

Л 554

Ф.А.ЛИВЕНЦЕВ

СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ

С ДВИГАТЕЛЯМИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ



Ф. Л. ЛИВЕНЦЕВ

**СИЛОВЫЕ
УСТАНОВКИ
С ДВИГАТЕЛЯМИ
ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ**



ВВЕДЕНИЕ

Последнее десятилетие в развитии силовых установок (СУ) с двигателями внутреннего сгорания (ДВС) всех видов и назначений ознаменовалось значительными изменениями во взглядах на решения многих вопросов их проектирования и эксплуатации. Практически во всех частях и элементах современных СУ имеются черты, отличающие их от образцов, созданных до 1950 г.

Главным элементом отличия является газотурбинный наддув, обеспечивающий при сохранении простейшей формы исполнения (простого действия) резкое увеличение агрегатных мощностей современных ДВС и одновременное повышение их эффективных показателей. Дальнейшее развитие работ по использованию тяжелых высокосернистых сортов топлива привело к существенному изменению топливных систем. Для уменьшения износа деталей цилиндрико-поршневой группы и повышения надежности и долговечности ДВС необходимы новые решения в системах смазки, основанные на современных взглядах на режимы смазки, качество смазочных масел и влияние их присадок. Полный отказ от открытых систем охлаждения и решительный переход к замкнутым системам привел к резкому изменению состава этих систем. Более того, намечающийся переход к высокотемпературному охлаждению (ВТО) потребует совершенно иных технических решений многих вопросов теплоотвода от двигателей к воде открытых водоемов или непосредственно к воздуху, а создание систем комплексной утилизации теплоты охлаждающей воды и отработавших газов заставляет в совершенно ином свете рассматривать решение вопроса об утилизации так называемого отбросного тепла.

С современной точки зрения, особенно при широком использовании систем ВТО и комплексной утилизации теплоты охлаждающей воды и отработавших газов, теплосиловые установки с ДВС рассматриваются не только как источники механической или электрической энергии, но и как источники дешевого отбросного тепла в виде пара низкого давления, могущего быть использованным для нужд самой СУ и самых разнообразных нужд народного хозяйства. Назрела также необходимость обобщения и соответствующего освещения материалов по конструированию и расчетам фундаментов под ДВС, вопросов, касающихся методов

монтажа ДВС, их центровки с сопрягаемыми приводными механизмами, методов контроля общего технического состояния двигателей и наиболее важных их узлов и деталей, обеспечивающих их надежность и долговечность.

Новым является и вопрос автоматизации СУ с ДВС, получивший развитие за последние 15 лет и требующий для его решения таких сведений, которые или освещены недостаточно полно, или отсутствуют в специальных трудах.

В книге приведены сведения о современных стационарных и судовых установках, в которых многие технические проблемы решены по мнению автора, наиболее совершенным образом. Учитывая, что общий уровень технического совершенства современных СУ с ДВС во многом обязан развитию именно судовых двигателей и их силовых установок и судовая практика может быть полезной при проектировании новых (и особенно мощных) силовых установок с ДВС, в настоящей книге ей уделено особое внимание.

Наивысшие эффективные показатели по использованию теплоты сжигаемого топлива у ДВС привели к тому, что по крайней мере 90% земной энергетики составляют поршневые двигатели внутреннего сгорания. Простота и надежность в работе, высокая экономичность по удельному расходу топлива, исключительно высокая гибкость в управлении, постоянная готовность к действию делают поршневые ДВС незаменимыми в качестве силовых агрегатов подавляющего большинства силовых установок.

Трудно назвать отрасли хозяйства любой страны, где в качестве первичных силовых агрегатов не использовались бы поршневые ДВС. Наравне с паро- и газотурбинными электростанциями работает огромное число электростанций с дизелями и газовыми двигателями даже в таких технически развитых странах, как США и Англия, а мощность отдельных электростанций с ДВС достигает 470 тыс. *э. л. с.* Мировой морской и речной транспорт по крайней мере на 75% оснащены поршневыми ДВС, общая мощность которых составляет более 150 млн. *э. л. с.* Только за 1965 и 1966 гг. было введено в эксплуатацию двигателей морских теплоходов общей мощностью более 13 млн *э. л. с.* [56].

Общая мощность дизельных установок мирового железнодорожного транспорта превосходит 100 млн. *э. л. с.* Современная сельскохозяйственная техника немыслима без основного силового агрегата — поршневого ДВС. Практически вся современная строительно-дорожная техника, воздушный транспорт ближнего действия и, наконец, автомобильный транспорт имеют установленную мощность двигателей, исчисляемую несколькими десятками миллиардов *э. л. с.*; мощность двигателей только 130 млн. легковых автомобилей достигает ~6,5 млрд. *э. л. с.* Мировой годовой выпуск поршневых ДВС только для автомобильного транспорта и тракторов близок к 20 млн. единиц, что при средней мощности

**Параметры рабочих цилиндров двухтактных судовых ДВС
некоторых фирм**

Фирма-изготовитель	Диаметр цилиндра ход поршня, см	Число оборотов, об/мин	Тип продувки	Механический к. п. д., %	Среднее эффективное давление P_e , кг/см ²	Мощность рабочего цилиндра, э. л. с.
«Бурмейстер и Вайн»	98/200	114	Прямоточная клапанно-щелевая	91,0	9,65	3750
«Гетаверкен»	85/170	115	То же	87,6	8,90	2200
«Зульцер»	105/180	103	Поперечно-щелевая	89,8	8,96	3200
МАН	86/160	115	Петлеобразно-щелевая	89,3	8,80	2100
«Митсубиши»	85/160	125	Прямоточная клапанно-щелевая	89,4	9,10	2300
«Сторк»	90/170	115	То же	90,5	10,86	3000
ФНАТ	90/160	122	Поперечно-щелевая	—	7,60	2100

одного двигателя 50 э. л. с. составляет примерно 1 млрд. э. л. с., т. е. равен мощности около 500 таких гидростанций, как Куйбышевская ГЭС.

Недостатками поршневых ДВС являются:

а) наличие возвратно движущихся частей кривошипно-шатунных механизмов, что является причиной возникновения сил инерции, пропорциональных квадрату скорости вращения, вследствие чего рабочие числа оборотов ограничены;

б) большие удельные веса двигателей, увеличивающиеся по мере уменьшения числа оборотов, и вследствие этого большие абсолютные веса деталей машины;

в) ограниченные мощности рабочих цилиндров; если современные паровые турбины достигают мощности 300—500 тыс. квт., а газовые турбины — 75—100 тыс. квт., то наибольшие мощности в э. л. с., развиваемые современными ДВС в одном рабочем цилиндре, составляют:

Для автомобильных и тракторных	До 30
» высокооборотных	» 125
» тепловозных	» 250
» судовых малооборотных	» 3750

Сведения о мощных судовых ДВС некоторых зарубежных фирм приведены в табл. 1.

ДВИГАТЕЛИ СУДОВЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

1. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К СУДОВЫМ ДВС

Из большого числа разновидностей судовых установок с ДВС в книге рассмотрены лишь наиболее характерные. В них используются или реверсивные двигатели с прямой передачей, или неререверсивные с непрямой передачей на гребные винты. К первым относятся:

а) установки, у которых коленчатые валы главных двигателей мощностью до 40 тыс. э. л. с. при скорости вращения 110—200 об/мин соединяются с гребными винтами при помощи промежуточных и гребных валов;

б) установки, у которых два или четыре главных двигателя общей мощностью до 20—40 тыс. э. л. с. со скоростью вращения до 375 об/мин работают на один гребной винт через гидромуфты и общее редукторное устройство.

Ко второй группе относятся:

а) дизельные установки с электропередачей любой мощности, у которых энергия от двигателей (одного, двух, трех и более) передается к гребным винтам с помощью электропередачи по схеме двигателя — генераторы — гребные электродвигатели — гребные винты;

б) установки с двигателями мощностью до 7,5 тыс. э. л. с., работающими на гребные винты через реверсивные муфты или реверс-редукторы;

в) установки, у которых двигатели мощностью 17,5 тыс. э. л. с. и более со скоростью вращения 115 об/мин и выше вращают гребные винты с поворотными лопастями при непосредственном соединении коленчатых валов двигателей с гребными винтами [61] или с помощью понижающих редукторов.

К судовым двигателям предъявляются требования, направленные к повышению их надежности, а следовательно, и безопасности плавания судов. Ниже приведены основные требования, предъявляемые к главным судовым двигателям, включая некоторые главные требования Регистра СССР [38].

1. Двигатели, соединяемые непосредственно с винтами постоянного шага, должны быть оборудованы реверсивными устройствами для изменения направления вращения коленчатых валов и гребных винтов. Такие двигатели называются реверсивными и имеют в формуле их стандартного обозначения букву «Р», например 9ДКРН74/160. Реверсирование должно производиться одним человеком непосредственно или дистанционно с поста управления. Продолжительность реверсирования (изменения направления вращения коленчатого вала с переднего хода на задний или наоборот) должна быть не больше 15 сек при движении судна малым ходом и при полностью погруженном гребном винте. У исполненных машин продолжительность реверсирования значительно меньше указанной. Чтобы сократить продолжительность реверсирования главного двигателя, когда судно идет на установившемся полном ходу вперед, подача топлива прекращена, а коленчатый вал двигателя продолжает вращаться с убывающей скоростью, но в том же направлении, современный двигатель должен иметь в механизме реверсирования средство для торможения системы двигатель—винт, уменьшающее продолжительность реверсирования в этих условиях. Процесс торможения может осуществляться пусковым воздухом по типу применявшегося в свое время торможения паровозов контрпаром (см. гл. IX).

2. Мощность, развиваемая главными судовыми двигателями при ходе назад, должна быть не меньше 85%, а для двигателей с реверс-редукторами—не меньше 65% от мощности переднего хода.

3. Двигатели должны иметь средства для плавного изменения числа оборотов коленчатых валов от минимального до максимального как на переднем, так и на заднем ходу. Минимальное устойчивое число оборотов главных судовых двигателей, приводящих в действие непосредственно гребные винты, является одной из наиболее важных их характеристик и должно составлять не более 30% от номинального. У исполненных судовых двигателей при номинальном числе оборотов $n_n = 115 \div 120$ об/мин $n_{\min} = 20 \div 30$ об/мин, а у хорошо отработанных машин $n_{\min} = 18 \div 19$ об/мин. Минимальное устойчивое число оборотов главных двигателей фиксируется актами на ходовых испытаниях судов.

4. Для вращения двигателей и связанных с ним механизмов и устройств перед пуском, при ревизиях, регулировках, ремонтах и пр. они должны иметь валоповоротные машины с электромеханическим или ручным приводом. Продолжительность проворачивания на 1 оборот коленчатых валов мощных малооборотных ДВС с помощью электромеханических валоповоротных устройств составляет до 6—8 мин. Валоповоротные машины с ручным приводом допускаются в тех случаях, когда усилия на рукоятках не превышают 20 кг. Валоповоротные машины должны быть снабжены блокировочными устройствами, исключающими пуск двигателей при включенных машинах.

5. Главные судовые двигатели должны пускаться на передний и задний ход при любом положении коленчатых валов. Удельный расход пускового воздуха, отнесенный к 1 л. с. и минимальное давление пускового воздуха, при котором двигатель еще может быть пущен, характеризуют его пусковые качества. Эти качества обычно улучшаются с увеличением числа рабочих цилиндров в одном силовом агрегате, так как при этом уменьшается продолжительность открытия пусковых клапанов по углу поворота коленчатого вала, в связи с чем уменьшается степень предварительного наполнения рабочих цилиндров пусковым воздухом и увеличивается степень последующего его расширения при более полном использовании потенциальной энергии воздуха.

Современные двухтактные малооборотные многоцилиндровые ДВС в прогретом состоянии могут быть пущены в ход при давлении пускового воздуха 4,0—5,0 кг/см².

6. Судовые двигатели должны иметь хорошо уравновешенные силы инерции и моменты этих сил, так как корпуса судов в вертикальной и горизонтальной плоскостях имеют опасные формы собственных свободных двухузловых колебаний, частоты которых зависят от загрузки судов и могут совпадать или оказаться близкими к числу оборотов двигателей.

Неуравновешенные силы инерции двигателей при установке последних в средней части судов (район средней пучности собственных двухузловых колебаний корпусов) и неуравновешенные внешние моменты сил инерции при установке двигателей в кормовой части (кормовой узел колебаний) вызовут одну и ту же форму колебаний корпуса. Судовые двухтактные двигатели, как правило, имеют уравновешенные силы инерции первого и второго порядков, центробежные силы и неуравновешенные моменты этих трех видов сил, и так как двигатели часто устанавливаются в кормовой части судов, то в последнее время у малооборотных ДВС предпринимаются меры к уравновешиванию внешних моментов сил инерции. Одним из первых таких образцов является двигатель системы «Зульцер» типа 9RD90 [55], у которого момент сил второго порядка составляет 77 Т·м, момент сил первого порядка — 662,5 Т·м и момент центробежных сил — 662,5 Т·м. Моменты центробежных сил и сил первого порядка совпадают по фазе и в сумме дают неуравновешенный момент в вертикальной плоскости, равный 1325 Т·м. С помощью концевых противовесов и специального механизма у этого двигателя в значительной мере уравновешен момент центробежных сил и полностью — момент сил второго порядка. С помощью этих же концевых противовесов часть момента сил первого порядка может быть перераспределена из вертикальной плоскости в горизонтальную.

Следует обратить внимание и на тот факт, что неуравновешенные внутренние моменты сил инерции первого порядка M_1 ,

и центробежных сил M'_ω , действующие в середине коленчатых валов ДВС, по своему эффекту подобны действию неуравновешенной силы инерции, а именно: если внутренний суммарный момент действующий в вертикальной плоскости, равен $M'_I + M'_\omega$, то эквивалентная ему неуравновешенная сила инерции будет $P'_{I,\omega} = \frac{2(M'_I + M'_\omega)}{l_a}$, где l_a — длина коленчатого вала между осями крайних рамовых подшипников. Будучи установленными в средней части корпуса судна, двигатель с большим неуравновешенным моментом $M'_I + M'_\omega$ вызовет такие же колебания корпуса судна, как и неуравновешенная сила инерции $P'_{I,\omega}$. Момент M'_ω может быть уравновешен противовесами, а момент M'_I может быть частично или полностью перераспределен из вертикальной плоскости в горизонтальную. Немалые помехи вызывают также силы инерции (и их моменты) и более высоких порядков. От них в первую очередь страдают приборы контроля и аппаратура всех видов и назначений независимо от места ее расположения.

7. Чтобы машина не пошла вразнос, все главные судовые двигатели должны иметь предельные выключатели, допускающие превышение числа оборотов не более, чем на 15% против номинального. Эти выключатели могут иметь воздействие не только на органы топливоподачи, но также и на воздушные тракты (с помощью заслонок).

На двигателях, работающих на гребные винты, кроме предельных выключателей могут быть установлены всережимные регуляторы, обеспечивающие возможность работы на режимах от n_{\min} до n_{\max} с допустимым превышением оборотов не более, чем на 10% против n_n . При n_{\max} регуляторы должны уменьшать подачу топлива, но не допускать остановки двигателей. Двигатели, работающие на электрогенераторы, должны иметь регуляторы, удовлетворяющие требованиям раздела «Электрооборудование» правил Регистра СССР. Регуляторы судовых дизель-генераторов рассмотрены в п. 3 гл. II и п. 43 гл. XIII.

8. Все главные судовые ДВС, работающие непосредственно на гребные винты, должны иметь упорные подшипники, способные воспринимать упорные давления гребных винтов на переднем и заднем ходу. Они должны иметь единую с двигателем систему смазки и охлаждения. Для мощных малооборотных ДВС в качестве упорных должны использоваться однодисковые (одногребенчатые) подшипники Митчелла. В легких высокооборотных ДВС могут быть использованы подшипники качения.

9. Судовые двигатели должны быть способны работать неограниченное время как на переднем, так и на заднем ходу при постоянном крене на любой борт до 15° , при дифференте на корму или на нос до 5° . Должна быть обеспечена прочность креплений

двигателей к судовым фундаментам из расчета крена при качке до 45° на оба борта с периодом до 7,5 сек. Во всех случаях должна обеспечиваться полная безопасность обслуживающего персонала.

10. Очень важными показателями совершенства судовых ДВС являются: простота конструкции, легкая доступность ко всем движущимся частям кривошипно-шатунных механизмов при ревизиях и ремонтах, обработка порядка демонтажа и наличие удобных специальных приспособлений и инструментов. Совокупность этих показателей позволяет извлечь из рабочего цилиндра и вновь установить в цилиндр рабочий поршень тяжелого судового двигателя в очень короткие сроки.

В числе специальных инструментов и приспособлений обязательными являются:

а) гидродомкраты или ключи с нормированными крутящими моментами для затяжки болтов и связей;

б) средства для измерений остаточных деформаций мотылевых болтов четырехтактных ДВС;

в) стенд для ревизий и регулирования форсунок;

г) скоба для измерения просадок коленчатого вала в рамовых подшипниках;

д) приспособления и приборы для измерения деформаций колен валов по расхождению щек мотылей (раскепов);

е) полный комплект приспособлений и измерительных инструментов для контроля износа втулок рабочих цилиндров.

11. Важнейшими критериями совершенства судовых ДВС являются удельные расходы топлива и смазки, а также возможность работы на тяжелых и высокосернистых сортах топлива с вязкостью до 32 *сст* при температуре 100°C ($\sim 40^\circ\text{E}$ при температуре 50°C) и содержанием серы до 3% и более.

Современные судовые двигатели лучших моделей имеют удельные расходы топлива в пределах 0,150—0,155 *кг/э. л. с. ч* при работе на тяжелом топливе ($\eta_e = 0,425 \div 0,415$), удельные расходы цилиндровой смазки—0,3—0,6 *г/э. л. с. ч* и циркуляционной смазки — 0,1—0,15 *г/э. л. с. в сутки* [18].

12. Судовые двигатели должны охлаждаться пресной или дистиллированной водой при помощи замкнутых систем со средней температурой $70\text{—}80^\circ\text{C}$ и автоматическим регулированием. В системах охлаждения поршней (водой или маслом) должны быть средства визуального контроля потока охлаждающей жидкости, выходящей из каждого рабочего поршня. Ожидается, что в ближайшие годы температура охлаждающей воды на выходе из двигателей будет несколько повышена, что позволит более полно использовать теплоту охлаждающей воды и отработавших газов и обеспечить абсолютное повышение эффективного к. п. д. судовых СУ с ДВС на 6—7%.

13. Смазка судовых ДВС должна быть только циркуляционной и осуществляться при помощи замкнутых систем с автоматическим

регулированием температуры и обязательной защитой двигателей по минимально допустимому давлению.

14. Все секции картеров двигателей с диаметром рабочих цилиндров ≥ 300 мм должны быть защищены против взрывов паров масла пружинными предохранительными клапанами, открывающимися при избыточном давлении $\sim 0,10$ кг/см² и не пропускающими пламени из картеров и свежего воздуха в картеры после взрывов. Проходные сечения предохранительных клапанов определяются из расчета 120 см² на каждый кубический метр объема картера. На видных местах у люков картеров должны быть прикреплены предостерегающие плакаты: «Открывать люки картера не раньше, чем через 15—20 мин после остановки двигателя».

15. Вентиляция картеров у высокооборотных ДВС мощностью до 1000 э. л. с. должна осуществляться с помощью отсасывающих труб, подведенных к входным (всасывающим) воздушным трубам (каналам) нагнетателей; для малооборотных машин рекомендуется естественная вентиляция с выводом вентиляционных труб из картеров за пределы машинных помещений при обязательной установке защитных противополаменных устройств на выходных концах вентиляционных труб (рис. 87).

16. Из картеров должен обеспечиваться полный сток циркуляционного масла, а у высокооборотных ДВС должны предусматриваться устройства для откачки масла из картеров в случае их переполнения.

17. У тяжелых двигателей нижние вкладыши рамовых подшипников должны выводиться из постелей без подъема коленчатых валов, для чего каждый двигатель снабжается специальным приспособлением. При необходимости должны быть разработаны устройства для подъема коленчатых валов без использования подъемных кранов.

18. Каждый рабочий цилиндр двигателей с диаметром 180 мм должен иметь на крышке предохранительный клапан, отрегулированный на давление $1,25 p_z$, и индикаторный кран; здесь p_z — максимальное давление сгорания.

19. При заполнении водой двигателей и всех систем охлаждения и циркуляционной смазки весь воздух из них должен удаляться через постоянно и автоматически действующие устройства, а в процессе работы в водяных полостях цилиндров, крышек и корпусов турбонагнетателей в форсунках, рабочих поршнях и других узлах должна быть исключена всякая возможность образования воздушных и паровых мешков. Автоматическое удаление воздуха и пара из двигателей и систем достигается соответствующим включением в эти системы компенсационных баков, цистерн и др. В узлах и местах, где возможно попадание воды в циркуляционное масло (уплотнения втулок рабочих цилиндров, сальники и пр.), должны предусматриваться надежные средства контроля.

20. У судовых ДВС при помощи штатных приборов должны контролироваться следующие параметры:

а) число оборотов коленчатых валов * — при помощи тахометров; тахометры реверсивных двигателей должны иметь шкалы переднего и заднего хода (шкалы заднего хода с цифрами красного цвета); главные малооборотные двигатели должны иметь суммирующие счетчики оборотов;

б) давление: циркуляционной смазки * — перед фильтрами и после фильтров, перед входом в двигатели; забортной воды * — перед охладителями масла и воды; пресной воды * — перед двигателями; топлива * — перед насосами высокого давления; пускового воздуха * — в баллонах; теплоносителей — в системах охлаждения рабочих поршней и форсунок; продувочного воздуха * — в ресиверах (перед двигателями); воздуха и масла — в системах реверсивных устройств;

в) температура: отработавших газов * — при выходе из каждого рабочего цилиндра, перед турбонагнетателями и после них; воды * — при входе в двигатели и при выходе из каждого рабочего цилиндра (или только на выходе из двигателя у быстроходных машин); циркуляционного масла * — при входе в двигатели и выходе из них; воды или масла — при входе в рабочие поршни (в распределительном коллекторе) и при выходе из каждого рабочего поршня; воздуха * — после турбонагнетателей и воздухоохладителей (в ресиверах, т. е. непосредственно перед входом в двигатели); циркуляционного масла * — при входе в турбонагнетатели и выходе из них; охлаждающей воды — перед форсунками и при выходе из них;

г) напряжение и сила тока * — при разрядке и зарядке аккумуляторных батарей от низковольтных генераторов, навешенных на двигатели.

21. Дистанционное автоматизированное управление главными двигателями системы должно обеспечивать: а) пуск, изменение режима работы, остановку и реверсирование; б) прекращение подачи пускового воздуха при несостоявшемся пуске и при достижении двигателем угловой скорости, при которой он может быть переведен на работу на топливе; в) ускоренное автоматическое прохождение через запретные зоны чисел оборотов, лежащие на пути достижения заданного числа оборотов; г) аварийную остановку двигателей.

Полный перечень требований и условий автоматизации судовых СУ изложен в «Правилах Регистра СССР».

22. Шейки и щеки коленчатых валов судовых ДВС должны иметь размеры не меньше определяемых по расчетным формулам

* Звездочкой в п. 20 отмечены параметры, относящиеся и к главным, и к вспомогательным двигателям; параметры, не отмеченные звездочкой, относятся только к главным двигателям.

«Правил Регистра СССР». Для обеспечения требуемой прочности и плотности составных коленчатых валов натяг при горячей посадке шек на шейки должен выдерживаться в пределах 0,0014—0,0018.

Приведенные здесь требования к судовым ДВС и комментарии к ним не являются исчерпывающими и знакомят лишь с характером этих требований. Они уточняются по мере совершенствования ДВС и накопления опыта их эксплуатации.

Число главных двигателей в судовых СУ определяется в зависимости от назначения судна, от мощности, требуемой для движения судна с заданной скоростью, а также от мощности двигателей, которыми располагают конструкторы судов. Если судно совершает длительные рейсы без захода в промежуточные порты, предпочтительно иметь один главный двигатель. Для пассажирских судов, часто заходящих в порты, желательно иметь два главных двигателя, обеспечивающих безопасность плавания и облегчающих швартовку судна. Два главных двигателя ставят и в тех случаях, когда агрегатные мощности двигателей, имеющихся в распоряжении проектировщиков, меньше мощности, требуемой для движения судна с заданной скоростью.

Число оборотов коленчатых валов современных малооборотных ДВС зависит от их мощности и чаще всего составляет 115—170 *об/мин*, что соответствует высокому к. п. д. гребных винтов при умеренных скоростях движения. В целях снижения веса и габаритных размеров иногда используются двигатели с числом оборотов 200—400 *об/мин*, что при умеренных скоростях движения судов связано с понижением к. п. д. гребных винтов. Двигатели для быстроходных судов могут иметь число оборотов до 2000 *об/мин* при сравнительно высоком значении к. п. д. гребных винтов.

В современных условиях ни одна силовая установка с поршневыми ДВС, даже при испытании на стендах заводов, не может быть принята в эксплуатацию, если не будут произведены расчет крутильных колебаний системы [38, 48] и инструментальная проверка правильности расчета. Расчеты обычно выполняются конструкторскими бюро дизелестроительных заводов с использованием получаемых от судостроительных конструкторских бюро данных, касающихся линий валопроводов и гребных винтов.

Ниже приводятся некоторые соображения о возможных зонах критических чисел оборотов для судовых винтомоторных установок с прямой передачей мощности гребным винтам для многоцилиндровых двухтактных малооборотных двигателей простого действия. В этих силовых установках приходится иметь дело главным образом с двумя зонами критических чисел оборотов, из которых одна принадлежит первой (одноузловой), самой тяжелой форме, а вторая зона — второй (двухузловой) форме крутильных колебаний.

Так как в развитии крутильных колебаний длины валопроводов играют существенную роль, то следует различать два основных вида размещений главных двигателей в корпусах судов, т. е. в средней или в кормовой их части.

