.} / (p_{e.g.d.} - \Delta p_{e.g.d.}),$$

где  $\Delta N_{e.g.d.}$  — мощность, отбираемая от вала двигателя на привод валогенератора или гидронасоса;

$\Delta p_{e.g.d.} = \Delta N_{e.g.d.} / kn$  — среднее эффективное давление, соответствующие мощности  $\Delta N_{e.g.d.}$  ( $k$  — постоянная двигателя).

В эксплуатационных условиях отношение  $\eta_{e.g.d.} / \eta'_{e.g.d.}$  для двигателей, работающих на винт фиксированного шага при  $TP = \text{const}$ , оценивают по изменению частоты вращения  $\eta_{e.g.d.} / \eta'_{e.g.d.} = (n/n')^2$ .

Определим величину  $\eta_y$  установки сухогрузного теплохода типа «Белорецк» с главным двигателем Бурмейстер и Вайн 684VT2BF180 при включении валогенератора и условно — при включении гидропривода.

Установка на исходном режиме при автономном электроприводе вспомогательных механизмов без затрат энергии на вентиляцию и осушение воздуха в трюмах характеризуется следующими данными:  $G_y = 2220$  кг/ч,  $N_{e.g.d.} = 12600$  л. с.,  $p_{e.g.d.} = 8,6$  кгс/см<sup>2</sup>,  $X = 0,917$ ,  $Y = 0,03$ ,  $\eta_y = \eta_{e.g.d.} \eta_{г.д.}$ ;  $X = 0,393 \times 0,99 \times 0,917 = 0,357$ .

Таблица 17

Изменение к. п. д. установки при использовании валогенератора и гидропривода

Привод	Режимы работы					
	$n = \text{const}$			$TP = \text{const}$		
	$\eta_y$	$\Delta \eta_y$	$\Delta G$ , кг/ч	$\eta_y$	$\Delta \eta_y$	$\Delta G$ , кг/ч
Автономный . . . . .	0,357	0	0	0	0	0
С включенным валогенератором . . . . .	0,359*	0,002*	12,4*	0,357*	0	0
	0,36	0,003	18,6	0,358	0,001	6,0
С включенным гидроприводом . . . . .	0,3605	0,0035	21,6	0,359	0,002	12,25

\* При уменьшении к. п. д. вспомогательных двигателей  $\eta_{e.g.d.}$  с 0,35 до 0,3.

Коэффициенты замещения и мощности, отбираемые от двигателя, равны:

при включении валогенератора  $K_n = 0,84$ ,  $\Delta N_{e.g.d.} = 286$  л. с.;  
при включении гидропривода  $K_n = 0,56$ ,  $\Delta N_{e.g.d.} = 150$  л. с.

Данные (табл. 17) показывают, что при сохранении индикаторного к. п. д. двигателя использование валогенератора или гидропривода вспомогательных механизмов дает заметную экономию топлива, особенно на режиме  $n = \text{const}$ .

В заключение отметим, что формулы вида (84), (86), (93) позволяют оценить и суммарный эффект, получаемый от утилизации тепла выпускных газов, охлаждающей воды и от использования различных схем привода вспомогательных механизмов [23].

1. Балакин В. И., Еремеев А. Ф. Топливная аппаратура быстросходных дизелей. Л., «Машиностроение», 1967, 299 с.

2. Большаков В. Ф., Гинзбург Л. Г. Судовые малооборотные дизели. Л., «Судостроение», 1971, 192 с.

3. Ваншейдт В. А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей. Л., «Судостроение», 1969, 639 с.

4. Владимиров В. А., Гриншпун А. Е. Обкатка судовых малооборотных дизелей. М., «Транспорт», 1970, 184 с.

5. Возницкий И. В. Техническая эксплуатация двигателей промышленных судов. М., «Пищевая промышленность», 1969, 368 с.

6. Возницкий И. В., Иванов Л. А. Предотвращение аварий судовых двигателей внутреннего сгорания. М., «Транспорт», 1971, 192 с.

7. Гаврилов В. С., Камкин С. В., Шмелев В. П. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. М., «Транспорт», 1967, 328 с.

8. Гиттис В. Ю. и др. Теоретические основы эксплуатации судовых дизелей. М., «Транспорт», 1965, 376 с.