Для силовых установок с главными двигателями, расположенными в средней части судовых корпусов, при числе рабочих цилиндров от 4 до 7 критические числа оборотов первой формы крутильных колебаний в зависимости от индивидуальных свойств установок следует ожидать в диапазоне от 25 до 60% от номинального числа оборотов. Зоны запретных чисел оборотов должны составлять не более 10% от n_n . Это обычно не вызывает осложнений в эксплуатации, особенно в тех случаях, когда запретные зоны лежат в районе 25% от n_n . Эти зоны являются скоропроходимыми, и поэтому дополнительные напряжения от крутильных колебаний будут значительно меньше допустимых. Учитывая это обстоятельство, главные судовые двигатели, приводящие в действие непосредственно гребные винты, должны, по возможности, работать устойчиво и длительно при числе оборотов, составляющем ~20% от n_n .

Вторую форму двухузловых крутильных колебаний можно ожидать за пределами номинальных чисел оборотов, и задачей проектировщиков судовых СУ является ее наибольшее удаление от n_n .

Для СУ с главными двигателями, имеющими четыре, пять и шесть рабочих цилиндров, необходимы тяжелые маховики при валопроводах обычной жесткости; при семи- и восьмицилиндровых двигателях запретных зон чисел оборотов можно избежать при облегченных маховиках и валопроводах повышенной жесткости.

В случае расположения главных двигателей в кормовой части судовых корпусов при прямой передаче и при числе рабочих цилиндров четыре, пять и шесть запретные зоны чисел оборотов могут отсутствовать, если маховики будут иметь облегченный вес, а короткие валопроводы — повышенную жесткость; при числе рабочих цилиндров семь и восемь возможна одна зона запретных чисел оборотов для первой формы крутильных колебаний.

Для шести- и восьмицилиндровых главных двигателей при необходимости может быть применена заклинка мотылей не через 60 и 45° равномерно, а поочередно через 45 и 75° (для шестицилиндровых) и через 40 и 50 или через 35 и 55° (для восьмицилиндровых) с применением утяжеленных маховиков. Для восьмицилиндровых главных двигателей благоприятные результаты можно получить при углах заклинки мотылей, вытекающих из условия их уравнивания по системе Шлика, если применить ее для уравнивания двух секций по четыре цилиндра в каждой.

Для главных двигателей с числом рабочих цилиндров 9—12, устанавливаемых в средней или кормовой части судов, запретные зоны чисел оборотов должны быть исключены или варьированием массами маховиков, жесткостями валопроводов и углами заклинки мотылей, или с помощью демпферов.

Для всех двухтактных двигателей развитие резонансных крутильных колебаний можно ожидать в первую очередь от гармонических составляющих крутящих моментов, номера которых соответствуют числу рабочих цилиндров двигателей.

По правилам Регистра СССР напряжения от крутильных колебаний при длительной работе не должны превышать для коленчатых и гребных валов величины

$$\tau_{доп} = \pm \left(460 - 12 \sqrt{d} - 130 \frac{n}{n_n} \right) \text{ кг/см}^2;$$

для валов генераторов, промежуточных и упорных валов

$$\tau_{доп} = \pm \left(700 - 20 \sqrt{d} - 200 \frac{n}{n_n} \right) \text{ кг/см}^2,$$

где d — диаметр вала в см; n — исследуемое и n_n — номинальное число оборотов.

Для быстропроходимых запретных зон напряжения от крутильных колебаний допускается принимать у коленчатых и гребных валов $\tau'_{доп} = 2\tau_{доп}$; у промежуточных, упорных валов и валов генераторов $\tau_{доп} = 1,7 \tau_{доп}$.

2. СКОРОСТЬ ХОДА СУДНА И МОЩНОСТЬ ЕГО ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ

При выборе главных двигателей оперируют двумя характеристиками: внешней и винтовой. Винтовая характеристика представляет графическую зависимость между скоростью v судна и мощностью N главного двигателя (рис. 1).

Внешние характеристики двигателей снимаются при их испытании на стендах заводов-изготовителей. В случае отсутствия внешней характеристики двигателя она может быть построена с помощью формул Г. В. Мельникова, имеющих вид [30]:

а) для всех двигателей с наддувом и без наддува, имеющих число оборотов $n_n < 1600$ об/мин,

$$N = N_n \frac{n}{n_n} \left[1,3 + 0,13 \frac{n_n}{n} - 0,17 \left(\frac{n}{n_n} \right)^3 \right] a; \quad (1)$$

б) для двигателей без наддува, имеющих $n_n > 1600$ об/мин,

$$N = N_n \frac{n}{n_n} \left[1,3 + 0,08 \frac{n_n}{n} - 0,22 \left(\frac{n}{n_n} \right)^3 \right] a; \quad (2)$$

здесь N_n и n_n — номинальные мощность и число оборотов двигателя; a — коэффициент; $a = 1$, если цикловая подача топливных насосов неизменна, и $a = \sqrt{\frac{\Delta g_m}{\Delta g_{m.m}}}$, если цикловая подача топливных насосов изменяется с числом оборотов при работе по внешней характеристике; здесь $\Delta g_{m.m}$ — цикловая подача топлива при n_n и Δg_m — цикловая подача топлива при текущем числе оборотов n .

Зависимость между числом оборотов и мощностью двигателя, работающего по винтовой характеристике, выражается условием

$$\frac{N}{N_0} = \left(\frac{n}{n_0}\right)^k, \quad (3)$$

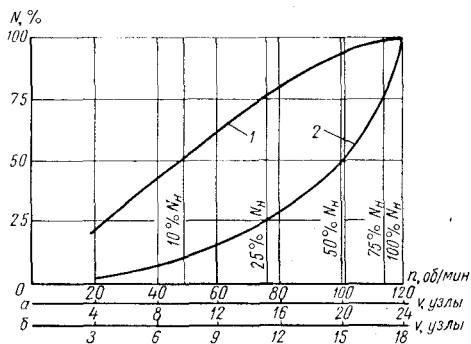


Рис. 1. Характеристики главного судового двигателя:

1 — внешняя; 2 — винтовая

где N_0 и n_0 — начальные значения мощности и числа оборотов; N и n — текущие значения мощности и числа оборотов; k — показатель степени, зависящий от свойств корпуса судна, его загрузки и скорости; для обычных судов он лежит в пределах 2,8—3,2; для стандартных винтовых характеристик, по

которым ведутся стендовые испытания судовых ДВС, $k = 3,0$.

Винтовые характеристики для одного и того же двигателя могут быть различными, а их характер зависит от особенностей корпуса судна. Корпуса судов ведут себя при движении в воде по-разному, а именно: если корпус судна не изменяет своего водоизмещения при движении в воде, его называют водоизмещающим, если же водоизмещение корпуса судна при его движении в воде уменьшается за счет гидродинамических давлений на корпус, которые увеличиваются по мере роста скорости, корпус называют глиссирующим. Всякий глиссирующий корпус судна при увеличении скорости его движения в воде на некотором начальном участке остается водоизмещающим, а при достижении так называемой критической скорости он переходит к глиссирующему движению.

На рис. 2 представлены характеристики главного судового двигателя в зависимости от его установки на водоизмещающем или глиссирующем судах: 1 — внешняя характеристика двигателя; 2 — винтовая характеристика при установке на быстроходном водоизмещающем судне; 3 — винтовая характеристика при установке на глиссирующем судне. Верхняя часть винтовой характеристики 3 на некотором участке эквидистантна внешней характеристике двигателя, и если винтовая характеристика

проходит вблизи внешней, то малейшее расстройство в двигателе приводит к тому, что он не в состоянии вывести корпус судна на глессирующее движение.

Часто при испытании головного объекта серии новых судов обнаруживают несоответствие между скоростью судна и числом оборотов двигателей. Причиной этого являются гребные винты. На рис. 3 показаны внешняя (кривая 1) и винтовые характеристики двигателя при гидродинамически тяжелом (кривая 2), нормальном (кривая 3) и гидродинамически легком (кривая 4) винтах.

При тяжелом винте винтовая характеристика пересечет внешнюю в точке $N_1 n_1$, в связи с чем $n_1 < n_n$ и $N_1 < N_n$. При легком винте винтовая характеристика не пересечет внешнюю, так как номинальное число оборотов n_n двигатель разовьет при меньшем эффективном давлении и его мощность будет $N_2 < N_n$. Следует учитывать, что любой винт переходит в разряд тяжелых при швартовых испытаниях двигателя ($v = 0$)

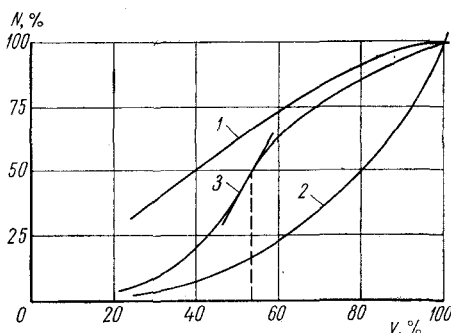


Рис. 2. Характеристики главного судового двигателя, установленного на водоизмещающем или глессирующем судах

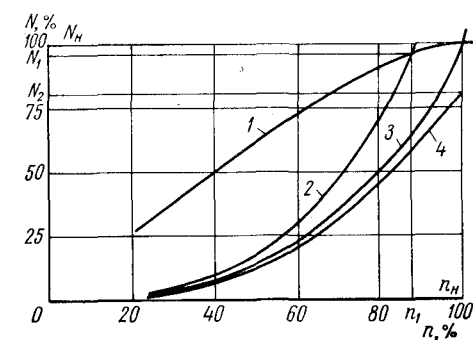


Рис. 3. Характеристики главного судового двигателя при разных гребных винтах судна

и при буксировке рассматриваемым судном другого объекта.

Так как один и тот же двигатель может быть установлен на судах с различной требуемой скоростью и скорость судна пропорциональна числу оборотов гребного винта, то при одинаковых мощностях и числах оборотов двигателя суда будут иметь различные скорости движения, как это показано на рис. 1 (см. шкалы оси абсцисс: a — для скорости 24 и b — для скорости 18 узлов).

Зависимость истинной мощности главного двигателя от скорости хода судна, или действительная винтовая характеристика, может быть установлена различными методами, а именно: на основании результатов испытаний модели корпуса судна в специальном бассейне, на основании самоходных испытаний модели, с помощью

эмпирических формул и др.; они рассматриваются подробно в теории корабля [19].

Величины, характеризующие корпус судна и его модель, связаны между собой коэффициентами подобия, с помощью которых можно перейти от данных испытаний модели к параметрам корпуса судна, а именно: отношение главных измерений корпуса (длины L , ширины B и осадки судна T) и его модели (соответственно l , b и t) $\frac{L}{l} = \frac{B}{b} = \frac{T}{t} = a$ — есть масштаб модели, который выбирается равным 9, 16, 25, 36 и т. д. в зависимости от размеров корпуса судна; отношение $\frac{LBT}{lbt} = a^3$; критерии Фруда корпуса и его модели равны между собой: $\frac{v}{\sqrt{gL}} = \frac{v_m}{\sqrt{gl}}$; отношение соответственных скоростей (в м/сек) корпуса и его модели $\frac{v_m}{v} = \frac{1}{\sqrt{a}}$; отношение волновых сопротивлений корпуса и его модели $\frac{R_{век}}{r_{вм}} = a^3$ и т. д.

Эмпирических формул для определения зависимости N от v очень много. Простейшей является формула адмиралтейских коэффициентов

$$N = \frac{V^{2/3} v^3}{C} \text{ э. л. с.}, \quad (4)$$

где N — мощность главного двигателя; V — объемное водоизмещение корпуса в m^3 ; v — скорость хода в узлах; C — адмиралтейский коэффициент.

Формула дает хорошие результаты в тех случаях, когда адмиралтейский коэффициент C определяется по реальному прототипу, имеющему геометрическое подобие с рассматриваемым судном или близкому к нему по форме корпуса. В таком случае

$$C = \frac{V_{np}^{2/3} v_{np}^3}{N_{np}}, \quad (5)$$

где V_{np} , v_{np} и N_{np} — соответствующие параметры прототипа.

В заключение следует сказать, что в судостроении и судоходстве протяженность пути измеряется морскими милями; морская миля есть длина дуги земного меридиана с центральным углом, равным одной минуте, или $\frac{40\,000\,000}{360 \cdot 60} = 1852$ м. Узел — это исторически сложившееся понятие о скорости движения судов, идущее от метода измерения скоростей в парусном флоте; скорость $v_{уз}$ есть расстояние v морских миль, пройденных судном за 1 ч.

Эксплуатационную мощность, число рабочих цилиндров, число оборотов и среднее индикаторное давление главных судовых двигателей можно подобрать при помощи номограммы, которая

строится для двигателей одной размерности рабочего цилиндра по исходным данным рабочего цилиндра. К исходным данным относятся эффективная мощность $N_{\text{эц}}$, развиваемая в одном рабочем цилиндре, среднее эффективное p_e или среднее индикаторное p_i давления, число оборотов двигателя n и хода поршня s . На рис. 4 представлена номограмма, составленная для двигателей ДКРН-74/160-2 Брянского машиностроительного завода, развивающих мощность $N_{\text{эц}} = 1500, 1650$ и 1800 э. л. с., при $p_i = 9,5, 10,0$ и $10,5$ кг/см² и $n = 115, 119$ и 120 об/мин

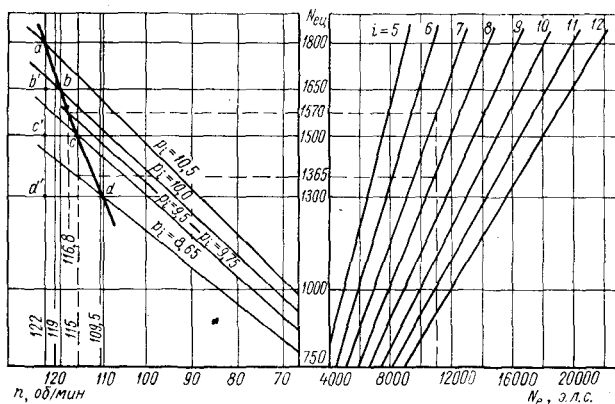


Рис. 4. Номограмма для подбора главного судового двигателя

соответственно. Номограмма позволяет решать ряд задач, возникающих в процессе подбора двигателей для вновь проектируемых судовых СУ. Например, требуемая мощность в 11 000 э. л. с. может быть получена в восьми рабочих цилиндрах при $n = 115$ об/мин и $p_i = 8,65$ кг/см² или в семи цилиндрах при $n = 116,8$ об/мин и $p_i = 9,75$ кг/см² и т. д. На номограмме точки a, b, c и d лежат на одной винтовой характеристике двигателей мощностью от 6500 до 21 800 э. л. с. с числом цилиндров $i = 5 \div 12$.

Левая часть номограммы рис. 4 может быть построена и по точкам p_i , нанесенным на линию предельно допустимого числа оборотов (122, 119, 115 об/мин), и соответствующим мощностям цилиндра (1800, 1650, 1500 и 1300 э. л. с.). Например, для $n = 122$ об/мин точке a соответствует $p_i = 10,5$ кг/см², точке b' — $p_i = 9,65$, точке c' — $p_i = 9,1$ и точке d' — $p_i = 8,25$ кг/см².

В процессе исследований, касающихся установления действительной зависимости между мощностью главного двигателя и скоростью хода судна, приходится оперировать со следующими понятиями мощности. Основой контроля за работой главного двигателя на стендах, на швартовых и ходовых испытаниях и

в эксплуатации является индикаторная мощность. Индикаторная мощность N_i развивается рабочим телом в цилиндрах двигателя. Непосредственными измерениями определяется среднее индикаторное давление p_i . Эффективная мощность двигателя $N_e = N_i \eta_m$, где η_m — механический к. п. д. двигателя; для двухтактных малооборотных судовых ДВС с газотурбонаддувом $\eta_m = 0,88 \div 0,91$ (см. табл. 1).

Для определения упорного давления, воспринимаемого упорным подшипником двигателя, необходимо определить буксировочную мощность, развиваемую гребным винтом:

$$N_{б.к} = N_e \eta_{м.в} \eta_{в}, \quad (6)$$

где $\eta_{м.в}$ — механический к. п. д. валопровода, равный $0,97 \div 0,98$; $\eta_{в}$ — к. п. д. гребного винта, равный $0,75—0,70$. Тогда упорное давление $R_{б.к}$ определяется по формуле

$$R_{б.к} = \frac{N_{б.к} \cdot 75}{v} \text{ кГ}, \quad (7)$$

где v — скорость корпуса судна, соответствующая этому упорному давлению.

Если модель судна испытывается в бассейне, то, имея общее сопротивление модели r_m , можно, пользуясь коэффициентами подобия, определить и буксировочное усилие $R_{б.к}$ корпуса судна, которое и является упорным давлением гребного винта. Для ориентировочных расчетов удельное упорное давление можно принимать равным $\sim 10 \text{ кГ/э. л. с.}$

Гидродинамические качества подводной части корпуса судна с течением времени, исчисляемого от очередного докования, непрерывно ухудшаются вследствие потери защитного слоя окраски и обрастания ракушками и водорослями. Это приводит к непрерывному изменению винтовой характеристики, т. е. к постепенному утяжелению гребного винта, в результате чего двигатель будет выходить на внешнюю характеристику ($p_{e \max}$), не развивая номинального числа оборотов, а следовательно и мощности. Одновременно с ухудшением гидродинамических свойств корпуса судна сам двигатель с течением времени теряет первоначальные качества вследствие износа деталей цилиндро-поршневой группы, топливной аппаратуры, загрязнения теплообменных аппаратов и др.

При неизменном положении рукоятки регулирования топливоподачи количество топлива, подаваемого в рабочие цилиндры за цикл, уменьшается, а если довести цикловую подачу до первоначальной величины, то двигатель не достигнет прежнего числа оборотов.

Производя периодическую очистку и окраску корпуса судна, а также ремонт главного двигателя можно улучшать их показатели, однако после каждого последующего ремонта неуклонно

ухудшаются качества корпуса судна и двигателя в сравнении с их предыдущими показателями. Чтобы иметь запас мощности главного двигателя, с помощью которого можно компенсировать ухудшение показателей двигателя и судна в целом, а также в целях увеличения долговечности (моторесурса) дизелестроители рекомендуют судовладельцам эксплуатировать главные двигатели при параметрах, меньших номинальных. Снижение мощности до так называемой эксплуатационной достигает 10—15% и производится по винтовой характеристике, т. е. при уменьшении оборотов на 5—8% против номинального их числа. У пассажирских и судов срочных линий запасы мощности главных двигателей больше, чем у грузовых (до 20%); они используются для обеспечения работы этих судов по расписанию при плохой погоде.

Основным документом, в котором отображаются все основные технические данные двигателей, а также требования заказчика и обязательства поставщиков двигателей, являются технические условия на поставку. Этот документ обрабатывается дизелестроительным заводом с учетом всех известных ему общих положений, а также требований заказчика и согласовывается с последним. Если двигатель строится на класс Регистра СССР, то технические условия утверждаются также и Регистром. Марки отечественных судовых дизелей и их технические данные приведены в справочниках — каталогах [15, 16].

Влияние атмосферного давления и температуры на мощность ДВС рассмотрено в п. 37 гл. XI.

ГЛАВА II

ДВИГАТЕЛИ СТАЦИОНАРНЫХ И ПЕРЕДВИЖНЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

3. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ДВИГАТЕЛЯМ СТАЦИОНАРНЫХ И ПЕРЕДВИЖНЫХ СУ

Перечислить все разнообразие видов и исполнений стационарных и передвижных СУ с ДВС нет возможности и особой необходимости. Их двигатели могут быть отнесены к одной из двух основных групп: к двигателям с постоянным рабочим числом оборотов или к двигателям с непостоянным, изменяющимся в процессе работы числом оборотов.

К первой группе относятся двигатели стационарных и передвижных электростанций, транспортных СУ с электропередачей (тепловозы*, подъемные краны и др.), насосных и компрес-

* В ряде случаев двигатели тепловозов работают при переменном числе оборотов.

сорных станций, водо-, нефте- и газопроводов, передвижных воздушных компрессоров и насосов всех видов и назначений и др. Ко второй группе относятся двигатели автомобильные, сельскохозяйственных и дорожных машин и др., силовые установки которых в настоящей книге не рассматриваются.

Ввиду того, что большое число типов двигателей пригодно как для судовых, так и для сухопутных СУ, требования, предъявляемые к последним, целесообразно рассмотреть по тем же показателям, что и для судовых машин*. Технические условия на поставку силовых агрегатов с ДВС для стационарных и передвижных СУ отличаются от технических условий на поставку судовых ДВС отсутствием в них требований Регистра СССР, но их содержание остается принципиально таким же:

1. Двигатели сухопутных СУ не реверсивны, и если для них используются судовые реверсивные двигатели, то с них снимают реверсивно-пусковые устройства.

2. Для вращения двигателей и связанных с ними приводных механизмов и устройств при ревизиях, регулировках, ремонтах, перед пуском и т. д. они должны иметь валоповоротные машины или устройства с электромаханическим или ручным приводом. Скорость вращения коленчатых валов при электромаханическом приводе должна составлять 1—2 мин/об. При ручном приводе усилие на рукоятке не должно быть больше 20 кг. Валоповоротные машины должны быть снабжены блокировкой, исключающей пуск двигателей при включенных машинах.

3. Стационарные ДВС в тех случаях, когда они входят в состав автоматизированных СУ с дистанционным пуском, должны пускаться при любом положении коленчатых валов. Во всех других случаях они могут пускаться из так называемых пусковых положений с использованием для пуска только части (50%) рабочих цилиндров.

4. На маховиках двигателей или, если маховики закрыты постоянными кожухами, на открытых фланцах выдачи мощности наносится градуировка через 1°, а на картере двигателей устанавливается постоянная стрелка, относительно которой выверяются положения всех рабочих поршней в верхних мертвых точках, а также отмечается пусковое положение коленчатого вала и стрелкой показывается направление вращения двигателя.

5. Двигатели передвижных СУ не должны иметь неуравновешенных сил инерции и их моментов. Стационарные СУ допускают наличие неуравновешенных сил инерции и их моментов, а амплитуды колебаний двигателей вместе с фундаментами и окружающими зданиями и сооружениями могут быть доведены до прием-

* Судовые ДВС, как более совершенные, могут использоваться в стационарных СУ. Использование стационарных ДВС в судовых СУ может быть эпизодическим, вынужденным решением.

лемых величин за счет весов фундаментных массивов, упрочнения грунтов, а также при помощи амортизирующих устройств.

6. Двигатели стационарных и передвижных СУ должны быть снабжены регуляторами числа оборотов, обеспечивающими постоянное число оборотов при всех нагрузках. В некоторых случаях применяются двухрежимные регуляторы, ограничивающие предельно допустимые числа оборотов (n_{\max}) и поддерживающие минимальное число оборотов (n_{\min}) холостого хода, а также всережимные регуляторы. Во всех случаях n_{\max} не должны быть больше $1,15 n_n$.

7. Регуляторы двигателей, приводящих в действие электрогенераторы, должны автоматически (без подрегулировки вручную) обеспечивать изменение скорости вращения при сбросе и набросе активной номинальной нагрузки в пределах, приведенных в гл. XIII. Регуляторы безопасности или предельные выключатели должны прекращать подачу топлива при увеличении числа оборотов свыше 15% против n_n . Регуляторы двигателей автоматизированных СУ с дистанционным пуском и остановкой должны предусматривать возможность дистанционного изменения установки регулятора.

Наибольшая допустимая степень неравномерности дизель-генераторов не должна превышать $1/150$, если не существует другого, более жесткого ограничения. Степень неравномерности δ есть отношение максимального отклонения угловой скорости в течение одного оборота двигателя к средней угловой скорости вращения при любой нагрузке:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}}$$

Для генераторов переменного тока, работающих параллельно, суммарный маховой момент маховика и якоря генератора должен быть таким, чтобы угол отклонения в любую сторону от равномерного вращения не превосходил 3,5 электрических градуса при степени неравномерности, удовлетворяющей приведенным выше рекомендациям. Допустимая степень неравномерности для дизель-генераторов судовых СУ в два раза больше приведенных выше величин. Пониженные требования к степени неравномерности судовых дизель-генераторов объясняются весовыми ограничениями; этим требованиям должны удовлетворять и дизель-генераторы передвижных СУ.

8. Номинальное (рабочее) число оборотов силовых агрегатов должно отличаться от критического (соответствующего резонансу крутильных колебаний) не меньше чем на 20%.

9. Упорные подшипники ДВС должны воспринимать ограниченные по величине и по времени действия осевые усилия. Они обеспечивают осевую установку коленчатых валов и организуют распределение осевых зазоров в сочленениях кривошипно-шатун-

ных механизмов при взаимных перемещениях шеек коленчатых валов относительно рамовых подшипников и блоков рабочих цилиндров, связанных с изменениями их температуры. Начальный осевой разбег коленчатых валов высокооборотных ДВС должен находиться в пределах $0,1—0,15$ мм, или $(0,0010 \div \div 0,0015) d$.

10. Для двигателей стационарных и передвижных СУ удельные расходы топлива и масла, как и у судовых ДВС, должны служить критерием их технического совершенства. Современные высокооборотные четырехтактные дизели с газотурбонаддувом имеют удельные расходы топлива в пределах $0,160—0,170$ кг/э. л. с. ч и масла — не больше 6 г/э. л. с. ч.

11. Двигатели должны охлаждаться только при помощи замкнутых систем, заполняемых умягченной пресной или дистиллированной водой с антикоррозионными присадками. В целях повышения эффективности СУ рекомендуется использовать системы высокотемпературного охлаждения. Допустимая температура выходящей охлаждающей воды устанавливается в зависимости от тепловой напряженности деталей цилиндра-поршневой группы двигателя.

12. При первоначальном заполнении двигателей и их систем охлаждения водой воздух из них должен вытесняться автоматически через компенсационные баки или цистерны, которые по возможности должны иметь свои замкнутые контуры циркуляции с трубами возврата воды, включенными во всасывающие трубы вблизи циркуляционных насосов.

13. Смазка двигателей может быть только циркуляционной под давлением, с надежными устройствами для фильтрации масла и надежными средствами для гашения пены. В системах циркуляционной смазки, в которых масло самотеком уходит из картеров должно быть обеспечено полное удаление масла, а у высокооборотных ДВС должны быть предусмотрены средства для откачки из картеров масла, накапливающегося в них при нескольких несостоявшихся пусках или по другим причинам.

14. У двигателей со скоростью вращения $100—1500$ об/мин при диаметрах рабочих цилиндров от 180 мм и более для защиты картеров от взрывов должна быть предусмотрена установка соответствующего количества предохранительных клапанов, а по вентиляции картеров должны быть выполнены рекомендации, изложенные в п. 1, гл. 1.

15. У малооборотных двигателей должна быть предусмотрена выемка нижних вкладышей рамовых подшипников без подъема коленчатых валов и соответствующие приспособления для этой цели. Если подъемные краны не рассчитаны на подъем коленчатых валов, при необходимости должны быть разработаны средства и технология их подъема при помощи приспособлений [22], поставляемых с группой машин для каждой СУ.

16. Для обеспечения качественного обслуживания и надлежащего контроля за техническим состоянием двигателей заводы-изготовители должны обеспечивать группы двигателей каждой СУ комплектом специальных приспособлений и инструментов, в число которых должны в обязательном порядке входить, рекомендуемые в п. 1, гл. I.

17. Контроль параметров, осуществляемый с помощью штатных измерительных приборов и устройств, рекомендуется в таких же объемах, как и для судовых ДВС (см. п. 1, гл. I). При комплектации стационарных и передвижных СУ отдают предпочтение четырехтактным ДВС, мощность которых достигает 4000 э. л. с. при 480—500 об/мин, однако при агрегатных мощностях от 1000 э. л. с. и более часто применяют и двухтактные двигатели.

4. ГРАФИКИ ЗАГРУЗКИ СТАЦИОНАРНЫХ СУ И ВЫБОР ЧИСЛА СИЛОВЫХ АГРЕГАТОВ

Мощность силовых установок, отдаваемая в сеть потребителей, не постоянна по времени. Так, расход воды, подаваемой насосными станциями в населенные пункты, уменьшается до минимума ночью, а в дневное время, особенно летом, он достигает наиболь-

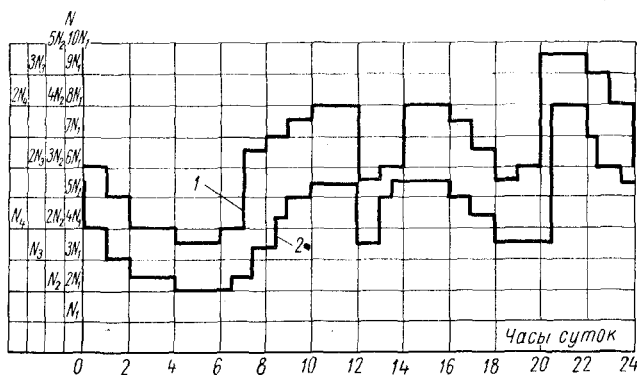


Рис. 5. График суточной загрузки дизельной электростанции:

1 — зимой; 2 — летом

шей величины; расход газа в магистральных газопроводах, питающих промышленные районы, от начала рабочей недели неуклонно увеличивается вплоть до субботы, а в воскресенье или праздничные дни он резко сокращается; расход электроэнергии является наиболее характерным показателем производственно-трудовой деятельности и культурной жизни общества.

На рис. 5 представлен график потребления электроэнергии населенным пунктом с развитым промышленным производством

и культурными предприятиями (театры, кино, клубы и пр.). Обычно минимум потребления приходится на период от 4 до 6 ч; максимум — на период от 8 до 16—17 ч с «провалом» с 11—12 до 13—14 ч и с пиковым потреблением с 19—20 до 23—24 ч. В разное время года потребление энергии, воды, газа также меняется и достигает максимумов зимой (газ, электроэнергия) и минимумов в летнее время (для воды максимум потребления летом). Такая цикличность потребления неизбежна; она используется как фактор, позволяющий поддерживать техническое состояние СУ на необходимом уровне.

Для вновь проектируемых СУ с ДВС производится расчет потребления энергии (суточного, сезонного, годового), а затем сверка расчетных графиков с действительными [40].

Графики загрузки силовой установки при наибольшем сезонном потреблении определяют и число силовых агрегатов вновь проектируемой СУ, которое будет зависеть от абсолютных мощностей, потребляемых сетью, и от мощностей силовых агрегатов, которыми располагают проектировщики. Для этого следует график потребления разбить горизонталями на равные промежутки с учетом мощностей располагаемых силовых агрегатов $N_1, N_2, N_3, N_4, \dots$, как это показано на рис. 5.

Если комплектовать силовую установку агрегатами мощностью по $N_1 \text{ квт}$, то их должно быть установлено 11, из которых один резервный. Резервным называется силовой агрегат, который находится в горячем состоянии и может принять полную нагрузку спустя 1,5—2,0 мин после пуска. При располагаемой мощности агрегата $N_2 \text{ квт}$ общее число силовых агрегатов должно быть равно 6 (один резервный); при мощности силового агрегата $N_3 \text{ квт}$ число их должно быть равно 4 (один резервный), а пиковое потребление энергии может быть покрыто при работе трех силовых агрегатов с нагрузкой 105—106% от номинальной в течение 2 ч, что вполне допустимо при наличии резерва. При комплектации СУ агрегатами мощностью по $N_4 \text{ квт}$ их должно быть установлено также 4 (один резервный) с тем, чтобы при пиковом потреблении три агрегата работали с нагрузкой ~80% от номинальной. Следовательно, подходящими являются варианты второй и третий (единичные мощности силовых агрегатов N_2 и N_3). Каждый из выбранных вариантов подлежит дальнейшему экономическому анализу.

Данные о двигателях и дизель-генераторах отечественного производства для сухопутных СУ приведены в справочниках-каталогах [15, 16].

Каждая СУ является не только источником, но и потребителем энергии для удовлетворения собственных нужд. Потребляется главным образом электрическая энергия, используемая для привода вспомогательных механизмов, обслуживающих собственно главные силовые агрегаты, для отопления, освещения, вентиляции

и др. Чем больше мощность СУ, тем меньше относительное собственное потребление энергии.

Как показывают расчеты, анализ работы существующих СУ и статистические данные, общее потребление энергии на собственные нужды колеблется в пределах от 2% и более. По этой причине при определении мощностей силовых агрегатов (дизель-генераторов) электростанций должно учитываться также и потребление станцией электроэнергии для собственных нужд.

Силовые установки мощных насосных и газовых перекачивающих станций, имеющих в своем составе вспомогательные дизель-генераторы для обеспечения электроэнергией СУ и не получающих электроэнергию со стороны, проектируются обычно с таким расчетом, чтобы мощность вспомогательной электростанции обеспечивала не только собственные нужды, но и ближайшие колхозы с их жильем и мелкими производственными предприятиями. Влияние атмосферного давления и температуры на мощность ДВС рассмотрено в п. 37 гл. XI.

ГЛАВА III

ОСНОВНОЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК С ДВС

5. ГЛАВНЫЕ СИЛОВЫЕ АГРЕГАТЫ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ И УСТРОЙСТВА СУ

Главными двигателями называются машины, выполняющие функции, которыми определяется профиль или назначение силовой установки, а именно: главные судовые, приводящие в действие непосредственно или через передачи судовые движители; главные двигатели электростанций, приводящие в действие главные электрогенераторы; главные двигатели компрессорных или насосных станций, приводящие в действие компрессоры или насосы, и т. д. Главные двигатели и спаренные с ними приводные механизмы называют главными силовыми агрегатами.

Вспомогательными называют механизмы и устройства, которые обеспечивают работу главных агрегатов и всей силовой установки в целом, включая снабжение ее электроэнергией, если таковая не поступает со стороны. В судовых установках вспомогательные механизмы обеспечивают также различные общесудовые нужды. Некоторые вспомогательные механизмы и устройства рассмотрены в гл. IV, VII, VIII—XIV. В состав вспомогательного оборудования силовых установок входят также механизмы и устройства таких систем, как пожаротушения с их автоматикой, водоснабжения, очистки сточных вод, приема и хранения топлива и масла, ремонтные мастерские и др. Вспомогательное оборудование

входит в СУ с ДВС в самых разнообразных сочетаниях, зависящих от назначения СУ, мощности и числа главных силовых агрегатов, условий, в которых они будут работать и пр.

У маломощных высокооборотных ДВС число вспомогательных механизмов и устройств сведено к минимуму; подавляющее большинство их навешено непосредственно на двигатели и приводится ими в действие, и только небольшая часть оборудования устанавливается вне двигателей. У малооборотных двигателей большой мощности, имеющих развитые системы обслуживания, во многих случаях вспомогательные механизмы и устройства предусматриваются независимыми от силовых агрегатов.

6. СПОСОБЫ РАЗМЕЩЕНИЯ ГЛАВНЫХ СИЛОВЫХ АГРЕГАТОВ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

По мере развития и совершенствования стационарных СУ с поршневыми ДВС все настойчивей проявляется тенденция к отходу от прежнего принципа размещения главных силовых агрегатов, вспомогательных механизмов и устройств, когда практически для каждого вида оборудования сооружалось специальное здание, а именно: цех главных силовых агрегатов, цех вспомогательных дизель-генераторов (если СУ не получает электроэнергии со стороны), котельный цех, цех водоснабжения и водочистки, ремонтные цехи, склады и др.

По современным взглядам, обусловленным широким внедрением автоматики, вся силовая, а в некоторых случаях и вся теплосиловая установка размещается по типу судовых в одном помещении, которое проектируется с таким расчетом, что центральное место в нем занимают главные силовые агрегаты, а для размещения вспомогательных механизмов и устройств предусматриваются места установки, удобные в смысле их связи с главными силовыми агрегатами и со смежными вспомогательными службами. Широкое внедрение автоматики привело к тому, что в США, а последнее время и в Англии, теплосиловые установки размещаются в зданиях без естественного освещения. Принцип размещения главных силовых агрегатов в помещениях остается неизменным. Он диктуется размерами пролетов стандартных подъемных кранов. Действительно, чем больше мощность двигателя, тем больше диаметр рабочих цилиндров и их число, а также общая длина силового агрегата и веса деталей, определяющих грузоподъемность кранов, и тем тяжелее фермы кранов.

Вариантов расположения главных силовых агрегатов может быть предложено много. Часто встречающиеся способы их размещения представлены на схеме рис. 6, не требующей пояснений. Проектируя силовую установку и размещение в ней главных агрегатов, следует иметь в виду пути ее дальнейшего расширения. Если длина силового агрегата невелика (до 10 м), принимается

параллельное размещение в два (рис. 6, а) или в один (рис. 6, б) ряд. Если общая длина силовых агрегатов достигает 18—20 м и более, принимают двухлинейное (рис. 6, в) или однолинейное (эшелонное) расположение (рис. 6, г).

Расстояния между осями агрегатов зависят от их ширины или от ширины приводных механизмов. При диаметре рабочих цилиндров в пределах 300—500 мм наименьшее расстояние между лапами двух соседних генераторов в плане принимается в пределах 1,8—2,2 м. Расстояние между торцами двигателей и продольной стеной цеха обычно находится в пределах 1,5—2,0 м, а между торцами генераторов (или приводных механизмов) и продольной

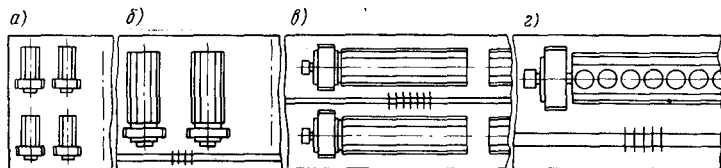


Рис. 6. Способы размещения главных силовых агрегатов

стеной цеха (машинного зала) — в пределах 2,0—2,5 м. Эти проходы используются для транспортирования вдоль цехов деталей двигателей, находящихся в ревизии или ремонте; проносить детали над другими силовыми агрегатами, и тем более через находящиеся в действии, запрещается.

Вдоль этих проходов часто прокладывают узкоколейные пути внутрицехового рельсового транспорта. Для двухлинейного расположения, если не предполагается устанавливать котлы-утилизаторы, рекомендуется использовать двигатели правого и левого исполнения, для того чтобы их выпускные коллекторы оказались расположенными со стороны продольных стен силового цеха. Это упорядочит и облегчит прокладку громоздких выпускных труб.

При однолинейном (эшелонном) расположении оси двигателей смещают относительно осей силовых цехов пролетов так, чтобы сторона выпуска имела до стены цеха меньшее расстояние (2,5—3,0 м). Ширина большого продольного прохода принимается в пределах 5—6 м. Этот проход используется для временного размещения деталей двигателей, проходящих ревизии или ремонт, для транспортирования этих деталей вдоль цехов при передаче в ремонтные цехи, а также для прокладки ширококолейных путей. Расстояния между свободными торцами двигателей и приводных механизмов устанавливаются в пределах 2,0—3,0 м.

Высоту здания или пролета цеха для главных силовых агрегатов находят исходя из высоты h_1 , необходимой для выема поршней из рабочих цилиндров, а также из учета технических данных

подъемных кранов, которыми предполагается оборудовать пролет. Первое требование определяется специальным чертежом, выпускаемым заводом — изготовителем двигателя (рис. 7), а второе — чертежом подъемного крана.

На рис. 8 представлена схема, с помощью которой определяется высота H подкрановых путей над осью коленчатых валов двигателей. Величина H определяет положение головки рельса подкрановых путей над отметкой $\pm K$. Величина $\pm K$ определяет положение осей коленчатых валов над условным нулевым уровнем,

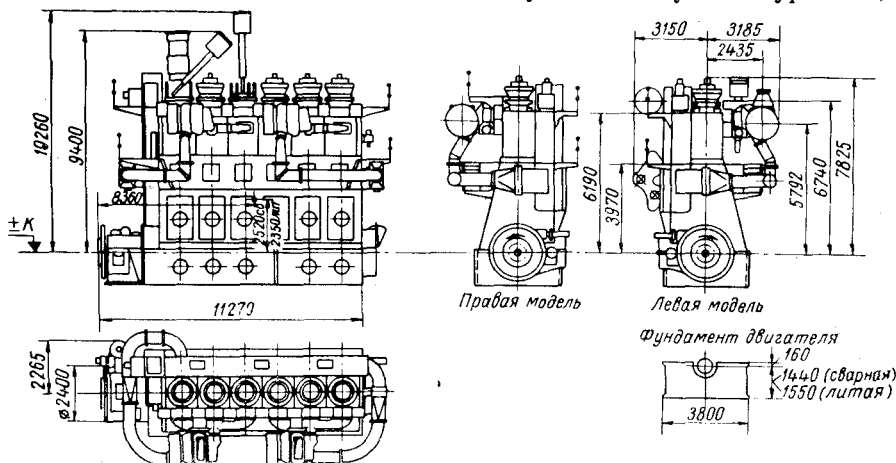


Рис. 7. Установочный чертеж двигателя системы «Зульцер» типа 6RSAD-72

который устанавливается строителями при проектировании и сооружении здания силовой установки. Таким образом,

$$H = h_1 + h_2 + h_3 + h_4,$$

где h_2 — минимальная длина стропа или подъемного приспособления; h_3 — максимальный подъем грузового крюка; h_4 — запас высоты, принимаемый в пределах 0,25—0,50 м в зависимости от абсолютных значений величин h_1 , h_2 и h_3 .

Если двигатель имеет анкерные (или силовые) связи, то должен быть проработан вопрос их извлечения. Согласно рис. 7, длина (высота) анкерных связей у этого двигателя составляет примерно $1500 + 6190 \approx 8000$ мм, и, чтобы вывести их из колодцев, необходимо иметь высоту крыши цеха над осью коленчатого вала не меньше $6190 + 8000 + 400 \approx 14\,600$ мм.

Вдоль цехов или пролетов, в которых располагаются главные силовые агрегаты, предусматриваются туннели для прокладки магистральных трубопроводов охлаждающей воды, циркуляционного масла, топлива и др. Трубы этих систем непосредственно около силовых агрегатов прокладываются в траншеях, располагаемых параллельно фундаментам агрегатов. Траншеи закры-

ваются плитами из рифленой стали или дюралюминия толщиной не меньше 8 мм, включая высоту рифов. Плиты должны раскраиваться и укладываться на траншеи или только вдоль рифов, или только поперек них. Разнобой в раскрое и укладке рифленых плит создает неряшливый вид силовой установки даже при отличном качестве выполнения работ по их пригонке. Плиты должны быть уложены строго в уровень с керамическим покрытием пола машинного зала на прочный обрешетник из стальных угольников и прикреплены к ним винтами с потайной головкой.

Над маховиками клапанов, установленных под плитами, должны быть предусмотрены круглые отверстия для торцевых ключей. Отверстия должны вырезаться механическим способом и иметь обрамление планками-трафаретами, указывающими назначение клапана и обслуживаемую им систему (например, «Масло из двигателя к откачивающему насосу»). Вокруг двигателя на уровнях, обеспечивающих хорошие условия для наблюдения за двигателями во время работы и при производстве ремонтных работ и ревизий, должны быть сооружены площадки из рифленой

стали или дюралюминия и трапы между ними с надежными леерными ограждениями и поручнями. Рекомендуемый наклон трапов к горизонту должен быть не больше 60° . Длины маршей трапов не должны превышать 3,0 м. Они не должны располагаться в одну линию и в одной плоскости. Ступеньки трапов должны быть снабжены планками-порогами, предупреждающими соскальзывание ноги при спуске по трапу. Применение площадок из прутьев (в виде колосников) не допускается. Не следует использовать для закрытия траншей и для площадок обычную листовую сталь, на лицевую сторону которой электродуговым способом наносятся капли металла, так как это обходится не дешевле рифленых покрытий и портит внешний вид всей силовой установки. На рис. 9 представлен образец расположения главных дизель-генераторов городской электростанции.

При размещении вспомогательного оборудования необходимо группировать его по родам перекачиваемых жидкостей или обслу-

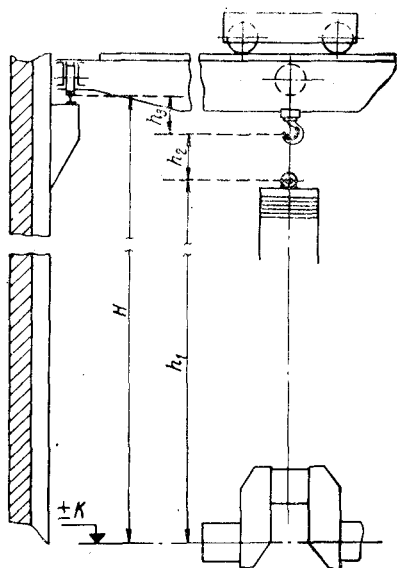


Рис. 8. Схема для определения высоты головки рельса подкрановых путей над осью коленчатого вала

живаемых систем. Продольные проходы между вспомогательными механизмами должны допускать движение внутрицехового безрельсового транспорта, а проходы между торцами механизмов устанавливаются в пределах 0,75—1,00 м. Над вспомогательными механизмами должны предусматриваться подъемные средства в виде тельферов, кран-балок и др.

Грузоподъемность мостовых кранов, обслуживающих главные силовые агрегаты, устанавливается по наибольшему весу часто

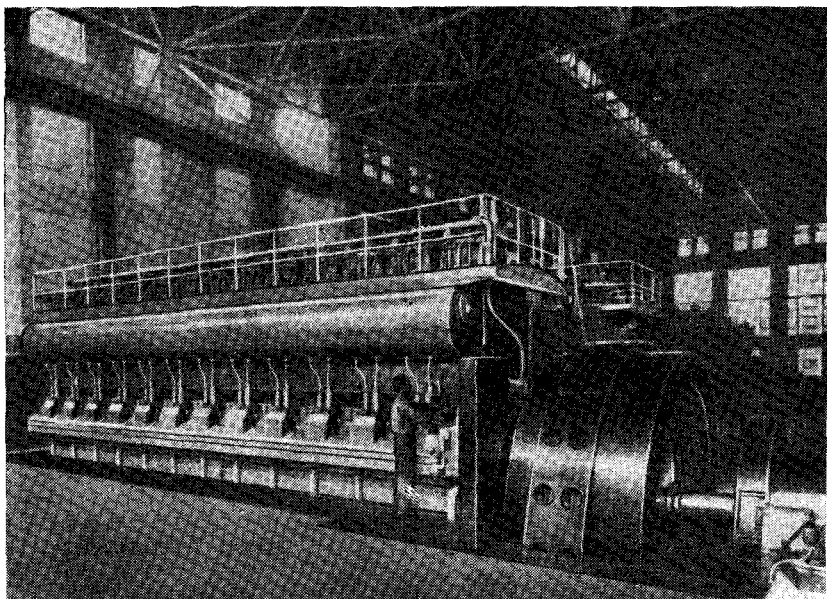


Рис. 9. Городская дизельная электростанция мощностью 4700 *кв*а с пятью 12-цилиндровыми двигателями

демонтируемых деталей и узлов или по наибольшему весу детали, поднимаемой краном при монтаже силовых агрегатов. Однако это не относится к коленчатым валам, участок одного рабочего цилиндра которых у современных малооборотных судовых дизелей имеет вес до 10 *t* и более, а общий вес коленчатых валов достигает 200 *t* и более. При выборе грузоподъемности кранов необходимо решать вопрос и об их количестве. При большом числе (7—8 и более) главных силовых агрегатов, размещаемых в одном цехе (пролете), одного крана для их нормального обслуживания во время ремонта недостаточно. Если коленчатые валы двигателей имеют умеренный вес (до 50 *t*), можно рассчитывать на их подъем с помощью двух кранов, которые в этом случае должны иметь

подъемные механизмы большой и малой грузоподъемности. При таком решении упрощается первоначальный монтаж силовых агрегатов и их ремонт.

Если по каким-либо соображениям выбранной грузоподъемности даже двух кранов недостаточно для подъема коленчатых валов, то при первоначальном монтаже силовых агрегатов они укладываются с помощью козел и талей большой подъемной силы, а при ремонтных работах их подъем рекомендуется производить специальными подъемными приспособлениями [22].

При проектировании, сооружении и эксплуатации СУ с ДВС необходимо руководствоваться периодически переиздаваемыми правилами:

- а) технической эксплуатации дизельных электростанций;
- б) техники безопасности при обслуживании теплосилового оборудования электростанций;
- в) устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды;
- г) устройства и безопасной эксплуатации паровых котлов;
- д) устройства и безопасной эксплуатации водогрейных котлов с температурой нагрева воды до 115°C и паровых котлов с давлением не свыше $0,7 \text{ атм}$;
- е) устройства, установки и освидетельствования сосудов, работающих под давлением;
- ж) устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов, грузоподъемных и пассажирских лифтов;
- з) санитарными нормами проектирования промышленных предприятий;
- и) санитарными нормами по организации технологических процессов и санитарно-гигиеническими требованиями к производственному оборудованию;
- к) противопожарными нормами строительного проектирования промышленных предприятий и населенных мест.

ГЛАВА IV

ОБРАЗЦЫ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК С ДВС

7. ДИЗЕЛЬНАЯ СУДОВАЯ СУ

В качестве примера судовой СУ рассмотрим двухвальную дизельную установку одного из английских быстроходных грузопассажирских теплоходов [57 и 58], совершающих срочные (почтовые) рейсы по расписанию на линии Англия—ЮАР протяженностью 11 тыс. км (6 тыс. морских миль).

Водоизмещение судов этой серии равно примерно 20 500 т. Гарантированная скорость составляет 22,5 узла ($\sim 41,7 \text{ км/ч}$)

при общей мощности двух главных двигателей 34 720 э. л. с. и числе оборотов 119 об/мин. При эксплуатационной мощности двигателей 27 800 э. л. с., равной $0,8N_n$, числе оборотов ~ 110 об/мин и скорости хода $\sim 20,8$ узла суточный расход тяжелого топлива равен ~ 105 т против 143 т, необходимых для паротурбинной СУ такой же мощности с начальными параметрами пара: давлением 85—100 кг/см² и температурой перегрева более 500° С.

Запас мощности в 20% от N_n предусмотрен для обеспечения прихода в порты назначения по расписанию при любой погоде. Контроль за работой СУ и управление ею централизованы и автоматизированы. В центральном посту контроля и управления, имеющем звуконепроницаемую изоляцию и кондиционирование воздуха, сосредоточены перечисленные ниже устройства.

1. Главный электрический распределительный щит.

2. Пусковая аппаратура механизмов.

3. Главный пост управления, включающий:

а) аппаратуру, контролирующую работу и средства управления главными двигателями;

б) аппаратуру контроля и управления группой ответственных вспомогательных механизмов;

в) приборы контроля и средства управления котельной группой;

г) аппаратуру контроля и управления группой второстепенных вспомогательных механизмов;

д) приборы контроля и средства управления рефрижераторной установкой;

е) приборы контроля за работой и управление единичными вспомогательными механизмами.

Главные двигатели и валопроводы, кроме обычных средств защиты по температуре и давлению охлаждающей воды и циркуляционного масла, имеют аварийно-предупредительную сигнализацию, срабатывающую при возникновении пожаров в ресиверах продувочного воздуха, при возникновении взрывоопасной ситуации в картерах, при повышении температуры подшипников промежуточных и гребных валов, при чрезмерных просадках коленчатых валов по вкладышам рамовых подшипников.

Автоматический контроль работающих механизмов с помощью так называемой обегаящей аппаратуры, дистанционное управление и автоматическая сигнализация о назревании аварийных ситуаций в главнейших уязвимых частях двигателей и вспомогательных механизмов и устройств позволили уменьшить численность обслуживающего персонала для такой мощной СУ до двух вахтенных механиков на центральном посту управления.

Главные двигатели имеют синхронизирующее устройство системы Де Шельд, обеспечивающее автоматически синхронное вращение коленчатых валов с заданным сдвигом одноименных фаз

на угол, при котором корпус судна меньше всего ощущает действие неуравновешенных сил и моментов. Изменение угла сдвига фаз от 0 до 360° осуществляется при работающих двигателях. Сервомотор синхронизирующего устройства изменяет цикловую подачу топлива одного из двигателей, в то время как рукоятка изменения топливоподачи этого двигателя остается в неизменном положении.

Пар для турбогенератора вырабатывается утилизационными котлами системы Маршалл—Андерсон—Флеминг комбинированного типа с встроенными автоматическими топочными устройствами. Пароперегреватели Мелеско установлены в потоки отработавших казов перед утилизационными котлами.