9. Давыдов Г. А., Овсянников М. К. Температурные напряжения в деталях судовых дизелей. Л., «Судостроение», 1969, 247 с.

10. Иванов Л. А. Теплонапряженность и эксплуатационная надежность цилиндро-поршневой группы судового дизеля. Мурманск, Мурманское книжное издательство, 1973, 321 с.

11. Камкин С. В. Газообмен и наддув судовых дизелей. Л., «Судостроение», 1972, 200 с.

12. Карпов Л. Н., Лютов И. Л., Гаврилов В. С. Двигатели с турбонаддувом. М., «Транспорт», 1971, 280 с.

13. Кутьин Л. И. Вопросы автоматизации судовых энергетических установок. М., 1973, 107 с. (Рекламбюро ММФ).

14. Кутьин Л. И. Автоматизация судовых дизельных и газотурбинных установок. Л., «Судостроение», 1973, 384 с.

15. Маслов В. В. Судовые системы малооборотных дизелей. Л., «Судостроение», 1968, 324 с.

16. Межерцкий А. Д. Турбокомпрессоры судовых дизелей. Л., «Судостроение», 1971, 192 с.

17. Мирющенко А. А., Митрюшкин Ю. Д. О режиме прогрева мощных судовых дизелей после пуска. «Морской флот», 1967, № 12, с. 19—20.

18. Петров В. П., Попов Г. А., Савин Е. В. Эксплуатация автоматизированных судовых дизельных установок. М., «Транспорт», 1972, 184 с.

19. Петровский Н. В. Газотурбинный наддув мощных двухтактных судовых дизелей. Л., «Судостроение», 1970, 254 с.
20. Прошкин А. Т. Плотность плунжерных пар ТНВД и ее влияние на эксплуатационные характеристики мощных судовых дизелей. «Техническая эксплуатация флота», 1972, № 29 (293), с. 3—9 (ЦБНТИ ММФ).
21. Селиверстов В. М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках. Л., «Судостроение», 1973, 254 с.
22. Семенов В. С., Трофимов П. С. Долговечность цилиндро-поршневой группы судовых дизелей. М., «Транспорт», 1969, 216 с.
23. Современные судовые дизели и их эксплуатация. (Цикл лекций). М., «Транспорт», 1973, 166 с.
24. Судовые малооборотные дизели с турбонаддувом. Л., «Судостроение», 1967, 406 с. (Под редакцией докт. техн. наук Н. Н. Иванченко).
25. Техническое обслуживание судового оборудования и его эксплуатационная надежность. (Цикл лекций). М., 1974, 131 с. (Рекламбюро ММФ).
26. Фомин Ю. Я. Эксплуатационные характеристики судовых малооборотных дизелей. М., «Транспорт», 1968, 304 с.
27. Шмелев В. П. Исследование режима минимально устойчивого числа оборотов судовых дизелей. Научно-техн. сб. УУЗ ММФ «Судовые силовые установки», вып. 9, Л., «Транспорт», 1970, с. 3—11.
28. Шмелев В. П., Апостолов Н. Т. Некоторые сравнительные характеристики топливной аппаратуры с насосами клапанного типа. Научно-техн. сб. УУЗ ММФ «Судовые силовые установки». Вып. 10, Л., «Транспорт», 1973, с. 17—30.
29. Юткевич Р. М., Савин К. А., Волегов В. А. Судовые сепараторы топлива и масел. Л., «Судостроение», 1967, 187 с.
30. G. K. Aue, S. Frey. Some special problems in fuel injection systems. A special survey by «The Motor Ship», X, 1969.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	5
<b>Глава I. Характеристики главных и вспомогательных дизелей</b>	10
§ 1. Понятие режима работы и характеристики двигателя	10
§ 2. Энергетические и экономические показатели	12
§ 3. Показатели механической напряженности	19
§ 4. Показатели тепловой напряженности	25
§ 5. Нагрузочные характеристики	34
§ 6. Внешние характеристики двигателя	39
§ 7. Характеристики ограничения нагрузки	45
§ 8. Винтовые характеристики	52
<b>Глава II. Характеристики систем газообмена и наддува дизелей</b>	64
§ 9. Гидравлические характеристики продувочно-выпускного тракта двигателя	64
§ 10. Характеристики систем наддува	68
§ 11. Влияние эксплуатационных факторов на работу агрегатов наддува и двигателя	82
<b>Глава III. Характеристики систем топливоподдачи дизелей</b>	91
§ 12. Регулировочные характеристики топливной аппаратуры по статическим параметрам	91
§ 13. Влияние динамики впрыска на показатели регулирования	107
§ 14. Регулировочные характеристики топливной аппаратуры по динамическим параметрам	112
§ 15. Режимные характеристики топливной аппаратуры	120
<b>Глава IV. Эксплуатация систем топливоподдачи</b>	137
§ 16. Требования к топливной аппаратуре. Ее неисправности	137
§ 17. Профилактика и устранение неисправностей топливной аппаратуры	143
<b>Глава V. Установившиеся эксплуатационные режимы главных двигателей</b>	149
§ 18. Режимы полного хода. Эксплуатационная и номинальная мощность	149
§ 19. Режимы малого хода. Минимально-устойчивая частота вращения	153
§ 20. Режимы приработки двигателя	154
§ 21. Работа двигателя на швартовах, при буксировке, обростании корпуса и ходе судна в балласте	157
§ 22. Особенности работы многодвигательных установок и установок с ВРШ	161
<b>Глава VI. Неустановившиеся и аварийные режимы двигателей</b>	169
§ 23. Пуск и реверс двигателя	169
§ 24. Режимы прогрева и остановки	181