Количество пара, вырабатываемого котлами, зависит от его расхода через турбогенератор и автоматически регулируется при помощи управляемых сжатым воздухом газовых переключателей, которые пропускают через утилизационные котлы необходимое количество отработавших газов. Остальная часть отработавших газов направляется в атмосферу через обычные глушители. Импульсами для автоматического управления производительностью утилизационных котлов является изменение давления пара в них. Пар утилизационных котлов используется для подогревания тяжелого топлива и для других нужд, но главным его потребителем является турбогенератор мощностью 1400 квт (~2000 э. л. с.). Если утилизационные котлы не обеспечивают требуемого турбогенератору количества пара, то используется одно из следующих мероприятий:

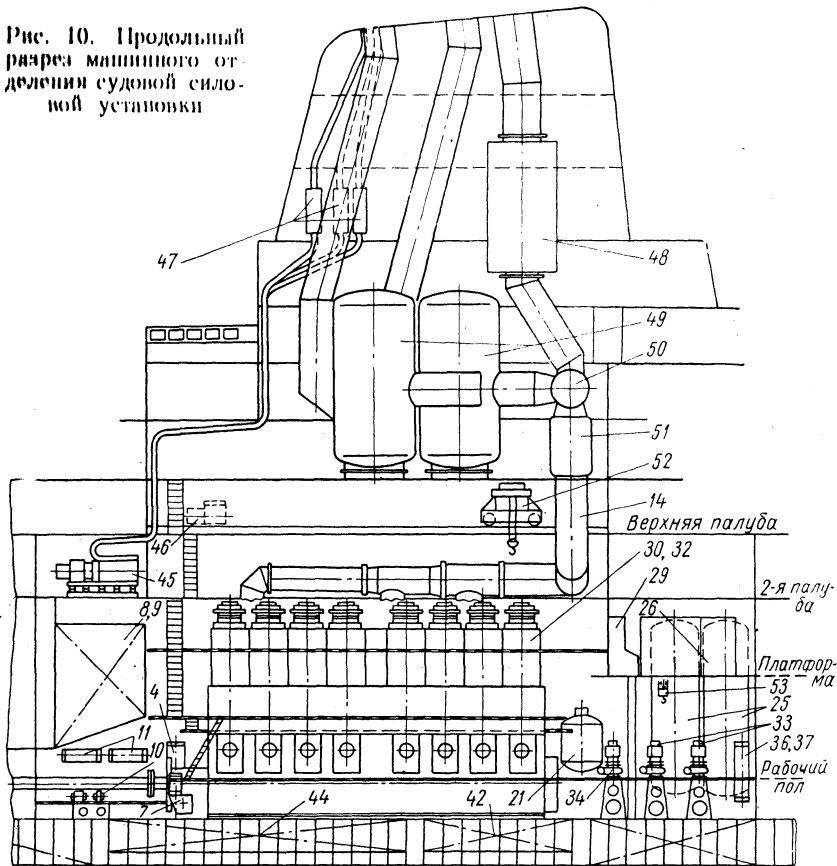
а) увеличивается температура отработавших газов путем повышения температуры продувочного воздуха за счет уменьшения или прекращения подачи охлаждающей воды в воздухоотделители;

б) паропроизводительность котлов увеличивается путем включения автоматических топочных устройств;

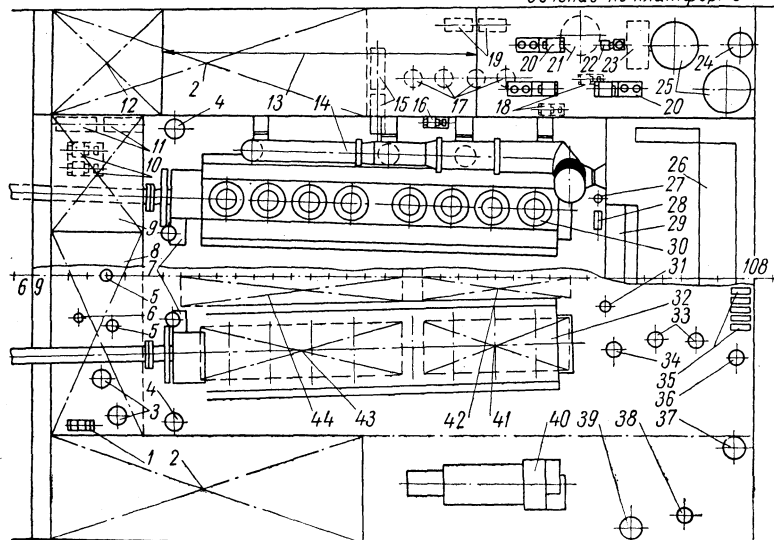
в) в помощь к турбогенератору подключается один или несколько дизель-генераторов.

В состав рассматриваемой судовой дизельной СУ входят механизмы и устройства, представленные на рис. 10. В качестве главных двигателей использованы два двухтактных восьмицилиндровых дизеля 30 и 32 простого действия, с газотурбинным наддувом, системы «Зульцер», типа 8RD90, с диаметром рабочих цилиндров 900 мм и ходом рабочих поршней 1550 мм. Каждый двигатель развивает мощность 17 360 э. л. с. при 119 об/мин. Управление двигателями — дистанционное, оно производится с поста 29; двигатели имеют валоповоротные устройства 7 и выпускные коллекторы 14 с хорошей компенсацией тепловых расширений и обслуживаются одним подъемным мостовым краном 52. Двигатели и комбинированные котлы работают на тяжелом топливе с вязкостью до 33 сст при температуре 100° С и теплотой

Рис. 10. Продольный разрез машинного отделения судовой силовой установки



Сечение по платформе



План по рабочему полу

сгорания $Q_H^P = 10\,000$ ккал/кг при удельном расходе $g_e = 0,157$ кг/э. л. с. ч. Теплота выпускных газов используется для перегрева пара (до 275°C) и в утилизационных котлах. Установка имеет три главных электрокомпрессора 20 производительностью по 245 м³/ч свободного воздуха с электродвигателями мощностью по 70 э. л. с.; они обеспечивают восстановление запаса пускового воздуха, имеющего конечное давление сжатия 30 кг/см². Для хранения этого воздуха установлено два баллона 25 общим объемом около 40 м³. Запас сжатого воздуха обеспечивает 12 последовательных пусков обоих двигателей при среднем удельном расходе свободного воздуха на один пуск — $2,4$ л/э. л. с.. Кроме главных имеется один первичный компрессор 22 для пополнения сжатым воздухом (с тем же конечным давлением) специального баллона 24 для оперативных нужд и питания автоматики. Для хранения запасов тяжелого топлива используются междудонные и бортовые цистерны 2; отстой тяжелого топлива при высокой температуре подогрева производится в подвесной цистерне 8 емкостью 130 т. Расход тяжелого топлива дизелями осуществляется из цистерны 9 емкостью 70 т. Запас дизельного топлива хранится в цистернах 12. Для сбора сточного и переливного топлива имеется цистерна 43. Глубокая очистка тяжелого топлива производится при помощи четырех центробежных самоочищающихся сепараторов 17 системы Леваль с навешенными на них дозирующими и откачивающими насосами; перед сепараторами топливо подогревается в паровых подогревателях поверхностного типа 15. Перекачка тяжелого топлива осуществляется двумя насосами 3, из расходных цистерн к насосам высокого давления дизелей топливо подается двумя подкачивающими насосами 10. Перед насосами высокого давления тяжелое топливо подогревается в подогревателях 11. Перекачка дизельного топлива (или газойля), на котором работают высокооборотные дизель-генераторы, осуществляется насосами 1. Сточная топливно-масляная цистерна и сточные колодцы машинного отделения осушаются с помощью насоса 16 через очиститель сточных вод 21.

В систему выпуска отработавших газов включены: два автоматически действующих переключателя 50, с помощью которых изменяется направление движения отработавших газов (через утилизационные котлы или через глушители 48), а также производится дозировка расхода отработавших газов через утилизационные котлы в зависимости от расхода пара силовой установкой; два пароперегревателя 51, обеспечивающих перегретым паром только паротурбогенератор; два утилизационных комбинированных паровых котла 49 (на рабочее давление $6,3$ атм) с независимыми автоматическими топочными устройствами, способными обеспечивать паром все нужды машинной установки при неработающих главных двигателях.

Для охлаждения рабочих цилиндров и крышек главных дизелей установлено два водоохладителя пресной воды 37, два циркуляционных насоса пресной воды 34, четыре циркуляционных насоса морской воды 33, обеспечивающих также действие систем охлаждения рабочих поршней, форсунок и циркуляционной смазки. Охлаждение рабочих поршней обеспечивается двумя циркуляционными насосами пресной воды 31, двумя сточными водяными цистернами 42 и двумя водоохладителями 36. Для охлаждения форсунок главных двигателей предусмотрена отдельная система, имеющая в своем составе два циркуляционных насоса пресной воды 28 и два водоохладителя 27.

Систему смазки главных дизелей обслуживают три циркуляционных масляных насоса 5 производительностью по $150 \text{ м}^3/\text{ч}$, две сточных масляных цистерны 44, два маслоохладителя 4, и два фильтра 6; для периодической очистки циркуляционного масла используются центробежные сепараторы 17 и подогреватели 19.

Для опреснения морской воды предусмотрена опреснительная установка 39 с комплексом обслуживающих ее насосов и устройств, а для сбора пресной воды имеется цистерна 41.

Вся потребляемая на ходу судна электроэнергия вырабатывается паротурбогенератором 40 переменного трехфазного тока, мощностью 1400 *квт*, напряжением 400 *в*. Паровая турбина, редуктор и генератор смонтированы на корпусе конденсатора. Давление пара перед турбиной 5,35 *ати* и температура 275° *С*. Конденсат поступает в сборную цистерну 23, из которой он подается в котлы двумя питательными насосами 18.

Кроме паротурбогенератора силовая установка имеет шесть высокооборотных (1800 *об/мин*) V-образных дизель-генераторов 45 переменного трехфазного тока, напряжением 400 *в*, мощностью по 250 *квт* каждый. Дизель-генераторы работают на дизельном топливе или на газойле. Как и главные двигатели, каждый дизель-генератор имеет глушитель 47, установленный в дымовой трубе. После отработки 16 тыс. *ч* агрегаты заменяются новыми или прошедшими ревизию или ремонт. Замена дизель-генераторов очень проста и осуществляется при помощи тельферов и монорельсов, проложенных над каждым дизель-генератором; операция обмена осуществляется через бортовую дверь с правого борта *. Распределение электроэнергии обеспечивается электрическим распределительным щитом 26, установленным в центральном посту управления. Для обслуживания судна в случае аварии на верхней палубе установлен специальный аварийный дизель-генератор 46 мощностью 20 *квт* с воздушным охлаждением и автоматическим пуском.

* Обычно в качестве вспомогательных судовых дизель-генераторов используются агрегаты со скоростью вращения 750—1200 *об/мин*.

Система водяного пожаротушения всего сооружения обслуживается двумя мощными центробежными электронасосами 38.

Управление системами, обслуживающими силовую установку, производится при помощи многоклапанных коробок 35. Машинная мастерская, кладовые и склад мелких запасных частей размещены в помещении 13.

В машинном отделении имеются также механизмы и устройства, предназначенные для обслуживания мощной рефрижераторной установки, вентиляции машинного отделения и чисто судовых нужд.

Рассмотренная дизельная судовая СУ может оказаться полезной при создании отечественных дизельных электростанций с мощными малооборотными двигателями для районов с малоразвитым промышленным производством, удаленных на значительные расстояния от высоковольтных сетей электропередач, или при создании районных пиковых электростанций. Отечественными двигателями для таких установок могут служить дизели, выпускаемые Брянским машиностроительным заводом (БМЗ) по лицензии фирмы «Бурмейстер и Вайн», а именно: тип ДКН74/160-2 мощностью 18,0—19,8 тыс. э. л. с. при 115—119 об/мин и тип ДКН50/110-2 мощностью 8,4—9,2 тыс. э. л. с. при 170—176 об/мин соответственно. Моторесурс двигателей этих типов достигает 100 тыс. ч. Они могут быть приспособлены для работы на тяжелых сортах топлива.

Использование мощных тихоходных ДВС для электростанций не является новостью; оно практиковалось в нашей стране и за рубежом. Некоторые из этих станций и сейчас находятся в эксплуатации.

8. ДИЗЕЛЬНАЯ СТАЦИОНАРНАЯ СУ

В качестве стационарной СУ рассмотрим независимый теплосиловой комплекс (рис. 11 и 12), построенный в Англии для обслуживания населенного пункта с населением до 25 тыс. человек, с жилыми, производственными, культурными, коммунальными, санитарными и другими службами [60]. Он интересен тем, что, во-первых, сооружен в замену старого теплосилового комплекса, имевшего в качестве силовых агрегатов паротурбогенераторы, во-вторых, введен в действие только в 1965 г. и потому является образцом современной силовой установки и, в-третьих, оборудован системой утилизации теплоты отработавших газов и охлаждающей воды, имеющей температуру 122—127° С, а также имеет тепловые аккумуляторы для покрытия пиковых тепловых нагрузок.

Первая очередь строительства силовой части комплекса имеет общую установленную мощность дизель-генераторов 8500 квт и состоит из четырех V-образных 12-цилиндровых четырехтактных

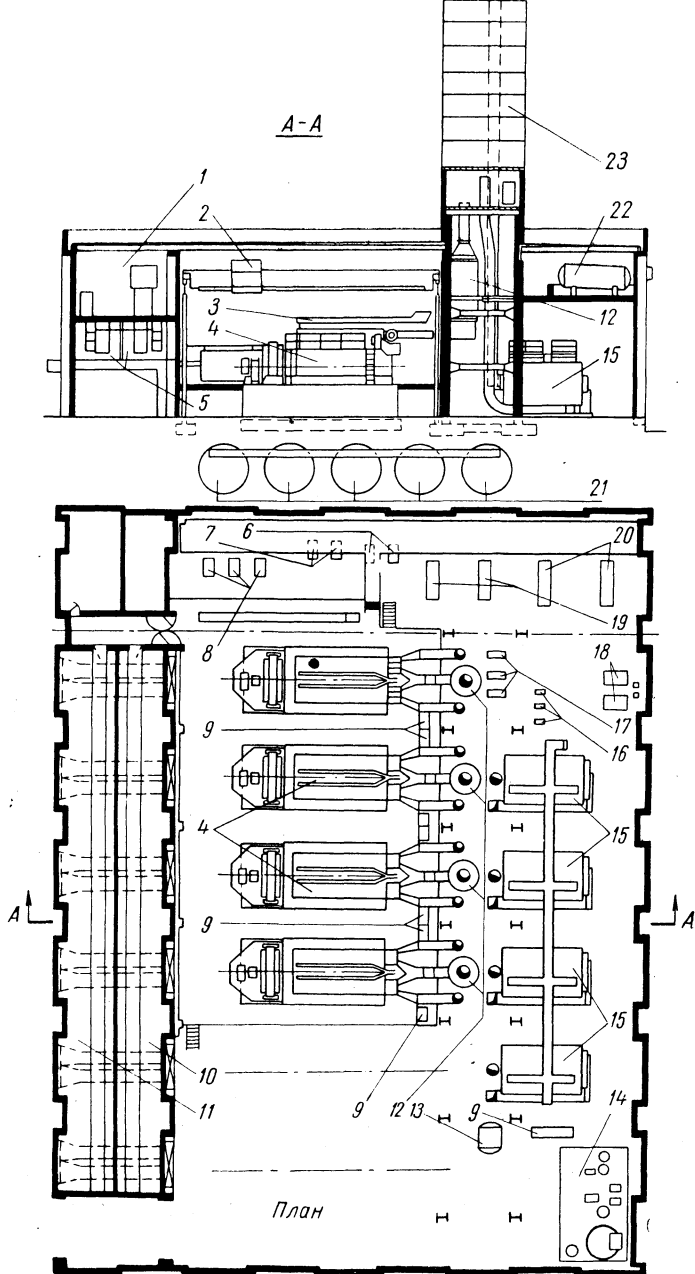


Рис. 11. Поперечный разрез и план стационарной теплосиловой установки

тронковых дизелей 4 (29) * с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением воздуха, мощностью по 3060 э. л. с. каждый при 428 об/мин, с ручным пуском и остановкой, но с дистанционным автоматизированным контролем их работы. Диаметр рабочих цилиндров равен 381 мм и ход поршней — 487 мм. Двигатели имеют защиту против взрывов в картерах в виде предохранительных клапанов, установленных в каждой секции. Дизели приводят в действие электрогенераторы переменного тока

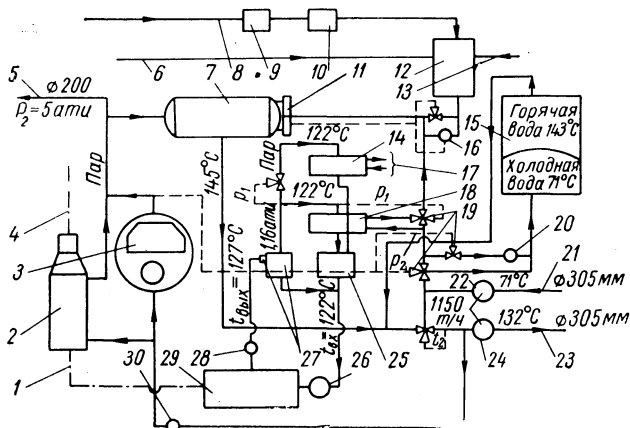


Рис. 12. Схема системы утилизации теплоты охлаждающей воды и отработавших газов главных силовых агрегатов:

————— отработавшие газы; - - - - трубы автоматики; — · — · — вода и пар

мощностью по 2142 кВт с напряжением 11 кв. После окончания второй очереди строительства силовой части мощность установки будет доведена до 22—24 тыс. кВт.

Как видно из схематического чертежа общего расположения (рис. 11), в здании СУ уже предусмотрены места для двух силовых агрегатов; для размещения дополнительных дизель-генераторов одна стена может быть перенесена параллельно самой себе вдоль оси здания. Электрические панели и щиты управления для восьми силовых агрегатов установлены в помещениях 1 и 5. Для получения пара давлением до 5 атм имеется четыре котла-утилизатора 12 (2) и четыре котла 15 (3) с отоплением жидким топливом и автоматическими топочными устройствами.

В результате строительства первой очереди здание теплосиловой установки имеет ширину 37,2 м и длину 48,2 м. Оно смонтировано из сборного железобетона на сваях. Ввиду близости расположения от потребителей энергии каждый полностью равно-

* Цифры в скобках — номера механизмов по рис. 12.

вешенный дизель-генератор смонтирован на отдельном железобетонном массиве, покоящемся на антивибрационном мате. Так как контроль над работающим оборудованием осуществляется автоматизированной дистанционной системой, здание не имеет окон. Для уменьшения передачи шума работающих двигателей полые фасадные стенки и плиты потолочных перекрытий здания заполнены стекловатой.

Заслуживает внимания простое вентиляционное устройство для уменьшения температуры в помещении для дизель-генераторов, представляющее собой легкоъемные зонты *З* над выпускными трубами дизелей. Вытяжные трубы зонтов соединены с вентиляционными каналами *ЗЗ*. Шесть железобетонных каналов *ЗЗ* расположены вдоль оси здания между пролетом дизель-генераторов и пролетом котлов; они служат также для прокладки выпускных труб дизелей и дымовых труб котлов. Наличие на двигателях турбоагнетателей, а также прохождение отработавших газов через котлы-утилизаторы исключает необходимость установки глушителей шума.

Как видно из рис. 11, в здании теплосиловой установки размещены дизель-генераторы, котлы, все вспомогательные механизмы, оборудование для обработки воды *14* (*9*), цистерна очищенной воды (*10*) для систем теплофикационной и высокотемпературного охлаждения дизелей, оборудование для очистки топлива с отстойной цистерной *22*, комплекс приборов контроля и управления теплосиловой установки, установленных в помещении *1*, электрические распределительные устройства, размещенные в помещениях *5* и др. Снаружи здания расположены топливохранилища, тепловые аккумуляторы *21* (*15*), расширительные цистерны (*12*) и др.

Особенностью теплосиловой установки является и то, что для работы дизелей и для отопления паровых котлов используется один сорт тяжелого топлива, которое доставляется на установку в железнодорожных цистернах по специальной ветке. Тяжелое топливо сливается в две 600-тонные стальные цистерны диаметром 12,4 м. Для хранения дизельного топлива и газойля, используемых в качестве пускового топлива дизелей, имеется две цистерны емкостью по 115 т. Тяжелое топливо имеет вязкость 33 сст при 100° С, его удельный вес равен 0,975 и теплота сгорания $Q_H^P = 9680$ ккал/кг.

Двигатели пускаются на дизельном топливе и после их разогрева (20—30 мин) переводятся на тяжелое топливо. Перед остановкой они также работают (20—30 мин) на дизельном топливе с целью замещения последним тяжелого топлива в системах топкопитания. Для перехода с дизельного топлива на тяжелое и обратно предусмотрены специальные механизмы, состоящие из пневматических цилиндров, штоки поршней которых связаны с пробками кранов, установленных на трубах подвода дизельного

и тяжелого топлива. Установка для очистки тяжелого топлива имеет самоочищающиеся сепараторы Альфа-Лаваль и рассчитана на производительность 4 *m*/ч; один сепаратор работает как очиститель (пурификатор) с добавкой 5% горячей воды и два — как кларификаторы.

Дизельное топливо поступает к двигателям из расходных цистерн через двухместные фильтры тонкой очистки, а тяжелое топливо — из обогреваемых расходных цистерн через пароэлектрические подогреватели, поддерживающие температуру тяжелого топлива перед насосами высокого давления в пределах 113—115° С и вязкость — в пределах 20—21 *сст*. После подогревателей тяжелое топливо проходит через фильтры тонкой очистки.

Для хранения запасов масла имеется одна цистерна емкостью до 10 *m*³. Для смазки дизелей используется масло, имеющее следующие свойства: кинематическая вязкость при 100° С составляет 10,6 *сст*; удельный вес ~0,9; температура вспышки в открытом тигле 237° С; температура застывания — 17,8° С; общее щелочное число 6 *мг* КОН на 1 л; масло имеет моющие присадки; зольность 0,75%.

Кроме электроэнергии населенный пункт потребляет горячую воду в количестве 1100—1200 *m*³/ч с начальной температурой 132° С и конечной 71° С, а также пар давлением до 5 *ати*.

Отработавшие газы из каждого двигателя проходят через индивидуальные котлы-утилизаторы 12 (2), каждый из которых может дать 1850 *кг*/ч пара давлением до 5,0 *ати* при полной мощности двигателей и температуре питательной воды до 132° С. При этих условиях полезно используется до 50% теплоты отработавших газов.

Для охлаждения двигателей применяется система высокотемпературного охлаждения с внешним парообразованием, имеющая следующие параметры: давление получаемого пара $p_1 = 2,15$ *ата* и температура $t_{вх} = 122$ ° С, температура на выходе из двигателей $t_{вых} = 127$ ° С. Чтобы охлаждающая вода не кипела в пределах двигателей, давление, создаваемое циркуляционными насосами, должно быть равно или больше 3,0 *ата*. При помощи смотровых устройств (28), установленных на трубах выхода воды из двигателей, имеется возможность визуального контроля состояния воды, покидающей двигателя.

При полной мощности двигателей теплоотвод в охлаждающую воду составляет около 420 тыс. *ккал*/ч от каждого. Эта теплота преобразуется в теплоту пара, общее количество которого составляет 3200 *кг*/ч. Таким образом, общая паропроизводительность системы утилизации при полной мощности двигателей составляет $(1850 \times 4) + 3200 = 10\ 600$ *кг*/ч $\approx 0,86$ *кг*/э. л. с. ч.

Система утилизации в совокупности с теплофикационной частью представлена на рис. 12.

Для охлаждения наддувочного воздуха и циркуляционного масла предусмотрена отдельная система, однако теплота, уносимая циркуляционным маслом, в зимнее время используется для отопления здания теплосиловой установки. В этом случае в замкнутой системе охлаждения циркуляционного масла, имеющего при выходе из двигателей температуру около 70°C , температура охлаждающей его воды при выходе из маслоохладителей доводится до 60°C и направляется в calorиферы отопительной системы. Количество полезноиспользуемой теплоты циркуляционного масла составляет около 240 тыс. *ккал/ч* с каждого двигателя.

В нише здания силовой установки установлено четыре автоматически управляемых котла 15 (3) с отоплением жидким топливом и производительностью около 8200 *кг/ч* (каждый) при давлении 5,0 *атм* и температуре питательной воды 132°C . Они работают параллельно с котлами-утилизаторами 12 (2) и имеют общую группу питательных средств, состоящую из трех центробежных электронасосов 17 (30).

Значительная часть пара, вырабатываемого котлами, и вся теплота от сети высокотемпературного охлаждения (ВТО) двигателей используется для отопления населенного пункта. Пар систем ВТО отдает свою теплоту теплофикационной воде в поверхностных подогревателях — конденсаторах (18) регенеративного типа, а пар от всех котлов — в подогревателе (7) смешительного типа, который расположен на крыше здания в специальном помещении. Автоматическое устройство понижает давление пара при входе в смеситель до 2,8—2,5 *атм*. Значительная часть пара направляется по трубе (5) к другим потребителям; конденсат возвращается по трубе (6).

Из отопительной городской сети вода отсасывается при помощи двух насосов 20 (22) (один резервный) производительностью 1100—1200 *т/ч* каждый с электродвигателями по 100 л. с. Охлажденная вода (71°C) проходит вначале через подогреватели-конденсаторы (18), а затем поступает в подогреватель-смеситель (7), с автоматом питания (11), где нагревается до 145°C путем прямого смешения с паром от котлов и деаэрируется. Во избежание вскипания горячей воды в теплосети (132°C) она нагнетается под давлением 2,8—3,5 *атм* двумя насосами 19 (24) мощностью по 60 л. с., из которых один резервный. Теплосеть регулируется с помощью автоматических клапанов (19) с пневматическим управлением в зависимости от температуры, давления, уровня воды и других показателей.

В периоды повышенного расхода теплоты теплофикационной сетью используется запас горячей воды (143°C) пяти тепловых водяных аккумуляторов 21 (15) емкостью по 45 *т* каждый. Горячая вода путем замещения ее холодной водой (70°C) поступает в напорную трубу теплосети. В периоды между пиками холодная

вода при помощи насосов 6 (20) замещается горячей, прошедшей через подогреватель (7).

Центральный пост управления теплосиловой установки 1, расположенный на втором этаже с левой стороны, имеет хороший обзор помещения дизель-генераторов. Он оборудован пультом управления и 19 приборными панелями, на которых имитированы схемы систем, обслуживающих установку, с точками, от которых поступает информация о состоянии установки (температура отработавших газов по рабочим цилиндрам, температура и давление воды и масла, сигнальные устройства защитной автоматики и др.) и куда поступают распоряжения оператора. Центральная панель синхронно дублирует действия, происходящие на других панелях. В этом же помещении находится пульт управления цистернами для хранения топлива, масла и воды с приборами, показывающими уровни жидкостей в них, а также аппаратура пожарной сигнализации.

На втором этаже над кабельными камерами 10 и 11 расположены панели распределительных электрических щитов 5 и щит заземления, а в помещении главных агрегатов установлены приборные щиты 9 с контрольной и пусковой аппаратурой.

Общая мощность управляемых цепей-потребителей составляет около 250 *Мвт* при напряжении 11 *кв*. Помещение распределительных устройств имеет систему углекислотного тушения пожара (по принципу заполнения помещения газом). Для помещений дизель-генераторов, котлов, цистерн и других сооружений, находящихся в сфере обслуживания теплосиловой установки, применяется спринклерная система пожаротушения, находящаяся под постоянным давлением. При возникновении пожара автоматически пускается в действие аварийный дизель, приводящий в действие пожарный насос. Аварийный двигатель пускается от батареи кислотных аккумуляторов, которые питают сеть аварийного освещения, включающегося автоматически, когда исчезает напряжение в сети обычного освещения. Батарея в состоянии отдавать в сеть 110 *а* в течение 10 *ч*; она имеет зарядную станцию, действующую автоматически.

Помещение дизель-генераторов обслуживается 20-тонным мостовым краном 2, имеющим висячую колодку с кнопками управления. Кроме перечисленного оборудования в состав рассмотренной теплосиловой установки входят: топливные насосы 16 для питания котлов; три пароотделителя (27) систем ВТО; три циркуляционных охлаждающих насоса 8 (26); конденсатор избыточного пара систем ВТО (14); два насоса 7 (16) подпитки теплосети; два воздушных компрессора 18; очиститель сточных вод 13; три водяных насоса для прокачки маслоохладителей, воздухоохладителей, турбоагрегатов и конденсаторов холодной водой; конденсатная цистерна (25) систем ВТО; четыре маслоохладителя; маслонасосы предварительной прокачки двигателей; баллоны

пускового воздуха; пожарный дизель-насос; насосы для перекачки топлива; насосы для перекачки масла; топливоочистительная установка с отстойной цистерной 22 и центробежными сепараторами; топливные, масляные и водяные цистерны различного назначения; трубопровод неочищенной воды (13) для подпитки системы утилизации; трубопроводы холодной воды (17) для охлаждения конденсатора; трубы возврата (21) и подачи (23) воды в теплотель; выхлопные трубопроводы (1) и (4); трубы для подачи сырой воды (8).

9. ПЕРЕДВИЖНАЯ СУ

В качестве примера рассмотрим передвижной силовой агрегат СА-700 отечественного производства, представленный на рис.13. Он предназначен для привода грязевых насосов буровых установок. Агрегат состоит из дизеля и вспомогательных механизмов

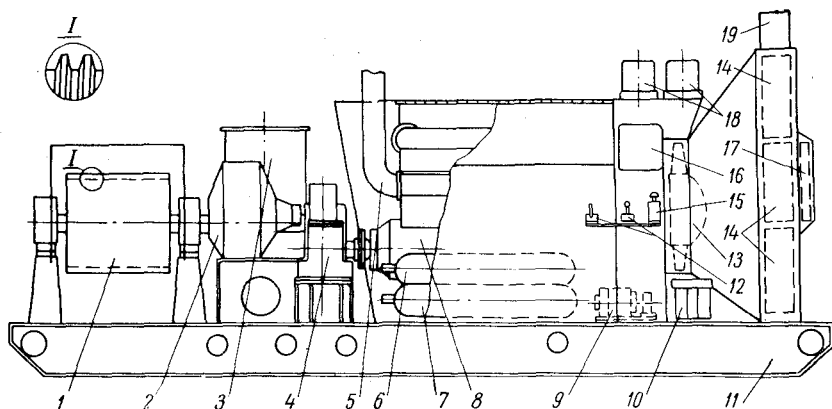


Рис. 13. Силовой агрегат СА-700 для привода грязевых насосов буровых установок

и устройств, смонтированных на жесткой раме-салазках 11, допускающих его перемещение на небольшое расстояние волоком с помощью трактора или тягача.

Силовая установка состоит из V-образного 12-цилиндрового дизеля 8 мощностью 700 э. л. с. при 1500 об/мин с механическим наддувом и силового барабана 1 диаметром 650 мм для 16 клиновых (техстропных) ремней, приводимого в действие через понижающий редуктор 4, имеющий передаточное отношение $i = 1,94$ и форсированную смазку и охлаждение, с навешенным на него масляным насосом.

Масляный бак 3 емкостью 140 л со змеевиком для подогрева масла паром или горячей водой и воздушный маслоохладитель

17 — общие для систем смазки двигателя и редуктора. Между редуктором и силовым барабаном включена шинно-пневматическая фрикционная муфта сцепления 2, которая служит для включения и отключения приводного механизма во время работы дизеля. Муфта включается при помощи сжатого воздуха давлением до 10 кг/см^2 , хранящегося в двух баллонах 6 общей емкостью 80 л (справа и слева двигателя).

Топливо подается к двигателю по гибкому шлангу с помощью навешенного на двигатель топливоподкачивающего насоса из расходной топливной цистерны, общей для нескольких силовых агрегатов. В комплект силового агрегата входят системы охлаждения и циркуляционной смазки с воздушными маслоохладителями 17 и водоохладителями 14 и осевым вентилятором 13, имеющим привод от коленчатого вала двигателя. В зависимости от температуры воздуха и мощности двигателя расход воздуха регулируется шторками на входе в охладители; для регулирования температуры масла имеется манипуляторный кран. Трубы маслопровода и маслофильтры 10 обогреваются горячей водой или паром; трубы обогрева проложены рядом с масляными. Масляная система двигателя обслуживается откачивающим и нагнетающим насосами (с центрифугой); масляный насос редуктора имеет откачивающую и напорную секции. Циркуляция воды в герметизированной системе охлаждения обеспечивается центробежным насосом, навешенным на двигатель. Компенсационный бачок 19 снабжен паровоздушным клапаном, стравливающим пар при давлении $1,5\text{--}1,75 \text{ ата}$ и впускающим воздух при образовании в системе вакуума.

Для прокачки двигателя маслом перед пуском силовой агрегат имеет электрический 9 и ручной аварийный масляные насосы; с их помощью при необходимости можно откачать масло из картеров двигателя и редуктора и из маслоохладителя.

Двигатель пускается сжатым воздухом давлением $75\text{--}150 \text{ кг/см}^2$ из баллона 7 емкостью 40 л. Сжатый воздух в баллон подается отдельным (независимым) электрокомпрессором АК2-150 производительностью 2 л/мин, имеющим автоматический (при помощи монореле) пуск (при 75 ати) и остановку (при 150 ати). Из пускового баллона 7 через редуктор воздух поступает в баллоны 6 для питания шинно-пневматической муфты. Пуск и включение этой муфты осуществляется при помощи клапанов 12, а изменение подачи топлива — рукояткой 15; контрольные приборы размещены в щитке 16.

Рабочий воздух засасывается двигателем через четыре фильтра 18, смонтированных в передней части агрегата на платформе-кронштейне, а выхлопные газы удаляются из двигателя по трубе 5. Двигатель закрыт металлическим капотом с откидными (на петлях) щитами в местах, где необходимо наблюдение за работой его узлов и агрегатов.

ФУНДАМЕНТЫ ПОД ДВС И ИХ РАСЧЕТ

10. ВНЕШНИЕ НЕУРАВНОВЕШЕННЫЕ СИЛЫ ИНЕРЦИИ И МОМЕНТЫ ЭТИХ СИЛ У ДВС

Работа кривошипно-шатунных механизмов поршневых ДВС связана с возникновением сил инерции. Наибольшее действие на фундаменты двигателей оказывают силы первого и второго порядков возвратно-движущихся масс и центробежные силы вращающихся неуравновешенных масс, а также моменты этих сил.

Из динамики поршневых ДВС [33] известно, что силы инерции первого и второго порядков и центробежные силы выражаются соответственно формулами

$$\left. \begin{aligned} P_{yI} &= m_{n.n} R \omega^2 \cos \alpha; \\ P_{yII} &= m_{n.n} R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha; \\ P_{\omega} &= m_{n.m} R \omega^2, \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где $m_{n.n}$ — массы возвратно-движущихся деталей поршневой группы и часть массы шатуна, приведенные к оси пальца поршня или к оси подшипника верхней головки шатуна; $m_{n.m}$ — вращающаяся неуравновешенная масса мотыля (кривошипа) и часть массы шатуна, приведенные к оси шейки мотыля или к оси подшипника нижней головки шатуна; R — радиус мотыля, равный половине хода поршня; α — угол поворота мотыля от верхней мертвой точки (в. м. т.); $\omega = \frac{\pi n}{30}$ — угловая скорость вращения коленчатого вала; $\lambda = \frac{R}{L}$ — отношение длины радиуса мотыля к длине шатуна, лежащее в пределах 0,30—0,25 для быстроходных и тихоходных ДВС соответственно.

Силы первого и второго порядков и их моменты действуют в вертикальной плоскости, а постоянные по величине векторы центробежных сил и плоскость действия их момента вращаются с угловой скоростью коленчатого вала. Направление действия центробежной силы всегда совпадают с осью и направлением мотыля. Вертикальная $P_{\omega y}$ и горизонтальная $P_{\omega x}$ составляющие центробежной силы выражаются формулами:

$$\left. \begin{aligned} P_{\omega y} &= m_{n.m} R \omega^2 \cos \alpha; \\ P_{\omega x} &= m_{n.m} R \omega^2 \sin \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Формула для вертикальной составляющей центробежной силы идентична формуле для силы первого порядка, т. е. при $\alpha = 0$ и $\alpha = 180^\circ$ направления действия этих сил совпадают; совпадают также и фазы действия этих сил в вертикальной плоскости.

Центробежные силы и их моменты могут быть уравновешены или индивидуальными (в каждом кривошипно-шатунном механизме), или групповыми (одна или две пары противовесов уравновешивают момент центробежных сил всех рабочих цилиндров) противовесами. Силы инерции первого и второго порядков у одноцилиндровых двигателей могут быть уравновешены по методу Ланчестера, а у многоцилиндровых ДВС — в большинстве случаев соответствующим взаимным угловым расположением мотылей. Так как механизм уравновешивания Ланчестера усложняет двигатель, то этот метод применяется редко, главным образом у опытных одноцилиндровых ДВС и в тех случаях, когда уравновешивание этих сил является совершенно необходимым. При необходимости действие сил инерции первого порядка и их моментов при помощи противовесов можно частично или полностью перевести из вертикальной плоскости в горизонтальную.

У многоцилиндровых ДВС, за малым исключением, силы инерции первого и второго порядков и центробежные силы и моменты центробежных сил уравновешены; моменты силы первого и второго порядков у многих двигателей остаются неуравновешенными.

Пример 1. Определить силы инерции первого и второго порядков и центробежную силу для одноцилиндрового двигателя, у которого $n = 300$ об/мин; $D_{ц} = 0,64$ м; $R = 0,4$ м; $L = 1,6$ м; вес поршня $G_n = 0,15$ т; вес шатуна $G_{ш} = 0,2$ т; вес неуравновешенной части колена (мотыля) $G_m = 0,12$ т; $\lambda = \frac{R}{L} = \frac{0,4}{1,6} = 0,25$; $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 300}{30} = 31,4$ рад/сек; $\omega^2 = 985$ 1/сек².

Часть веса шатуна, приведенную к центру подшипника верхней его головки, принимаем равной $0,35G_{ш}$, а остальную его часть ($0,65G_{ш}$) приводим к центру подшипника его нижней головки. Тогда

$$G_{n.n} = G_n + 0,35G_{ш} = 0,15 + 0,35 \cdot 0,2 = 0,22 \text{ Т};$$

$$m_{n.n} = \frac{G_{n.n}}{g} = \frac{0,22}{9,81} = 0,0225 \text{ Т} \cdot \text{сек}^2/\text{м};$$

$$G_{n.m} = G_m + 0,65G_{ш} = 0,12 + 0,65 \cdot 0,2 = 0,25 \text{ Т};$$

$$m_{n.m} = \frac{0,25}{9,81} = 0,0255 \text{ Т} \cdot \text{сек}^2/\text{м}.$$

Сила инерции первого порядка с круговой частотой ω для верхней и нижней мертвых точек ($\alpha = 0$ и 180°) по формуле (8) равна

$$P_{yI} = \pm m_{n.n} R \omega^2 = \pm 0,0225 \cdot 0,4 \cdot 985 = \pm 8,8 \text{ Т}.$$

Сила инерции второго порядка с круговой частотой 2ω ($\alpha = 0$ и 90°) равна

$$P_{yII} = \pm m_{n.n} R \omega^2 \lambda = \pm 8,8 \cdot 0,25 = \pm 2,2 \text{ Т}.$$

Центробежная сила с круговой частотой ω равна

$$P_{\omega} = m_{n.m} R \omega^2 = 0,0255 \cdot 0,4 \cdot 985 = 10 \text{ Т}.$$

На рис. 14 приведена схема действия сил инерции при различных вариантах уравнивания. Точки приложения неуравновешенных сил соответствуют углам поворота мотыля, но являются условными. Действительной точкой их приложения во всех случаях является центр круга мотыля. В случаях, представленных на рис. 14, а, б и г, под действием неуравновешенных сил система будет совершать сложные колебания, а именно: вертикальные (вдоль оси y) под действием сил P_{yI} , P_{yII} и P_{ω} , горизонтальные (вдоль оси x) и угловые (относительно оси z) под действием

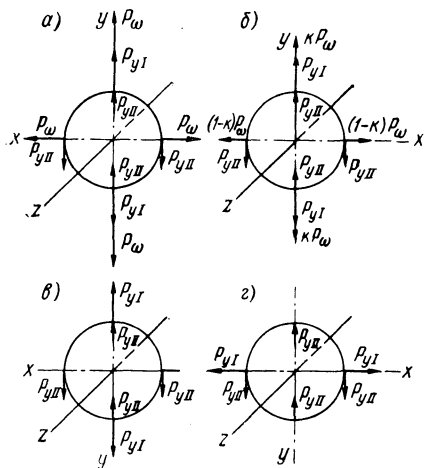


Рис. 14. Варианты возможного уравнивания сил первого и второго порядков и центробежной силы для одноцилиндрового двигателя:

а — все силы инерции не уравновешены; б — силы инерции первого и второго порядков не уравновешены, центробежная сила инерции уравновешена частично; в — силы инерции первого и второго порядков не уравновешены, центробежная сила уравновешена полностью; г — сила инерции второго порядка не уравновешена, центробежная сила уравновешена полностью, действие силы инерции первого порядка переведено в горизонтальную плоскость

силы P_{ω} . Для случая на рис. 14, в будут иметь место только вертикальные колебания под действием сил P_{yI} и P_{yII} .

Современные тяжелые малооборотные ДВС имеют значительные силы инерции, что видно из приводимых ниже данных для двигателя «Зульцер» типа RD90:

Вес поршня со штоком	2468 кг
» шатуна в сборе	4737 »
» крещкопфа с ползуном	3185 »

Часть веса шатуна, относимая к центру поперечины крещкопфа, может быть определена по формуле Терских [48]:

$$\kappa = 0,8 \frac{10^{-6}n^2 + 0,3}{10^{-6}n^2 - 0,3}$$

Для $n = 120$ об/мин $\kappa \approx 0,5$.

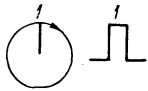
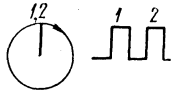
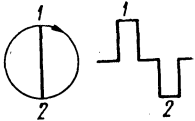
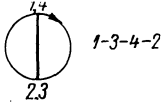
Следовательно, для двигателя RD90 приведенный вес вращающихся частей $G_{n.n} = 2468 + 3185 + 0,5 \cdot 4737 = 8031$ кг; их масса $m_{n.n} = \frac{8031}{9,81} = 840$ кг·сек²/м; $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 120}{30} = 12,5$ рад/сек; $\omega^2 = 158$ 1/сек²; $R = \frac{S}{2} = \frac{1,55}{2} =$

$= 0,775 m$ (здесь S — ход поршня); силы инерции первого порядка $P_{yI} = m_{n.n} R \omega^2 = 840 \cdot 0,775 \cdot 158 = 104\,000 \text{ кг}$ и второго порядка $P_{yII} = \lambda P_{yI} = 0,25 \cdot 104\,000 = 26\,000 \text{ кг}$. Общая сила инерции в вертикальной плоскости при $\alpha = 0$ будет равна $P_y = P_{yI} + P_{yII} = 104\,000 + 26\,000 = 130\,000 \text{ кг}$.

В табл. 2 и 3 приведены данные для двигателей с неуравновешенными силами инерции и внешними моментами этих сил и только для указанных в таблицах часто встречающихся порядков работы цилиндров. Неуравновешенные моменты определены для случаев равенства межцентровых расстояний l . Если межцентровые расстояния у двигателей неодинаковы, т. е. когда коленчатые валы имеют шейки коренных подшипников различной длины, или при составных валах (из двух или трех частей), как это показано на рис. 15, значения величин неуравновешенных моментов должны определяться особо.

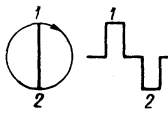
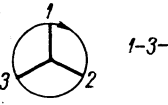
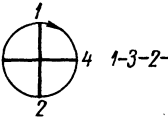
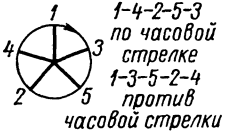
Таблица 2

Неуравновешенные силы инерции ДВС для некоторых систем коленчатых валов

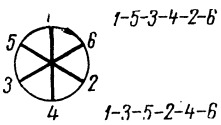
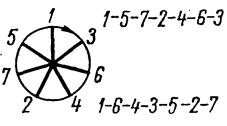
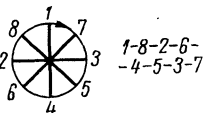
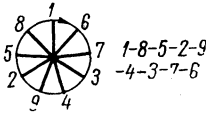
Число цилиндров	Система коленчатого вала и порядок работы цилиндров	Амплитуды неуравновешенных сил			Номер опасной гармоники крутящего момента для резонанса крутильных колебаний
		первого порядка	второго порядка	центробежных	
1		$2P_{yI}$	$2P_{yII}$	$2P_{\omega}$	У двухтактных $\nu = 1,0$; у четырехтактных $\nu = 0,5$
2		$2 \cdot 2P_{yI}$	$2 \cdot 2P_{yII}$	$2 \cdot 2P_{\omega}$	У четырехтактных $\nu = 1,0$
3		0	$2 \cdot 2P_{yII}$	0	У двухтактных $\nu = 2,0$
4		0	$2 \cdot 4P_{yII}$	0	У четырехтактных $\nu = 2,0$

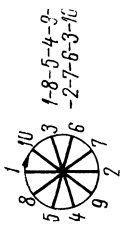
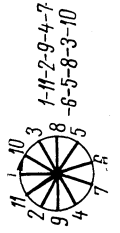
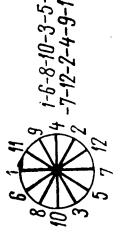
Примечание. Частоты центробежных сил и сил инерции первого порядка равны ω , сил инерции второго порядка — 2ω .

Неуравновешенные моменты сил инерции ДВС для некоторых систем коленчатых валов

Число цилиндров	Система коленчатого вала и порядок работы цилиндров	Амплитуды внешних моментов и фазовые углы			Номер опасной гармоники крутящего момента для резонанса крутильных колебаний
		от сил первого порядка	от сил второго порядка	от сил центробежных	
2		$2IP_{yI}$ $\alpha = 0$ и 180°	0	$2IP_\omega$ $\alpha = 0$ и 180°	У двухтактных $\nu = 2,0$
3		$2 \cdot 1,732IP_{yI}$ $\alpha = 150$ и 330°	$2 \cdot 1,732IP_{yII}$ $\alpha = 15$ и 105°	$2 \cdot 1,732IP_\omega$ $\alpha = 150$ и 330°	У двухтактных $\nu = 3$; у четырехтактных $\nu = 1,5$
4		$2 \cdot 1,414IP_{yI}$ $\alpha = 45$ и 225°	$2 \cdot 4,0IP_{yII}$ $\alpha = 0$ и 90°	$2 \cdot 1,414IP_\omega$ $\alpha = 45$ и 225°	У двухтактных $\nu = 4,0$
5		$2 \cdot 2,13IP_{yI}$ $\alpha = 18$ и 198° $2 \cdot 2,13IP_{yI}$ $\alpha = 162$ и 342°	$2 \cdot 1,31IP_{yII}$ $\alpha = 63$ и 153° $2 \cdot 1,31IP_{yII}$ $\alpha = 27$ и 117°	$2 \cdot 2,13IP_\omega$ $\alpha = 18$ и 198° $2 \cdot 2,13IP_\omega$ $\alpha = 162$ и 342°	У двухтактных $\nu = 5,0$

Продолжение табл. 3

Число цилиндров	Система коленчатого вала и порядок работы цилиндров	Амплитуды внешних моментов и фазовые углы			Номер опасной гармоники крутящего момента для резонанса крутильных колебаний
		от сил первого порядка	от сил второго порядка	от сил центробежных	
6		0 — $2 \cdot 2,0IP_{yI}$ $\alpha = 120$ и 300°	$2 \cdot 3,46IP_{yII}$ $\alpha = 75$ и 165° $2 \cdot 6,93IP_{yII}$ $\alpha = 75$ и 165°	0 — $2 \cdot 2,0IP_\omega$ $\alpha = 120$ и 300°	У двухтактных $\nu = 6,0$
7		$2 \cdot 2,76IP_{yI}$ $\alpha = 143$ и 323° $2 \cdot 0,73IP_{yI}$ $\alpha = 25$ и 205°	$2 \cdot 9,28IP_{yII}$ $\alpha = 80$ и 170° $2 \cdot 2,88IP_{yII}$ $\alpha = 77$ и 167°	$2 \cdot 2,76IP_\omega$ $\alpha = 143$ и 323° $2 \cdot 0,73IP_\omega$ $\alpha = 25$ и 205°	У двухтактных $\nu = 7,0$
8		$2 \cdot 0,45IP_{yI}$ $\alpha = 67$ и 247°	0 —	$2 \cdot 0,45IP_\omega$ $\alpha = 67$ и 247°	У двухтактных $\nu = 8,0$
9		$2 \cdot 0,92IP_{yI}$ $\alpha = 10$ и 190°	$2 \cdot 0,72IP_{yII}$ $\alpha = 80$ и 170°	$2 \cdot 0,92IP_\omega$ $\alpha = 10$ и 190°	У двухтактных $\nu = 9,0$

Число цилиндров	Система коленчатого вала и порядок работы цилиндров	Амплитуды внешних моментов и фазовые углы			Номер опасной гармоники крутящего момента для резонанса крутильных колебаний
		от сил первого порядка	от сил второго порядка	от сил центробежных	
10	 <p>1-8-5-4-3-2-7-6-3-10</p>	$2 \cdot 1,12IP_{yI}$ $\alpha = 108$ и 288°	$2 \cdot 0,98IP_{yII}$ $\alpha = 63$ и 153°	$2 \cdot 1,12IP_{\omega}$ $\alpha = 108$ и 288°	У двухтактных $\nu = 10,0$
11	 <p>1-11-2-9-4-7-6-5-8-3-10</p>	$2 \cdot 0,15IP_{yI}$	$2 \cdot 0,38IP_{yII}$	$2 \cdot 0,15IP_{\omega}$	У двухтактных $\nu = 11,0$
12	 <p>1-6-8-10-3-5-2-7-12-2-4-9-11</p>	0	0	0	У двухтактных $\nu = 12,0$

Примечание. Круговые частоты моментов от центробежных сил и от сил инерции первого порядка равны ω , от сил второго порядка — 2ω .

Для одинаковых межцентровых расстояний l , но для других порядков работы цилиндров моменты сил будут другими; они определяются по методам, изложенным в трудах, посвященных динамике и уравниванию многоцилиндровых ДВС [5 и 33].

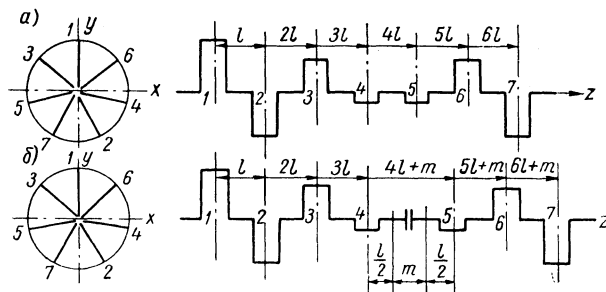


Рис. 15. Плечи моментов для коленчатых валов:
а — цельных; б — составных

Один из методов определения неуравновешенных моментов и их фазовых углов рассмотрен ниже в виде примера.

Пример 2. Определить величины неуравновешенных моментов от сил инерции первого и второго порядков и центробежных сил для двухтактного пятицилиндрового двигателя, имеющего порядок работы цилиндров 1-3-5-2-4.