§ 25. Работа двигателя при волнении . . . . .	185
§ 28. Подготовка к действию, пуск и реверс. Программы пуска и стоянии турбокомпрессоров . . . . .	187
Глава VII. Особенности эксплуатации автоматизированных установок . . . . .	192
§ 27. Объем автоматизации и организация вахтенной службы . . . . .	192
§ 28. Подготовка к действию, пуск и реверс. Программы пуска и реверса . . . . .	195
§ 29. Управление двигателем при маневрировании и перевод его на режим полного хода . . . . .	203
§ 30. Программы управления непрерывными режимами . . . . .	205
§ 31. Контроль, сигнализация и диагностика при комплексной автоматизации . . . . .	212
Глава VIII. Топливо и топливная система . . . . .	220
§ 32. Топливо для дизелей . . . . .	220
§ 33. Топливная система. Очистка топлива . . . . .	227
Глава IX. Масла и системы смазки . . . . .	235
§ 34. Масла для дизельных установок . . . . .	235
§ 35. Система цилиндрической смазки . . . . .	239
§ 36. Циркуляционная система смазки . . . . .	248
§ 37. Системы смазки газотурбоагрегатов . . . . .	259
Глава X. Системы охлаждения . . . . .	261
§ 38. Системы охлаждения двигателей и газотурбоагрегатов . . . . .	261
§ 39. Системы охлаждения поршней . . . . .	266
§ 40. Система охлаждения забортной водой . . . . .	271
Глава XI. Системы сжатого воздуха и управления . . . . .	273
§ 41. Система сжатого воздуха . . . . .	273
§ 42. Система управления дизелем . . . . .	276
Глава XII. Экономичность работы установки . . . . .	279
§ 43. Тепловой баланс и к.п.д. установки . . . . .	279
§ 44. Утилизация тепловых потерь . . . . .	283
Список литературы . . . . .	283

*Владилен Сергеевич Гаврилов,  
Сергей Васильевич Камкин,  
Владимир Павлович Шмелев*

**ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ  
СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК**

Редактор *В. Г. Лендос*  
Обложка художника *Г. П. Казаковцева*  
Технический редактор *В. А. Бодрова*  
Корректор *В. А. Воробьева*

Сдано в набор 11/IX 1974 г. Подписано к печати 23/VI 1975 г. Бумага 60×90/16,  
типографская № 2. Печатных листов 18,5. Учетно-изд. листов 20,82. Тираж 6000.  
Т-11419. Изд. 1-1/10 № 6104. Заказ 6982. Цена 95 коп.

Изд-во «ТРАНСПОРТ», Москва, Басманный туп., 6а

г. Куйбышев, проспект Карла Маркса, 201. Типография изд-ва «Волжская коммуна».