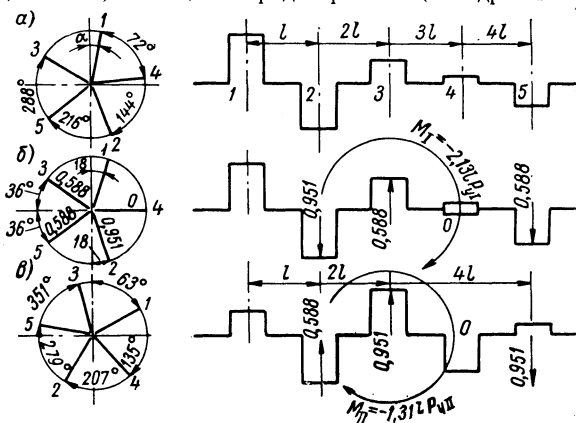


Рис. 16. Расчетные схемы для определения моментов сил инерции первого и второго порядков

Пользуясь расчетной схемой на рис. 16, а, составляем уравнение моментов сил инерции первого порядка относительно оси первого цилиндра:

$$M_I = 0 \cdot P_{y1} \cos \alpha + 3l P_{y1} \cos (72^\circ + \alpha) + l P_{y1} \cos (144^\circ + \alpha) + 4l P_{y1} \cos (216^\circ + \alpha) + 2l P_{y1} \cos (288^\circ + \alpha) = l P_{y1} [3 \cos (72^\circ + \alpha) + \cos (144^\circ + \alpha) + 4 \cos (216^\circ + \alpha) + 2 \cos (288^\circ + \alpha)].$$

Производим почленное преобразование тригонометрических функций:

$$\begin{aligned}
 3 \cos (72^\circ + \alpha) &= 3 (\cos 72^\circ \cos \alpha - \sin 72^\circ \sin \alpha) = \\
 &= 3 (+0,309 \cos \alpha - 0,951 \sin \alpha) = +0,927 \cos \alpha - 2,853 \sin \alpha; \\
 \cos (144^\circ + \alpha) &= \cos 144^\circ \cos \alpha - \sin 144^\circ \sin \alpha = -0,809 \cos \alpha - 0,588 \sin \alpha; \\
 4 \cos (216^\circ + \alpha) &= 4 (\cos 216^\circ \cos \alpha - \sin 216^\circ \sin \alpha) = \\
 &= 4 (-0,809 \cos \alpha + 0,588 \sin \alpha) = -3,236 \cos \alpha + 2,352 \sin \alpha; \\
 2 \cos (288^\circ + \alpha) &= 2 (\cos 288^\circ \cos \alpha - \sin 288^\circ \sin \alpha) = \\
 &= 2 (+0,309 \cos \alpha + 0,951 \sin \alpha) = +0,618 \cos \alpha + 1,902 \sin \alpha.
 \end{aligned}$$

Сложив эти функции, получим

$$\Sigma = -2,500 \cos \alpha + 0,813 \sin \alpha.$$

Следовательно, общее выражение для момента сил первого порядка будет

$$M_I = lP_{yI} (-2,500 \cos \alpha + 0,813 \sin \alpha).$$

Чтобы определить угол α , при котором момент будет максимальным ($M_{I \max}$), надо приравнять нулю производную $\frac{dM_I}{d\alpha}$, т. е.

$$\frac{dM_I}{d\alpha} = -2,500 \sin \alpha + 0,813 \cos \alpha = 0,$$

откуда

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{0,813}{2,500} = 0,325 \text{ и } \alpha = 18^\circ.$$

Подставив значение α в общее выражение для M_I , получим:

$$\begin{aligned}
 M_{I \max} &= Pl_{yI} (-2,500 \cos 18^\circ + 0,813 \sin 18^\circ) = \\
 &= lP_{yI} (-2,500 \cdot 0,951 + 0,813 \cdot 0,309) = \mp 2,13lP_{yI},
 \end{aligned}$$

здесь знак минус соответствует $\alpha = 18^\circ$, плюс $-\alpha = 198^\circ$. Направление действия момента $M_{I \max}$ найдем, поставив коленчатый вал в положение $\alpha = 18^\circ$ (рис. 16, б) и взяв моменты сил первого порядка для указанных на схеме углов. В результате находим, что знаку минус соответствует действие момента по часовой стрелке. При $\alpha = 198^\circ$ знак и направление действия момента изменятся на обратные.

Если центробежные силы кривошипно-шатунных механизмов двигателя не уравновешены по цилиндрам, то вертикальная составляющая их момента будет выражаться формулой $M_{\omega \phi \max} = \mp 2,13lP_{\omega}$ при $\alpha = 18^\circ$ и 198° соответственно. Этот момент легко уравновешивается одной или двумя парами противовесов.

Пользуясь расчетной схемой рис. 16, а, составляем общее выражение для момента сил второго порядка:

$$\begin{aligned}
 M_{II} &= 0 \cdot P_{yII} \cos 2\alpha + 3lP_{yII} \cos 2(72^\circ + \alpha) + lP_{yII} \cos 2(144^\circ + \alpha) + \\
 &+ 4lP_{yII} \cos 2(216^\circ + \alpha) + 2lP_{yII} \cos 2(288^\circ + \alpha) = lP_{yII} [3 \cos (144^\circ + 2\alpha) + \\
 &+ \cos (288^\circ + 2\alpha) + 4 \cos (72^\circ + 2\alpha) + 2 \cos (216^\circ + 2\alpha)].
 \end{aligned}$$

Произведем почленное преобразование тригонометрических функций:

$$\begin{aligned}
 3 \cos (144^\circ + 2\alpha) &= 3 (\cos 144^\circ \cos 2\alpha - \sin 144^\circ \sin 2\alpha) = \\
 &= 3 (-0,809 \cos 2\alpha - 0,588 \sin 2\alpha) = -2,427 \cos 2\alpha - 1,764 \sin 2\alpha;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\cos(288^\circ + 2\alpha) &= \cos 288^\circ \cos 2\alpha - \sin 288^\circ \sin 2\alpha = \\ &= +0,309 \cos 2\alpha + 0,951 \sin 2\alpha;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}4 \cos(72^\circ + 2\alpha) &= 4(\cos 72^\circ \cos 2\alpha - \sin 72^\circ \sin 2\alpha) = \\ &= 4(+0,309 \cos 2\alpha - 0,951 \sin 2\alpha) = +1,236 \cos 2\alpha - 3,804 \sin 2\alpha; \\ 2 \cos(216^\circ + 2\alpha) &= 2(\cos 216^\circ \cos 2\alpha - \sin 216^\circ \sin 2\alpha) = \\ &= 2(-0,809 \cos 2\alpha + 0,588 \sin 2\alpha) = -1,618 \cos 2\alpha + 1,176 \sin 2\alpha.\end{aligned}$$

Сложив эти функции, получим

$$\Sigma = -2,50 \cos 2\alpha - 3,44 \sin 2\alpha.$$

Следовательно, общее выражение для момента сил второго порядка будет

$$M_{II} = lP_{yII} (-2,50 \cos 2\alpha - 3,44 \sin 2\alpha).$$

Чтобы определить угол α , при котором момент будет максимальным ($M_{II \max}$), необходимо приравнять нулю производную $\frac{dM_{II}}{d\alpha}$, а именно:

$$\frac{dM_{II}}{d\alpha} = -2,50 \cdot 2 \sin 2\alpha - 3,44 \cdot 2 \cos 2\alpha = 0,$$

откуда

$$\operatorname{tg} 2\alpha = -\frac{3,44}{2,50} = -1,376; \quad 2\alpha = 126^\circ \quad \text{и} \quad \alpha = 63^\circ.$$

Подставив значение угла α в общее выражение для момента сил второго порядка, находим

$$\begin{aligned}M_{II \max} &= lP_{yII} (-2,50 \cos 126^\circ - 3,44 \sin 126^\circ) = \\ &= lP_{yII} [-2,50 (-0,588) - 3,44 (+0,809)] = \mp 1,31 lP_{yII}.\end{aligned}$$

Направление действия момента определим, поставив коленчатый вал в положение $\alpha = 63^\circ$ (рис. 17, в). Взяв моменты сил инерции второго порядка для указанных на схеме углов, находим, что знаку минус соответствует направление действия момента по часовой стрелке. При $\alpha = 153^\circ$ знак и направление действия момента изменяется на обратные. Таким образом, мы имеем все необходимые данные для геометрического сложения моментов сил инерции первого и второго порядков.

Так как неуравновешенные моменты (в редких случаях силы) большинства поршневых ДВС являются факторами, вызывающими различного рода колебания прежде всего самих силовых агрегатов, то последние могут работать только при условии их жесткого или упругого крепления к массивам или основаниям. Массивы или жесткие основания, на которые устанавливаются силовые агрегаты, называются фундаментами под ДВС. Еще не так давно фундаменты под ДВС не подвергались расчетам; за основу принимались опытные данные проектных бюро и заводов. За последние два-три десятилетия в СССР создана методика расчета фундаментов и амортизации систем двигатель—фундамент с помощью упругих элементов.

В дальнейшем изложении все рассуждения будут относиться к такой главной системе координат, у которой началом является

центр тяжести систем двигатель—фундамент, ось Oz параллельна большой стороне основания массива фундамента и оси коленчатого вала, ось Ox — параллельна второй (малой) стороне основания и перпендикулярна оси коленчатого вала, ось Oy — перпендикулярна плоскости подошвы фундамента и оси коленчатого

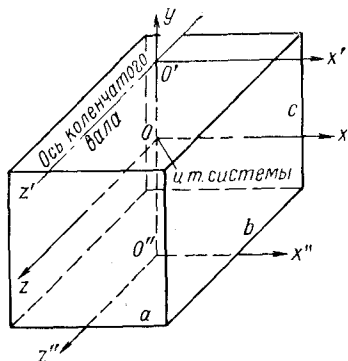


Рис. 17. Система координат

вала (рис. 17). Все формулы, приводимые ниже, будут относиться к случаям, когда центры тяжести двигателя, массива фундамента и плоскости основания фундамента (подошвы), или центр плоской амортизации, лежат на оси Oy .

Для вертикальных ДВС оси рабочих цилиндров параллельны оси Oy , для горизонтальных — оси Ox . Оси, параллельные главным и имеющие начало на оси вращения коленчатого вала двигателя, будем обозначать $O'x'$; $O'y'$ и $O'z'$. Оси, параллельные главным и имеющие начало в центре тяжести подошвы фундамента, будем обозначать $O''x''$; $O''y''$ и $O''z''$. Оси, параллельные главным и имеющие начало в центрах тяжести отдельных элементов системы, будем обозначать O_ix_i ; O_iy_i и O_iz_i .

и т. системы

11. ФУНДАМЕНТЫ И СПОСОБЫ ИХ УСТАНОВКИ

Неуравновешенные инерционные силы поршневых ДВС и внешние моменты этих сил вызывают вынужденные колебания как самих силовых агрегатов вместе с их фундаментами, так и окружающих зданий, сооружений, станков, аппаратуры и др. Эти вибрации очень часто представляют значительную опасность для зданий и сооружений, расположенных даже на больших расстояниях от источников колебаний. Вследствие этого сколько-нибудь значительные колебания систем двигатель—фундамент являются вредными и потому недопустимыми в практике.

Разработка чертежей фундаментов под ДВС решается в зависимости от назначения силовой установки и места расположения в ней собственно силовых агрегатов. Для стационарных силовых установок фундаментом под силовой агрегат с ДВС может служить каменный, бетонный или железобетонный массивы соответствующих веса и формы. Для передвижных (водных и сухопутных) установок элементы фундамента могут встраиваться в силовые конструкции сооружения, а детали фундамента могут являться одновременно и элементами силовых конструкций сооружения.

Правильным решением вопроса для передвижных установок следует считать такое, при котором фундамент под ДВС является

не вынужденным последующим конструктивным наложением, а естественной составной частью сооружения. Конструкция фундамента должна предусматривать возможность установки и других двигателей, тип, мощность и габаритные размеры которых приблизительно соответствуют данным первоначально устанавливаемого двигателя. Это особенно важно для силовых установок,

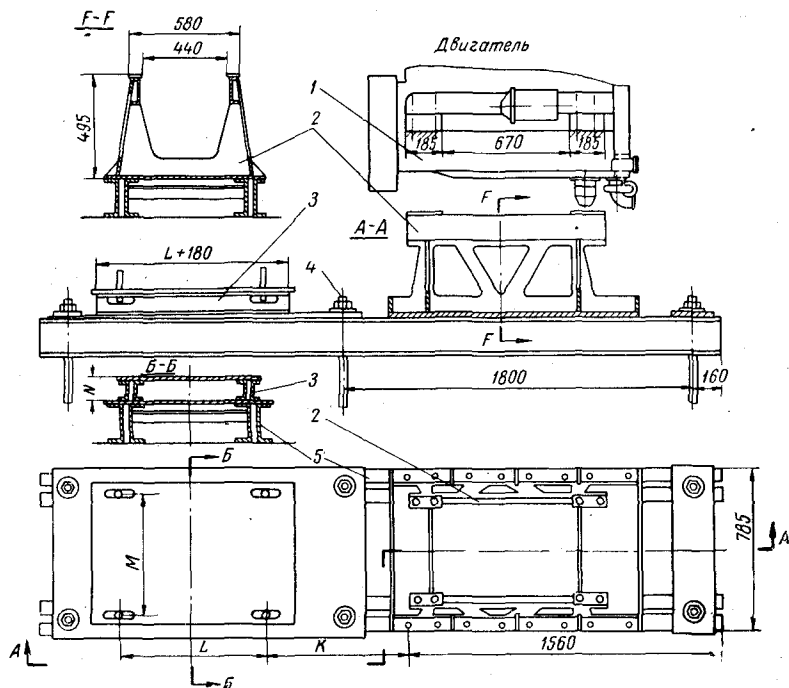


Рис. 18. Фундаментная рама для установки двигателей Д6 и Д12 и генераторов:

1 — двигатель; 2 — подмоторная рама; 3 — рама генератора; 4 — анкерные болты; 5 — балки фундаментной рамы

предназначенных для кранов, мотовозов, легких передвижных электростанций, насосных, компрессорных и других установок, за общий срок работы которых приходится менять первичный двигатель несколько раз. Замена двигателя может потребоваться и для новой силовой установки в случае неудачного его выбора при разработке проекта.

Основой для проектирования фундаментов под ДВС являются вес силового агрегата, его габаритные размеры и установочный чертеж завода, выпустившего двигатель, в котором приводятся все необходимые данные для выполнения этой работы. Примером могут служить чертежи фундаментной рамы для двигателей Д6 (мощностью до 150 э. л. с. при 1500 об/мин) и Д12 (мощностью до 300 э. л. с.), представленные на рис. 18, где размеры K , L , M

и N должны быть согласованы с установочными размерами генераторов, а также установочный чертеж тяжелого тихоходного двигателя (см. рис. 7).

Существует много способов установки стационарных силовых агрегатов на фундаменты. Очень распространенным является установка двигателей непосредственно на каменный или бетонный массив (рис. 19). Довольно часто двигатель с генератором или другим приводным механизмом монтируются и взаимно цен-

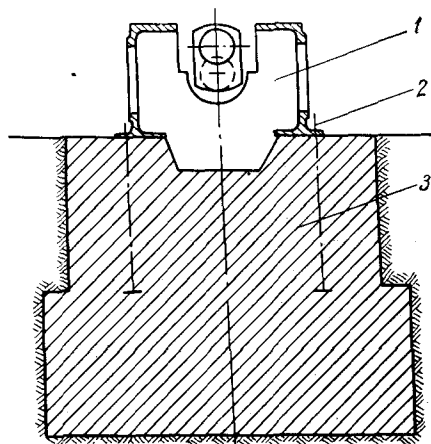


Рис. 19. Массив железобетонного фундамента под ДВС:

1 — фундаментная рама двигателя; 2 — анкерные болты; 3 — массив

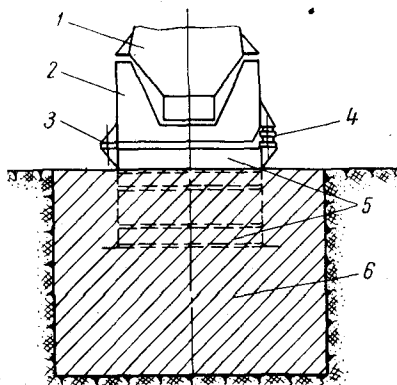


Рис. 20. Закладная рама в железобетонном массиве:

1 — двигатель; 2 — подмоторная рама; 3 — вариант установки на стальные клинья; 4 — вариант установки на амортизаторы; 5 — закладная рама в массиве; 6 — массив

труются на одной общей фундаментной плите и в таком виде ставятся непосредственно на бетонный массив или на стальные сварные или чугунные балки. В последнем случае в массивы фундаментов вводятся специальные рамы (рис. 20), которые называются «закладными частями».

В случае установки силовых агрегатов на амортизаторах двигатель и приводной механизм монтируются и взаимно центруются на общей раме (рис. 21) и в таком виде устанавливаются на фундаменты сооружений или на закладные рамы.

Если поршневого двигателя с неуравновешенными силами инерции (или моментами сил) подлежит установке в пределах или вблизи зданий, в которых размещены лаборатории, оснащенные точной аппаратурой, то рекомендуется использовать один из рассматриваемых ниже вариантов установки силового агрегата на фундамент с упругим основанием.

Так, на рис. 22 представлены варианты установки массива фундамента под ДВС на упругие прокладки (маты), когда массив

не связан по бокам с грунтом или с другими фундаментами, а на уровне пола он имеет легкоподвижные съемные листы (рис. 22, а) или упругий замок с резиновой закладкой (рис. 22, б), и когда пространство между массивом и грунтом или другими фундаментами имеет упругий наполнитель (торф, войлок, пропитанный

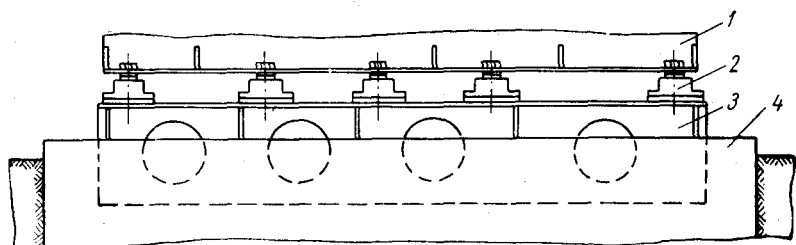


Рис. 21. Установка дизель-генератора на резино-металлические амортизаторы типа АКСС:

1 — общая рама силового агрегата; 2 — амортизаторы; 3 — закладная рама; 4 — массив

упругим гудроном, губчатую резину) и упругие резиновые закладки на уровне пола (рис. 22, б). В качестве амортизирующих прокладок под массивы фундаментов используются натуральная листовая или прессованная листовая пробка (экспонзит), а также специальные резиновые армированные маты или ковры.

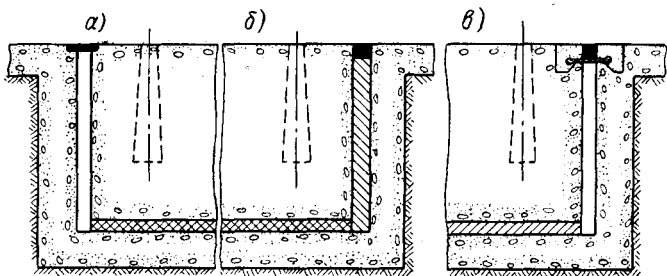


Рис. 22. Установка массива фундамента на упругие прокладки

Резиновые амортизирующие прокладки должны давать начальную расчетную статическую деформацию f_{cm} не более 3 мм. Она получается по формуле

$$\frac{K}{C} = f_{cm} \leq 0,3 \text{ см.} \quad (10)$$

где $K = \frac{G_c}{F}$ — удельная нагрузка на амортизирующую прокладку в $\kappa\Gamma/\text{см}^2$ (G_c — вес системы и F — площадь основания массива) и C — жесткость амортизирующей прокладки в $\kappa\Gamma/\text{см}$. Толщина амортизирующих прокладок не должна быть больше

25 мм. Допустимая удельная нагрузка на резиновые амортизирующие прокладки в зависимости от механических свойств резины может быть от 1,0 до 7,0 кг/см².

На рис. 23 показан фундамент, у которого бетонный массив подвешен на пружинных или рессорных амортизаторах. Очень большая статическая деформация пружин и низкая частота собственных колебаний системы достигается при использовании

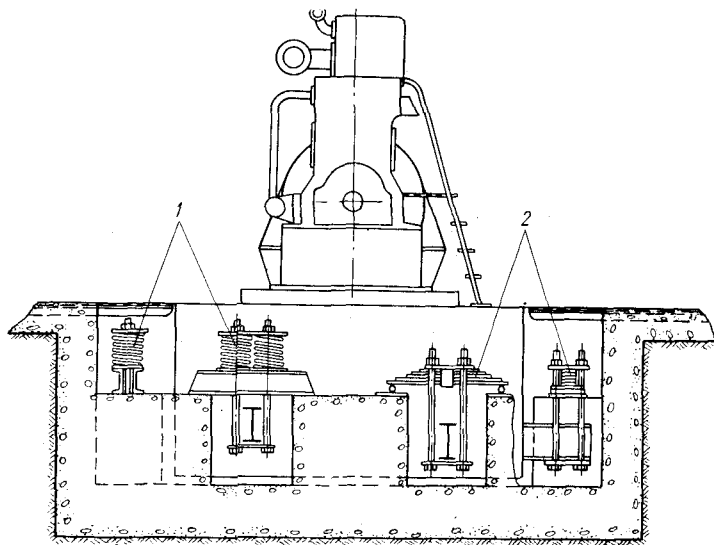


Рис. 23. Способ установки системы двигатель—фундамент на упругие подвески:

1 — на спиральные пружины; 2 — на рессоры

обоих видов подвесок, но вследствие межлистовых трений в рессорных подвесках они обеспечивают демпфирование значительно лучше, чем спиральные пружины.

Преимуществами пружинных и рессорных амортизаторов перед резиновыми и резино-металлическими являются большие статические деформации при умеренных напряжениях, способность выносить значительную температуру, безопасность со стороны воздействия масла и топлива, возможность надежного контроля за состоянием и их долговечность.

При проектировании фундаментов под тяжелые двигатели следует учитывать, что при плоских основаниях фундаментов двигателей, имеющих ширину плоской подошвы более 2000 мм, обеспечить надежное (без воздушных пузырей) заполнение цементным раствором пространства под основанием двигателя практически невозможно, невозможна в этом случае также и корректировка осадки грунта и массивов; поэтому следует предпочесть

установку таких машин на клиньях, для чего в железобетонный массив необходимо вводить закладные стальные сварные рамы, которые обеспечивают удобства для подгонки клиньев, сверловки отверстий и заводки и крепления болтов. На рис. 24 представлены

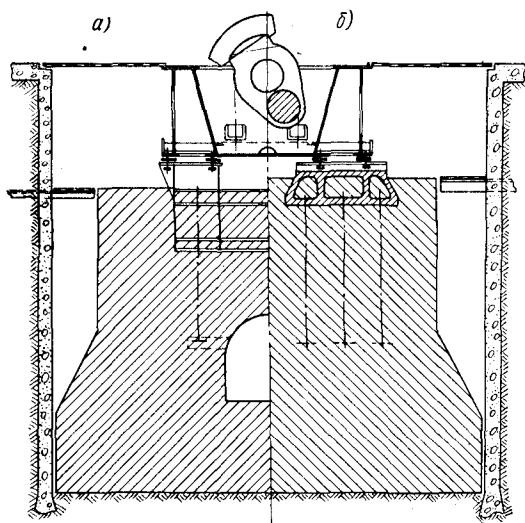


Рис. 24. Варианты фундамента под тяжелые двигатели «Зульцер»: *а* — установка на закладной раме; *б* — установка на чугунных плитах

два из возможных вариантов фундамента для двигателей «Зульцер» типа RD58, у которого ширина плоского днища фундаментной рамы равна 2330 мм, и RD90, ширина которого достигает 3800 мм.

12. СВОБОДНЫЕ КОЛЕБАНИЯ СИСТЕМ, УСТАНОВЛИВАЕМЫХ НА УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТАХ

Чтобы избежать влияния вынужденных колебаний силовых агрегатов на окружающие здания, сооружения и приборы, силовые агрегаты с ДВС рекомендуется устанавливать на железобетонные массивы, которые подвешиваются к неподвижному грунту на упругих элементах в виде пружинных или рессорных подвесок, как это показано на рис. 23. Если к весу силового агрегата по тем или иным причинам нельзя присоединить инертную массу массива, то локализация вибраций силовых агрегатов может быть достигнута установкой последних на пружинные (рис. 25) или резино-металлические (рис. 26) амортизаторы. Установка силового агрегата на резино-металлические амортизаторы показана на рис. 21; таким же способом силовой агрегат может быть установлен и на пружинные амортизаторы.

Установочные размеры одного из типов отечественных резино-металлических амортизаторов типа АКСС приведены в табл. 4 (рис. 26). С другими типами амортизаторов можно ознакомиться по специальным источникам [32 и 42]. В случае необходимости допускается применение блоков из двух и более аморти-

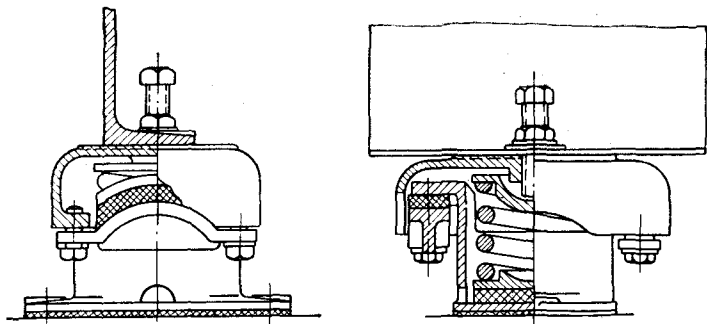


Рис. 25. Пружинный амортизатор с резиновыми ограничителями

заторов, связываемых сверху переходными накладками, имеющими отверстия для крепления агрегата; размеры этих отверстий должны быть не меньше размера Z , указанного в табл. 4. В случаях,

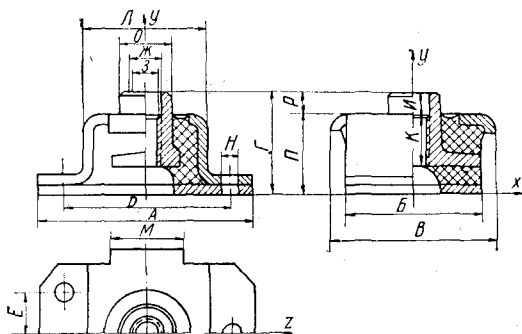


Рис. 26. Резино-металлические амортизаторы типа АКСС

когда используются пружинные амортизаторы, жесткость пружин может быть определена по формуле

$$C = \frac{Gd}{8ie^3w} \text{ кГ/см}, \quad (11)$$

где G — модуль сдвига в кГ/см^2 (для пружинной стали $G = 800\,000 \text{ кГ/см}^2$); d — диаметр проволоки пружины в см ; i — число рабочих витков пружины, которое может быть определено

Размеры, допускаемые нагрузки и упругие свойства амортизаторов типа АКСС

Типоразмеры	Допускаемая статическая нагрузка вдоль осей, кг			Размеры, мм														Жесткость вдоль осей, кг/см				
	P _x	P _y	P _z	A	B	В	Г	Д	Е	Ж	З	И	К	Л	М	Н	О	П	Р	C _x	C _y	C _z
				70	40	48	40	54	—	10	10	17	40	—	7	16	8	32	800			
АКСС-25	10	25	25	70	40	48	40	54	—	10	М8	10	17	40	—	7	16	8	32	800	650	1400
АКСС-40	15	40	40	85	55	63	46	68	—	12	М10	15	17	48	—	9	20	10	36	850	850	1800
АКСС-60	25	60	60	100	65	73	50	80	—	14	М12	15	20	56	—	9	25	10	40	1100	1400	2400
АКСС-85	35	85	85	120	70	80	60	100	—	16	М14	15	27	76	—	11	32	11	49	1300	1500	3400
АКСС-120	50	120	110	140	85	95	65	112	—	18	М16	15	31	80	—	13	36	12	53	1300	1500	3000
АКСС-160	70	160	150	145	90	108	60	115	—	20	М18	15	27	83	55	13	36	14	46	1500	3500	3100
АКСС-220	80	220	190	150	100	118	60	120	—	24	М22	10	32	86	58	15	40	12	48	2000	6000	5400
АКСС-300	90	300	210	155	105	125	65	125	60	26	М24	10	37	88	60	15	46	14	51	2100	7500	6400
АКСС-400	100	400	260	175	110	130	65	140	65	30	М27	7	40	96	65	17	50	12	53	2700	8500	7400

с помощью рис. 27; e — отношение диаметра пружины к диаметру проволоки (рис. 27); ω — поправочный коэффициент, учитывающий влияние скалывающих напряжений и перерезывающих сил и определяемый из формулы $\omega = 1 + \frac{1}{2e} + \frac{1}{2e^2}$.

При установке силовых агрегатов как на бетонные массивы, так и на амортизаторы анализ вынужденных колебаний требует знания величин, характеризующих собственные колебания рассматриваемых систем.

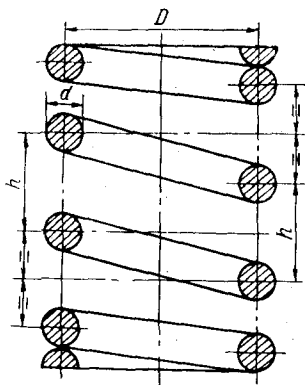


Рис. 27. Пружина, имеющая 2,5 рабочих витка:
 D — диаметр пружины; d — диаметр проволоки; h — шаг витка

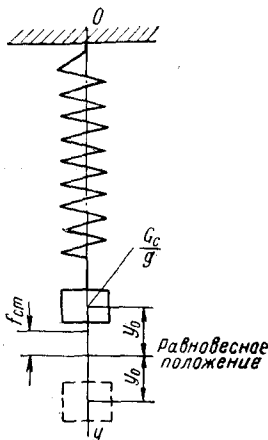


Рис. 28. Схема системы с упругой подвеской

Рассмотрим колебания системы с одной степенью свободы (рис. 28). Как известно, собственные колебания материальной точки, имеющей массу m и связанной с неподвижным основанием при помощи упругой связи, выражается дифференциальным уравнением вида [29 и 49].

$$m\ddot{y} = G_c + P_y, \quad (12)$$

где \ddot{y} — ускорение материальной точки; G_c и m — вес и масса материальной точки; P_y — проекция восстанавливающей силы или реакции упругих связей на ось Oy . Как видно из рис. 28,

$$P_y = -C(y + f_{cm}) = -Cy - Cf_{cm},$$

где $C = \frac{G_c}{f_{cm}}$ — жесткость упругих связей в кг/см или кг/м ; $f_{cm} = \frac{G_c}{C}$ — статическая деформация упругих связей под действием веса системы; y — отклонение материальной точки от равновесного положения.

Так как

$$P_y = -Cy - G_c, \text{ то } m\ddot{y} = -Cy, \text{ или } m\ddot{y} + Cy = 0.$$

Разделив на m , получим

$$\ddot{y} + k^2y = 0, \text{ где } k^2 = \frac{C}{m}. \quad (13)$$

Величина k^2 есть квадрат круговой частоты колебаний. Уравнение (13) будет удовлетворено, если

$$y = A \cos kt \text{ или } y = B \sin kt.$$

Следовательно, общее решение этого дифференциального уравнения будет иметь вид

$$y = A \cos kt + B \sin kt. \quad (14)$$

Для определения постоянных интегрирования A и B необходимо назначить начальные условия. Так, при $t = 0$ и $y = y_0$ из равенства (14) находим $A = y_0$. Взяв первую производную уравнения (14) по t , находим

$$\dot{y}_0 = -Ak \sin kt + Bk \cos kt,$$

и полагая $t = 0$, получим $\dot{y}_0 = Bk$, откуда $B = \frac{\dot{y}_0}{k}$.

Подставляя значения A и B в равенство (14), получим

$$y = y_0 \cos kt + \frac{\dot{y}_0}{k} \sin kt. \quad (15)$$

Движение материальной точки, выраженное равенством (15), является гармоническим колебанием. Это равенство представляется синусоидой или косинусоидой, выражающей изменение сил инерции первого и второго порядков у поршневых ДВС. Действительно, если положить

$$y_0 = M \cos \varphi \text{ и } \frac{\dot{y}_0}{k} = -M \sin \varphi, \quad (16)$$

то равенство (15) перепишется в виде

$$y = M \cos \varphi \cos kt - M \sin \varphi \sin kt, \\ \text{или } y = M \cos(kt + \varphi). \quad (17)$$

Амплитуда M этих колебаний определяется, если возвести в квадрат и сложить равенства (16), следовательно,

$$y_0^2 + \frac{\dot{y}_0^2}{k^2} = M^2 \text{ и } M = \sqrt{y_0^2 + \frac{\dot{y}_0^2}{k^2}}. \quad (18)$$

Начальная фаза колебаний φ определяется из условия

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\dot{y}_0}{y_0 k}. \quad (19)$$

Если начальная фаза колебаний $\varphi = 0$, то гармоническое колебание материальной точки выразится равенством $y = M \cos kt$. При $t = 0$ амплитуда будет наибольшей, т. е. $M = y_0$. Таким образом, наибольшая амплитуда колебаний будет равна первоначальному отклонению материальной точки от равновесного ее положения.

В равенстве (13) величина $k = \sqrt{\frac{C}{m}}$ есть круговая частота гармонических колебаний. Следовательно, период колебания T будет

$$T = \frac{2\pi}{k} = 2\pi \sqrt{\frac{G_c}{gC}} = 2\pi \sqrt{\frac{f_{cm}}{g}}, \quad (20)$$

т. е. круговая частота и период собственных свободных колебаний материальной точки зависят от жесткости упругих связей и от веса материальной точки.

Для удобства сравнений частот свободных колебаний систем с числом оборотов коленчатых валов ДВС полезно ввести в рассмотрение число свободных колебаний системы в 1 мин, которое выражается условием

$$N = \frac{60k}{2\pi} = 30 \sqrt{\frac{g}{\pi^2}} \frac{1}{\sqrt{f_{cm}}} \text{ и так как } \sqrt{\frac{g}{\pi^2}} \approx 1,0, \text{ то}$$

$$N = \frac{30}{\sqrt{f_{cm}}} = 9,55k = 9,55 \sqrt{\frac{C}{m}} \text{ кол./мин.} \quad (21)$$

В формуле (21) значение C должно быть выражено в кг/м ; если C выражено в кг/см , то

$$N = 95,5 \sqrt{\frac{C}{m}} \text{ кол./мин.} \quad (22)$$

Число колебаний в 1 сек (в гц) для f_{cm} , выраженного в м или см , определяется соответственно из выражений:

$$v = \frac{N}{60} = \frac{1}{2\sqrt{f_{cm}}} \text{ и } v = \frac{5}{\sqrt{f_{cm}}}. \quad (23)$$

Для случая колебаний материальной точки относительно неподвижного центра или оси дифференциальное уравнение движения будет иметь вид

$$\theta \ddot{\varphi} + C_\varphi \varphi = 0, \text{ или } \ddot{\varphi} + k^2 \varphi = 0, \quad (24)$$

где θ — момент инерции материальной точки относительно неподвижного центра или оси; $\ddot{\varphi}$ — угловое ускорение; C_φ — угловая жесткость связей, выражаемая в $\text{кг}\cdot\text{м}$; φ — угол отклонения от равновесного положения; k^2 — квадрат круговой частоты угловых колебаний.

Так как все виды амортизаторов практически допускают возможные линейные перемещения x , y и z вдоль осей Ox , Oy и Oz и угловые отклонения α , β и γ амортизированной системы относительно этих же осей, то при общем решении задачи необходимо учитывать шесть степеней свободы. Такое решение было предложено проф. П. Ф. Папковичем в 1943 г. [32].

Колебания амортизированной системы, имеющей шесть степеней свободы, выражаются системой дифференциальных уравнений вида:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + \bar{C}_x x - U_y \gamma + U_z \beta &= 0; \\ m\ddot{y} + \bar{C}_y y - V_z \alpha + V_x \gamma &= 0; \\ m\ddot{z} + \bar{C}_z z - W_x \beta + W_y \alpha &= 0; \\ \theta_x \ddot{\alpha} + C_{xx} \alpha - V_z y + W_y z - C_{xx} \gamma - C_{xy} \beta &= 0; \\ \theta_y \ddot{\beta} + C_{yy} \beta - W_x z + U_z x - C_{xy} \alpha - C_{yz} \gamma &= 0; \\ \theta_z \ddot{\gamma} + C_{zz} \gamma - U_y x + V_x y - C_{yz} \beta + C_{zx} \alpha &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

Как видно из структуры дифференциальных уравнений, перемещения всех шести видов связаны между собой так, что изменение какого-либо одного перемещения из шести вызывает изменение и других пяти. Величины, входящие в систему дифференциальных уравнений, представляют собой:

m — масса амортизированной системы; θ_x , θ_y и θ_z — моменты инерции системы относительно главных осей инерции Ox , Oy и Oz ; \ddot{x} , \ddot{y} и \ddot{z} — линейные ускорения системы при ее перемещениях вдоль осей Ox , Oy и Oz ; $\ddot{\alpha}$, $\ddot{\beta}$ и $\ddot{\gamma}$ — угловые ускорения при вращении системы относительно осей Ox , Oy и Oz ; U_y , U_z , V_x , V_z , W_x и W_y — статические моменты реакций всех амортизаторов относительно координатных осей, определяемых индексами при статических моментах; C_{xx} , C_{yy} и C_{zz} — крутильные жесткости амортизирующего крепления, представляющие собой моменты реакций амортизаторов относительно осей Ox , Oy и Oz при угловых перемещениях амортизированной системы относительно этих осей и определяемые для некоторых частных случаев методом, изложенным ниже; \bar{C}_x , \bar{C}_y и \bar{C}_z — суммарные реакции амортизаторов, или их суммарные линейные жесткости, выражаемые в виде сил, отнесенных к единице линейного перемещения:

$$\bar{C}_x = \sum_1^n C_x^i, \quad \bar{C}_y = \sum_1^n C_y^i \quad \text{и} \quad \bar{C}_z = \sum_1^n C_z^i, \quad (26)$$

где n — число амортизаторов; C_x^i , C_y^i и C_z^i — линейные жесткости i -того амортизатора в направлении осей Ox , Oy и Oz .

При линейных перемещениях амортизированной системы в стороны отрицательных значений координат осей Ox , Oy и Oz во всех

Решение системы дифференциальных уравнений (25) в общем виде очень сложно и не вызывается практической необходимостью. Практический интерес представляют частные их решения, а именно:

1. Главный центр жесткости системы амортизации совпадает с центром тяжести амортизированной системы, а три оси жесткости (линии действия равнодействующих \bar{C}_x , \bar{C}_y и \bar{C}_z) совпадают с главными осями амортизированной системы. Для этого частного случая система дифференциальных уравнений (25) примет вид:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + \bar{C}_x x &= 0; \\ m\ddot{y} + \bar{C}_y y &= 0; \\ m\ddot{z} + \bar{C}_z z &= 0; \\ \theta_x \ddot{\alpha} + C_{xx} \alpha &= 0; \\ \theta_y \ddot{\beta} + C_{yy} \beta &= 0; \\ \theta_z \ddot{\gamma} + C_{zz} \gamma &= 0. \end{aligned} \right\} (29)$$

Здесь все шесть колебаний оказываются независимыми друг от друга. Такой частный случай может быть осуществлен практически, если система, состоящая из силового агрегата и бетонного массива, будет подвешена на амортизаторах, расположенных на уровне центра тяжести системы (рис. 30). Частоты свободных колебаний в этом случае могут быть определены из уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \text{Для колебаний вдоль оси } Ox \dots k_1^2 &= \frac{\bar{C}_x}{m}; \\ \text{» } \text{» } \text{» } \text{» } Oy \dots k_2^2 &= \frac{\bar{C}_y}{m}; \\ \text{» } \text{» } \text{» } \text{» } Oz \dots k_3^2 &= \frac{\bar{C}_z}{m}; \\ \text{» } \text{относительно оси } Ox \dots k_4^2 &= \frac{C_{xx}}{\theta_x}; \end{aligned} \right\} (30)$$

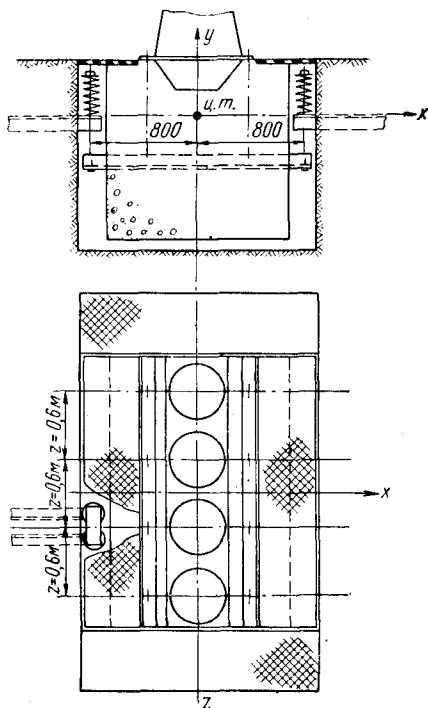


Рис. 30. Система, состоящая из силового агрегата и железобетонного массива, на 16 пружинных подвесках

$$\left. \begin{aligned} \text{Для колебаний относительно оси } Oy . . . k_5^2 &= \frac{C_{yy}}{\theta_y}; \\ \text{» } \text{ » } \text{ » } \text{ » } Oz . . . k_6^2 &= \frac{C_{zz}}{\theta_z}. \end{aligned} \right\}$$

2. Оси жесткости системы амортизации параллельны главным осям инерции, а главный центр жесткости лежит в одной из плоскостей инерции амортизированной системы (допустим, в плоскости yOz). В этом случае колебания амортизированной системы делятся на две группы трехсвязных колебаний, выражаемых дифференциальными уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + \bar{C}_x x - U_y \gamma + U_z \beta &= 0; \\ \theta_y \ddot{\beta} + C_{yy} \beta - U_z x &= 0; \\ \theta_z \ddot{\gamma} + C_{zz} \gamma - U_y x &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{z} + \bar{C}_z z + W_y \alpha &= 0; \\ m\ddot{y} + \bar{C}_y y - V_z \alpha &= 0; \\ \theta_x \ddot{\alpha} + C_{xx} \alpha - V_z y + W_y z &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

Группа уравнений (31) связывает линейные перемещения вдоль оси Ox с угловыми перемещениями относительно осей Oy и Oz , а группа уравнений (32) — линейные перемещения вдоль осей Oy и Oz с угловыми перемещениями относительно оси Ox . Трехсвязные колебания могут иметь место в случаях плоской амортизации, когда амортизаторы располагаются в одной горизонтальной плоскости симметрично относительно плоскости yOz и несимметрично относительно плоскости yOx .

3. Две оси жесткости системы амортизации параллельны главным осям инерции амортизированной системы, а третья ось жесткости совпадает с одной из главных осей инерции системы. В этом случае колебания делятся на четыре группы: первая — двухсвязные колебания — вдоль оси Ox и относительно оси Oz ; вторая — двухсвязные колебания — вдоль оси Oz и относительно оси Ox ; третья — одно независимое колебание вдоль оси Oy ; четвертая — одно независимое колебание относительно оси Oy .

Так как при проектировании новых силовых установок или силовых агрегатов можно всегда привести их к третьему частному случаю, то полезно более подробное его рассмотрение.

Для варианта плоской амортизации, когда все амортизаторы устанавливаются в одной плоскости симметрично относительно главных плоскостей инерции амортизируемой системы и линии действия равнодействующей \bar{C}_y совмещены с главной осью инерции

системы (механизма), как это представлено на рис. 30, дифференциальные уравнения колебаний примут вид для первой группы (двухсвязные колебания амортизированной системы в плоскости yOx):

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + \bar{C}_x x - U_y \gamma &= 0; \\ \theta_z \ddot{\gamma} + C_{xx} \gamma - U_y \alpha &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

для второй группы (двухсвязные колебания системы в плоскости zOy).

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{z} + \bar{C}_z z + W_y \alpha &= 0; \\ \theta_x \ddot{\alpha} + C_{xx} \alpha + W_y z &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

для третьей группы (независимое линейное колебание вдоль оси Oy):

$$m\ddot{y} + \bar{C}_y y = 0; \quad (35)$$

для четвертой группы (независимое угловое колебание относительно оси Oy):

$$\theta_y \ddot{\beta} + C_{yy} \beta = 0. \quad (36)$$

Так как $U_y = \eta_x \bar{C}_x$ и $W_y = \eta_z \bar{C}_z$, а также $\eta_x = \eta_z = y_i = b$, то

$$U_y = b \bar{C}_x \text{ и } W_y = b \bar{C}_z. \quad (37)$$

Величины C_{xx} , C_{yy} и C_{zz} определяются по формулам

$$\left. \begin{aligned} C_{xx} &= \sum_1^n C_y^i z_i^2 + \sum_1^n C_z^i y_i^2; \\ C_{yy} &= \sum_1^n C_x^i z_i^2 + \sum_1^n C_z^i x_i^2; \\ C_{zz} &= \sum_1^n C_x^i y_i^2 + \sum_1^n C_y^i x_i^2. \end{aligned} \right\} \quad (38)$$

Для случая плоской амортизации положение всех амортизаторов по высоте относительно центра тяжести системы одинаково, поэтому $y_i = b$, а так как амортизаторы располагаются в две линии симметрично относительно плоскости yOz , то $x_i = \pm a$, следовательно, можно написать:

$$\left. \begin{aligned} \sum_1^n C_y^i z_i^2 &= \bar{C}_y \frac{\sum_1^n z_i^2}{n}; & \sum_1^n C_z^i y_i^2 &= \bar{C}_z b^2; \\ \sum_1^n C_x^i z_i^2 &= \bar{C}_x \frac{\sum_1^n z_i^2}{n}; & \sum_1^n C_z^i x_i^2 &= \bar{C}_z a^2; \\ \sum_1^n C_x^i y_i^2 &= \bar{C}_x b; & \sum_1^n C_y^i x_i^2 &= \bar{C}_y a^2. \end{aligned} \right\} \quad (39)$$

Два члена системы уравнений (39), в которые входят дробные выражения, для конкретного случая наглядно определяются с помощью схемы расположения амортизаторов (см. рис. 30).

Совместное решение первой группы дифференциальных уравнений (33) позволяет определить частоты сложного двухсвязного колебания в плоскости yOx , а именно:

$$\lambda_{1,6}^2 = \frac{1}{2} \left[k_1^2 + k_6^2 \pm \sqrt{(k_1^2 - k_6^2)^2 + 4 \frac{U_y^2}{m\theta_z}} \right], \quad (40)$$

где частоты k_1 и k_6 определяются по соответствующим формулам системы уравнений (30).

Совместное решение второй группы дифференциальных уравнений (34) позволяет определить частоты сложного двухсвязного колебания в плоскости yOz , а именно:

$$\lambda_{3,4}^2 = \frac{1}{2} \left[k_3^2 + k_4^2 \pm \sqrt{(k_3^2 - k_4^2)^2 + 4 \frac{W_y^2}{m\theta_x}} \right], \quad (41)$$

где частоты k_3 и k_4 определяются по соответствующим формулам системы (30). Частоты свободных колебаний вдоль оси Oy (k_2) и относительно оси Oy (k_5) также определяются по формулам (30).

Для контроля результатов расчетов необходимо помнить, что из двух значений λ одно будет больше наибольшей, а второе меньше наименьшей частот свободных колебаний, определяемых по формулам (30). При этом точки, определяющие условные формы колебаний, будут лежать выше или ниже центра тяжести системы. Что такое условная форма колебаний, будет установлено ниже, при рассмотрении примеров.

Положение точек, относительно которых будут совершаться колебания, определяются по формуле

$$b_i = \frac{-\frac{U_y}{C_x}}{\left(\frac{\lambda_i}{k_i}\right)^2 - 1}, \quad (42)$$

где k_i — частоты свободных колебаний, определяемые из уравнений (30).

В тех случаях, когда амортизируемая система может быть приведена к одной из двух групп трехсвязных колебаний, в качестве руководства для анализа рекомендуются специальные труды [2 и 32].

Пример 3. Определить частоты и периоды собственных колебаний системы, состоящей из двигателя весом 3000 кг и железобетонного массива весом 6000 кг, подвешенных на 16 пружинах, основания которых расположены в горизонтальной плоскости, проходящей через центр тяжести системы, как это показано на рис. 30. При таком расположении пружинных подвесок все шесть возможных колебаний системы будут независимыми друг от друга.

Общий вес системы $G_c = 9000$ кг; масса системы $m \approx 920$ кг·сек²/м; элементы пружин: $D = 12$ см; $d = 2,0$ см; $e = \frac{D}{d} = 6$; $e^2 = 36$; $e^3 = 216$; число рабочих витков $i = 8$.

Линейная жесткость одной пружины по формуле (11)

$$C_y^i = \frac{Gd}{8ie^3w} = \frac{800\,000 \cdot 2}{8 \cdot 8 \cdot 216 \cdot 11} = 105 \text{ кг/см.}$$

Общая линейная жесткость всех пружин по формуле (26)

$$\bar{C}_y = \sum_1^{16} C_y^i = 105 \cdot 16 = 1680 \text{ кг/см} = 168\,000 \text{ кг/м.}$$

Статическая просадка пружин под действием веса системы

$$f_{cm} = \frac{G_c}{\bar{C}_y} = \frac{9000}{168\,000} = 0,0535 \text{ м} = 5,35 \text{ см.}$$

Частота свободных вертикальных колебаний по соответствующей формуле системы (30)

$$k_2 = \sqrt{\frac{\bar{C}_y}{m}} = \sqrt{\frac{168\,000}{920}} = 13,5 \text{ 1/сек.}$$

Для определения частот свободных угловых колебаний относительно осей Ox и Oy воспользуемся соответствующими формулами системы (30):

$$k_4^2 = \frac{C_{xx}}{\theta_x} \text{ и } k_6^2 = \frac{C_{zz}}{\theta_z}.$$

Положим, что $\theta_x = 380$ кг·м·сек² и $\theta_z = 270$ кг·м·сек². Находим значения величин C_{xx} и C_{zz} , пользуясь формулами (38). Так как центр тяжести системы совпадает с центром жесткости системы амортизации, то $y = 0$; поэтому члены

$\sum_1^n C_z^i y_i^2$ и $\sum_1^n C_x^i y_i^2$ равны нулю и, следовательно, $C_{xx} = \sum_1^n C_y^i z_i^2$ и $C_{zz} = \sum_1^n C_y^i x_i^2$,

где $z_1 = \frac{z}{2} = 0,3$ м и $z_2 = 3z_1 = 0,9$ м, а $x_i = \pm a = 0,8$ м (см. рис. 30).

Тогда

$$C_{xx} = \frac{\bar{C}_y}{n} \sum_1^n z_i^2, \text{ где } \sum_1^n z_i^2 = 2 \sum_1^{n/2} \left(4z_1^2 + 36z_1^2 \right) = 80z_1^2.$$

В последней формуле цифрой 4 учитываются четыре пружины для каждой группы, объединенной координатами z_1 и $3z_1$. Следовательно,

$$C_{xx} = \frac{168\,000}{16} \cdot 80 \cdot 0,3^2 = 75\,600 \text{ кг·м;}$$

$$C_{zz} = \bar{C}_y \sum_1^n x_i^2 = 168\,000 \cdot 0,8^2 = 107\,500 \text{ кг·м.}$$

Частоты свободных угловых колебаний системы относительно оси Ox равны

$$k_4 = \sqrt{\frac{75\,600}{380}} = 14,1 \text{ 1/сек; } N_4 = 135 \text{ кол/мин; } T_4 = 0,445 \text{ сек.}$$

Частоты свободных угловых колебаний системы относительно оси Oz равны

$$k_6 = \sqrt{\frac{107\,500}{270}} = 19,9 \text{ 1/сек; } N_6 = 190 \text{ кол/мин; } T_6 = 0,316 \text{ сек.}$$

Пример 4. Определить частоты и периоды собственных колебаний системы, состоящей из дизель-генератора и подмоторной рамы, установленных на 10 резино-металлических амортизаторах типа АКСС-300. Амортизаторы размещены под рамой силового агрегата согласно рис. 21 и схеме рис. 31 при незначительной асимметрии их расположения относительно плоскости yOx . Вес агрегата с подмоторной рамой $G_c = 2500$ кг; масса системы $m \approx 255$ кг·сек²/м.

Центр тяжести агрегата находится на вертикальной оси жесткости Oy системы амортизации на высоте $y_i = -b = -0,75$ м от плоскости крепления фундамента агрегата к амортизаторам. При такой схеме расположения амортизаторов система может быть отнесена к третьему частному случаю и будет иметь четыре группы собственных свободных колебаний, а именно: две группы двухсвязных колебаний в плоскостях yOx и yOz и две группы, или, вернее, два независимых колебания вдоль оси и относительно оси Oy .

Для удобства расчетов ординаты амортизаторов z_i выразим в долях $z_1 = 0,1$, при этом $x_i = \pm \frac{a}{2}$ (рис. 31).

Примем моменты инерции системы: $\theta_x = 125$; $\theta_y = 90$ и $\theta_z = 70$ кг·м·сек². Линейные жесткости амортизаторов АКСС-300 согласно данным табл. 4: $C_x^i = 800$ кг/см; $C_y^i = 2800$ кг/см и $C_z^i = 1900$ кг/см.

$$\begin{aligned} \text{Суммарные линейные жесткости всех амортизаторов } \bar{C}_x &= \sum_1^{10} C_x^i = \\ &= 8000 \text{ кг/см} = 8 \cdot 10^5 \text{ кг/м}; \bar{C}_y = \sum_1^{10} C_y^i = 28000 \text{ кг/см} = 2,8 \cdot 10^6 \text{ кг/м} \text{ и } C_z = \\ &= \sum_1^{10} C_z^i = 19000 \text{ кг/см} = 1,9 \cdot 10^6 \text{ кг/м}. \end{aligned}$$

Определим крутильные жесткости системы амортизации, пользуясь формулами (38). Расчет произведем почленно, пользуясь схемой на рис. 31.

$$\sum_1^n C_y^i z_i^2 = \bar{C}_y \frac{\sum_1^n z_i^2}{n}, \text{ где } \sum_1^n z_i^2 = 2(9z_1^2 + 81z_1^2 + 16z_1^2 + 74z_1^2) = 360z_1^2.$$

Следовательно,

$$\sum_1^n C_y^i z_i^2 = \frac{\bar{C}_y 360z_1^2}{n} = \frac{2,8 \cdot 10^6 \cdot 360 \cdot 0,1^2}{10} = 1 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м};$$

$$\sum_1^n C_z^i y_i^2 = \bar{C}_z \cdot 0,75^2 = 1,9 \cdot 10^6 \cdot 0,5625 = 1,07 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Тогда

$$C_{xx} = 1 \cdot 10^6 + 1,07 \cdot 10^6 = 2,07 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м};$$

$$\sum_1^n C_x^i z_i^2 = \frac{\bar{C}_x 360z_1^2}{n} = \frac{8 \cdot 10^5 \cdot 360 \cdot 0,1^2}{10} = 2,88 \cdot 10^5 \text{ кг} \cdot \text{м};$$

$$\sum_1^n C_z^i x_i^2 = \bar{C}_z \left(\frac{a}{2}\right)^2 = 1,9 \cdot 10^6 \cdot 0,4^2 = 3,14 \cdot 10^5 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Тогда

$$C_{yy} = 2,88 \cdot 10^5 + 3,14 \cdot 10^5 = 6,02 \cdot 10^5 \text{ кг} \cdot \text{м};$$

$$\sum_1^n C_x^i y_i^2 = \bar{C}_x y_i^2 = 8 \cdot 10^5 \cdot 0,75^2 = 4,5 \cdot 10^5 \text{ кг} \cdot \text{м};$$

$$\sum_1^n C_y^i x_i^2 = \bar{C}_y \left(\frac{a}{2} \right)^2 = 2,8 \cdot 10^6 \cdot 0,4^2 = 4,48 \cdot 10^5 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Тогда

$$C_{zz} = 4,5 \cdot 10^5 + 4,48 \cdot 10^5 = 8,98 \cdot 10^5 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Пользуясь формулами (27), определим статические моменты реакций амортизаторов:

$$U_y = \sum_1^n C_{xy}^i y_i = \bar{C}_x b = -8 \cdot 10^5 \cdot 0,75 = -6 \cdot 10^5 \text{ кг} \cdot \text{м};$$

$$W_y = \sum_1^n C_z^i y_i = \bar{C}_z b = -1,9 \cdot 10^6 \cdot 0,75 = -1,425 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Пользуясь формулами (30) для свободных колебаний, находим их частоты:

$$k_1^2 = \frac{\bar{C}_x}{m} = \frac{8 \cdot 10^5}{255} = 3140 \text{ 1/сек}^2; \quad k_2^2 = \frac{\bar{C}_y}{m} = \frac{2,8 \cdot 10^6}{255} = 11\,000 \text{ 1/сек}^2;$$

$$k_3^2 = \frac{\bar{C}_z}{m} = \frac{1,9 \cdot 10^6}{255} = 7450 \text{ 1/сек}^2; \quad k_4^2 = \frac{C_{xx}}{\theta_x} = \frac{2,07 \cdot 10^6}{125} = 16\,550 \text{ 1/сек}^2;$$

$$k_5^2 = \frac{C_{yy}}{\theta_y} = \frac{6,02 \cdot 10^5}{90} = 6700 \text{ 1/сек}^2; \quad k_6^2 = \frac{C_{zz}}{\theta_z} = \frac{8,98 \cdot 10^5}{70} = 12\,850 \text{ 1/сек}^2.$$

Пользуясь формулой (40), находим частоты сложного двухсвязного колебания первой группы (вдоль оси Ox и относительно оси Oy):

$$\lambda_{1,6}^2 = \frac{1}{2} \left[3140 + 12\,850 \pm \sqrt{(3140 - 12\,850)^2 + 4 \frac{(6 \cdot 10^5)^2}{255 \cdot 70}} \right],$$

следовательно,

$$\lambda_1^2 = 14\,595 \text{ 1/сек}^2 \text{ и } \lambda_6^2 = 1395 \text{ 1/сек}^2.$$

Пользуясь формулой (41), находим частоты сложного двухсвязного колебания в плоскости yOz :

$$\lambda_{3,4}^2 = \frac{1}{2} \left[7450 + 16\,550 \pm \sqrt{(7450 - 16\,550)^2 + 4 \frac{(1,425 \cdot 10^6)^2}{255 \cdot 125}} \right],$$

следовательно,

$$\lambda_3^2 = 20\,800 \text{ 1/сек}^2 \text{ и } \lambda_4^2 = 3225 \text{ 1/сек}^2.$$

Результаты расчетов сведены в табл. 5.

Результаты расчета свободных колебаний к примеру 4

Характер колебаний	Квадраты частоты, $1/\text{сек}^2$	Круговые частоты, $1/\text{сек}$	Число колебаний N , кол/мин	Периоды колебаний T , сек
Вдоль оси Ox	$\lambda_1^2 = 14\,595$	$\lambda_1 = 121$	1150	0,055
» » Oy	$k_2^2 = 11\,000$	$k_2 = 105$	1000	0,060
» » Oz	$\lambda_3^2 = 20\,800$	$\lambda_3 = 142$	1360	0,044
Относительно оси Ox	$\lambda_4^2 = 3225$	$\lambda_4 = 57$	545	0,110
» » Oy	$k_5^2 = 6700$	$k_5 = 82$	783	0,077
» » Oz	$\lambda_6^2 = 1395$	$\lambda_6 = 36$	344	0,175

Положение центров, определяющих формы колебаний, найдем, пользуясь формулой (42). Для первой группы двухсвязных колебаний (в плоскости yOx):

$$b_1 = \frac{-U_y}{\frac{C_x}{\left(\frac{\lambda_1}{k_1}\right)^2 - 1}} = \frac{-6 \cdot 10^5}{\frac{8 \cdot 10^5}{14\,595 - 1}} = \frac{0,75}{3,65} = +0,205 \text{ м};$$

$$b_6 = \frac{-U_y}{\frac{C_x}{\left(\frac{\lambda_6}{k_1}\right)^2 - 1}} = \frac{0,75}{\frac{1395}{3140 - 1}} = -1,35 \text{ м};$$

для второй группы двухсвязных колебаний (в плоскости yOz):

$$b_3 = \frac{-W_y}{\frac{C_z}{\left(\frac{\lambda_3}{k_3}\right)^2 - 1}} = \frac{-1,425 \cdot 10^6}{\frac{1,9 \cdot 10^6}{20\,800 - 1}} = \frac{0,75}{1,8} = +0,42 \text{ м};$$

$$b_4 = \frac{0,75}{\frac{3225}{7450 - 1}} = \frac{0,75}{-0,568} = -1,32 \text{ м},$$

т. е. система будет иметь угловые колебания относительно точек b_4 и b_6 , расположенных ниже ее центра тяжести, и линейные колебания центра тяжести для обеих групп двухсвязных колебаний.

13. ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ СИСТЕМ, УСТАНОВЛИВАЕМЫХ НА УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТАХ

В качестве простейшего случая рассмотрим вынужденные колебания системы с одной степенью свободы. Если в такой системе кроме постоянной силы от собственного веса материальной

точки будет действовать периодически изменяющаяся вертикальная возмущающая сила P_y , то в результате действия этой силы возникнут вынужденные колебания материальной точки. Дифференциальное уравнение движения для этого случая может быть получено из дифференциального уравнения собственных колебаний добавлением в его правую часть возмущающей силы $P_y \cos(\omega t + \delta)$, т. е.

$$m\ddot{y} + Cy = P_y \cos(\omega t + \delta).$$

Разделив на m , получим

$$\ddot{y} + k^2 y = v \cos(\omega t + \delta), \quad (43)$$

где $v = \frac{P_y}{m}$.

Общее решение уравнения (43) можно представить в виде $y = y_1 + y_2$, где y_1 — есть общее решение дифференциального уравнения для свободных колебаний, т. е. $y_1 = B \cos kt + C \sin kt$, а член y_2 можно принять в виде частного решения $y_2 = A \cos(\omega t + \delta)$.

Возьмем первую и вторую производные от y_2 по t :

$$\dot{y}_2 = -A\omega \sin(\omega t + \delta);$$

$$\ddot{y}_2 = -A\omega^2 \cos(\omega t + \delta).$$

Подставляя значения y_2 и \ddot{y}_2 в равенство (43), получим

$$-A\omega^2 \cos(\omega t + \delta) + k^2 A \cos(\omega t + \delta) = v \cos(\omega t + \delta),$$

откуда

$$A = \frac{v}{k^2 - \omega^2} = \frac{P_y}{m(k^2 - \omega^2)}. \quad (44)$$

Следовательно,

$$y = B \cos kt + C \sin kt + \frac{v}{k^2 - \omega^2} \cos(\omega t + \delta). \quad (45)$$

Для установившегося вынужденного колебания системы достаточно рассмотреть только третий член правой части равенства (45).

Величина A — амплитуда вынужденных колебаний — может быть представлена в виде

$$A = \frac{v}{k^2} \left(\frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{k^2}} \right). \quad (46)$$

В равенстве (46) величина $\frac{v}{k^2} = \frac{P_y}{mk^2} = \frac{P_y m}{mC} = \frac{P_y}{C}$ представляет собой статическое смещение системы под действием возмущающей силы P_y .

Величину $\frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{k^2}} = \beta$ называют коэффициентом нарастания колебаний [29 и 49] или коэффициентом передачи [32], а величину $\frac{\omega}{k}$ — коэффициентом расстройки. Эффект амортизации агрегата на упругих подвесках будет тем больше, чем больше отношение $\frac{\omega}{k}$.

Если $\frac{\omega}{k} < 1$ ($\omega < k$), коэффициент β будет близок к единице; амплитуда вынужденных колебаний будет близка к статическому смещению $\frac{P_y}{C}$, а амплитуда силы, передаваемой фундаменту, будет равна амплитуде возмущающей силы; амплитуда вынужденных колебаний и возмущающая сила будут иметь одинаковые фазы.

Если $\frac{\omega}{k} = 1$ ($\omega = k$), то коэффициент $\beta = \infty$, т. е. будет иметь место явление резонанса, при котором амплитуда вынужденных колебаний будет отставать по фазе от возмущающей силы (момента) на угол $\frac{\pi}{2}$.

Если $\frac{\omega}{k} > 1$, т. е. $\omega > k$, коэффициент β становится отрицательным; амплитуда вынужденных колебаний будет отставать по фазе от возмущающей силы на угол π .

При $\frac{\omega}{k} = \sqrt{2}$ коэффициент $\beta = 1$; сила, передаваемая фундаменту, будет равна возмущающей силе.

Амортизация будет удовлетворительной, когда частота собственных колебаний системы будет по крайней мере в $\sqrt{2}$ раза меньше частоты возмущающей силы. Для получения хорошего эффекта амортизации необходимо добиваться, чтобы отношение частоты вынужденных колебаний ω к частоте свободных колебаний k было по возможности большим.

Выражение для амплитуды вынужденных угловых колебаний может быть получено таким же путем, как и для линейных колебаний, из основной формулы (24), и будет иметь вид:

$$A_{\beta} = \frac{M_y}{\theta_y (k_s^2 - \omega^2)}, \quad (47)$$

где M_y — возмущающий момент, вращающий систему относительно оси Oy (взят произвольно; он может быть моментом M_x или M_z); k_s — частота собственных угловых колебаний системы относительно той же оси, определяемая по соответствующей формуле системы уравнений (30); другим возмущающим моментом должны соответствовать и другие частоты свободных колебаний.

Теперь рассмотрим вынужденные двухсвязные колебания амортизированных систем. Если на систему действуют одновременно возмущающие сила P_x и внешний момент M_z при одинаковых угловых частотах ω , то амплитуды вынужденных двухсвязных колебаний в плоскости yOx определяются из формул, приводимых ниже. Амплитуда линейных колебаний вдоль оси Ox

$$A_x = \frac{(C_{zz} - \omega^2 \theta_z) P_x + U_y M_z}{D}; \quad (48)$$

амплитуда угловых колебаний относительно оси Oz

$$A_y = \frac{(\bar{C}_x - \omega^2 m) M_z + U_y P_x}{D}. \quad (49)$$

Для случая, когда $P_x = 0$,

$$A_x = \frac{U_y M_z}{D} \quad \text{и} \quad A_y = \frac{(\bar{C}_x - \omega^2 m) M_z}{D}. \quad (50)$$

Для случая, когда $M_z = 0$,

$$A_x = \frac{(C_{zz} - \omega^2 \theta_z) P_x}{D} \quad \text{и} \quad A_y = \frac{U_y P_x}{D}. \quad (51)$$

В этих формулах

$$D = m \theta_z (\lambda_1^2 - \omega^2) (\lambda_6^2 - \omega^2).$$

Если на систему действуют одновременно возмущающие сила P_z (вдоль оси Oz) и момент M_x (относительно оси Ox) при одинаковых угловых частотах ω , то амплитуды линейных и угловых вынужденных двухсвязных колебаний в плоскости yOz определяются соответственно по формулам:

$$A_z = \frac{(C_{xx} - \omega^2 \theta_x) P_z - W_y M_x}{E}; \quad (52)$$

$$A_a = \frac{(\bar{C}_z - \omega^2 m) M_x + W_y P_z}{E}. \quad (53)$$

Для случая, когда $P_z = 0$,

$$A_z = \frac{-W_y M_x}{E} \quad \text{и} \quad A_a = \frac{(\bar{C}_z - \omega^2 m) M_x}{E}. \quad (54)$$

В этих формулах

$$E = m \theta_x (\lambda_3^2 - \omega^2) (\lambda_4^2 - \omega^2).$$

Пример 5. Допустим, что на железобетонном массиве весом 7500 кг установлен одноцилиндровый двухтактный дизель типа Д16/20 с числом оборотов $n = 650$ об/мин, имеющий вес 1500 кг. Общий вес системы $G_c = 9000$ кг. Система установлена на 16 пружинах и удовлетворяет условиям, рассмотренным в примере 3. Частота собственных вертикальных колебаний системы $k_2 = 13,5$ 1/сек. Двигатель имеет неуравновешенные силы инерции первого и второго порядков и уравновешенную противоресами центробежную силу. Неуравновешенные силы

инерции для верхней и нижней мертвых точек рабочего поршня будут соответственно равны

$$+ P'_y = m_{n.n} R \omega^2 (1 + \lambda) \text{ и } - P''_y = m_{n.n} R \omega^2 (1 - \lambda),$$

здесь λ — отношение радиуса мотыля к длине шатуна.

Амплитуда неуравновешенных сил инерции будет равна

$$P_y = P'_y - P''_y = 2m_{n.n} R \omega^2,$$

где $m_{n.n}$ — масса возвратно-движущихся деталей, равная $1,96 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}$; R — радиус мотыля, равный $0,1 \text{ м}$; ω — угловая скорость (угловая частота) возмущающей силы.

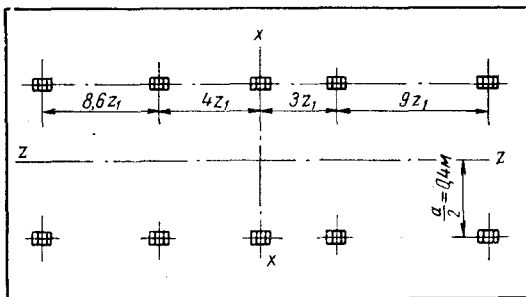


Рис. 31. Схема расположения амортизаторов к силовому агрегату, изображенному на рис. 21

Здесь

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 650}{30} = 68 \text{ рад/сек}; \quad \omega^2 = 4640 \text{ 1/сек}^2.$$

Следовательно,

$$P_y = 2 \cdot 1,96 \cdot 0,1 \cdot 4640 = 1820 \text{ кг}.$$

Амплитуда вынужденных колебаний системы по формуле (44)

$$A_y = \frac{1820}{920(4620 - 183)} = 0,00043 \text{ м} = 0,43 \text{ мм}.$$

Полученная величина амплитуды установившихся вынужденных колебаний более чем в два раза превосходит обычно допустимый предел ($0,2 \text{ мм}$), поэтому требуется или уменьшить амплитуду возмущающей силы, или увеличить вес железобетонного массива. Частота вынужденных колебаний равна частоте возмущающей силы (68 1/сек); период колебаний составляет $T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{6,28}{68} = 0,092 \text{ сек}$.

Пример 6. На резино-металлических амортизаторах (см. рис. 21 и схему на рис. 31) установлен дизель-генератор с дизелем 4Ч13/18, имеющим 1500 об/мин . Вес агрегата с подмоторной рамой $G_c = 2500 \text{ кг}$; масса системы $m \approx 255 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}$. Дизель имеет коленчатый вал с кривошипами, расположенными в одной плоскости (рис. 32), вследствие чего общая неуравновешенная сила инерции второго порядка равна учетверенной неуравновешенной силе для одного рабочего цилиндра (см. табл. 3), а ее амплитуда равна $P_y = 8P_{y11}$; круговая частота возмущающей силы будет $2\omega = \frac{2\pi n}{30} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1500}{30} = 314 \text{ 1/сек}$. Радиус мотыля

$R = 0,09 \text{ м}$; отношение $\lambda = \frac{R}{L} = 0,222$. Приведенные вес поршня $G_{n.n} = 3,9 \text{ кг}$ и масса $m_{n.n} = 0,4 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}$.

Следовательно, амплитуда вертикальной возмущающей силы будет равна

$$P_y = 8P_{yII} = 8m_{n.н}R\omega^2\lambda = 8 \cdot 0,4 \cdot 0,09 \cdot 157^2 \cdot 0,222 = 1575 \text{ кг}.$$

Квадрат частоты свободных вертикальных колебаний (см. пример 4) $k_2^2 = 11\,000 \text{ 1/сек}^2$.

Амплитуда вынужденных колебаний системы, согласно формуле (44),

$$A_y = \frac{1575}{255(314^2 - 11000)} = 0,00007 \text{ м} = 0,07 \text{ мм}.$$

Частота вынужденных колебаний будет равна частоте возмущающей силы, т. е. 314 рад/сек , а число колебаний системы в минуту составит $N = 3000 \text{ кол/мин}$.

Пример 7. Допустим, что в рассмотренном выше силовом агрегате в качестве двигателя использован двухтактный четырехцилиндровый ди-

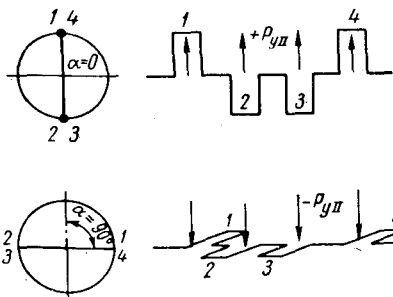


Рис. 32. Схема действия неуравновешенных сил второго порядка (см. табл. 1)

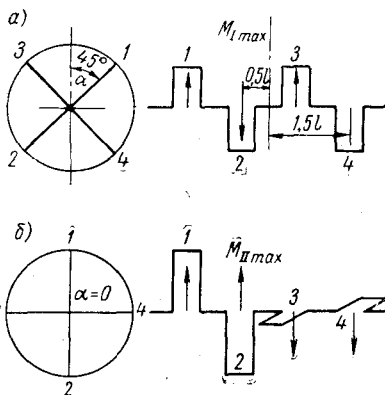


Рис. 33. Схема для определения внешних моментов сил инерции: а — первого порядка; б — второго порядка

зель, имеющий коленчатый вал с кривошипами, расположенными под углами 90° , схема которого представлена на рис. 33, и что силы инерции его кривошипно-шатунных механизмов такие же, как и у четырехтактного двигателя (пример 6).

Для такой системы коленчатого вала силы первого и второго порядков и центробежные силы уравновешены. Момент центробежных сил уравновешен противовесами, так что двигатель имеет только неуравновешенные моменты сил первого и второго порядков. Из табл. 3 находим величины неуравновешенных моментов; их амплитуды будут $M_I = 2,818lP_{yI}$ и $M_{II} = 8lP_{yII}$ с начальными фазами по углу поворота первого мотыля $\alpha_1 = 45^\circ$ и $\alpha_{II} = 0^\circ$ соответственно.

Сила первого порядка для одного рабочего цилиндра по формуле (8)

$$P_{yI} = m_{n.н}R\omega^2 = 0,4 \cdot 0,09 \cdot 157^2 = 910 \text{ кг}.$$

Амплитуда неуравновешенного момента от сил первого порядка

$$M_I = 2,818lP_{yI} = 2,818 \cdot 0,185 \cdot 910 = 475 \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где $l = 0,185 \text{ м}$ — расстояние между осями рабочих цилиндров.

Сила второго порядка

$$P_{yII} = \lambda P_{yI} = 0,222 \cdot 910 = 202 \text{ кг}.$$

Амплитуда неуравновешенного момента от сил второго порядка

$$M_{II} = 2,818lP_{yII} = 8 \cdot 0,185 \cdot 202 \approx 300 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Оба момента действуют в вертикальной плоскости, вызывая двухсвязные колебания в плоскости yOz (относительно оси Ox и вдоль оси Oz).

Чтобы определить взаимодействие возмущающих моментов, необходимо произвести геометрическое сложение их векторов при одинаковых углах поворота коленчатого вала, что наглядно и просто выполнить графическим методом, представленным на рис. 34, если известны численные значения моментов и их фазовых углов. В результате сложения амплитуда суммарного возмущающего момента получена равной $M_x = 775$ кг·м. Так как на систему будет действовать только суммарный момент, то амплитуды сложного двухсвязного колебания могут быть определены из формул (54).

Вместе с произведенными в примере 4 расчетами имеем:

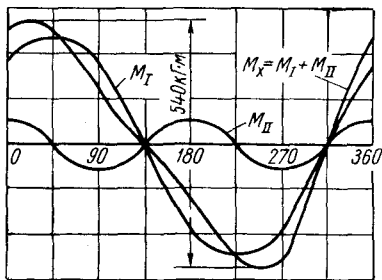


Рис. 34. Графическое сложение моментов сил первого и второго порядков четырехцилиндрового двухтактного двигателя с коленчатым валом

Вместе с произведенными в примере 4 расчетами имеем:

$$\bar{C}_z = 1,9 \cdot 10^6 \text{ кг/м};$$

$$W_y = -1,425 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м};$$

$$\lambda_3^2 = 20\,800 \text{ 1/сек}^2;$$

$$\lambda_4^2 = 3225 \text{ 1/сек}^2;$$

$$\theta_x = 125 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2;$$

$$M_x = 775 \text{ кг} \cdot \text{м};$$

$$\omega^2 = 157^2 = 24\,700 \text{ 1/сек}^2; \quad m = 255 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}.$$

Следовательно,

$$E = m\theta_x (\lambda_3^2 - \omega^2) (\lambda_4^2 - \omega^2) =$$

$$= 255 \cdot 125 (20\,800 - 24\,700) (3225 - 24\,700) = 26,9 \cdot 10^{11};$$

$$A_z = \frac{1,425 \cdot 10^6 \cdot 775}{26,9 \cdot 10^{11}} = 0,0035 \text{ м} = 0,35 \text{ мм};$$

$$A_\alpha = \frac{(1,9 \cdot 10^6 - 24\,700 \cdot 255) 775}{26,9 \cdot 10^{11}} \approx 0,0014 \text{ рад} = 0,7^\circ.$$

14. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О ХАРАКТЕРЕ И ФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВАХ ГРУНТОВ

Все грунты, кроме скальных пород, можно разделить на два основных класса: грунты типа песков и типа глин. Размеры зерен песка колеблются в пределах от 1—2 мм (крупнозернистые) до 0,01 мм (измельченные). Частицы глины имеют форму пластинок длиной, не превышающей 2 мк, и толщиной, не превышающей 0,1 мк. Наиболее существенными различиями между этими основными классами грунтов являются следующие [2 и 9].

1. Влажность глины (отношение веса воды, заключенной в рассматриваемом грунте, к весу грунта в сухом состоянии) колеблется от 3 (твердая глина) до 600% (тонкие глинистые отложения в руслах рек); влажность песка колеблется в пределах от 0 до 40% (пльвуны).

2. При высыхании глина проходит три последовательных состояния: текучее (разжиженная), пластичное и твердое; песок проходит два состояния, а именно: из текучего он переходит в твердое состояние (для измельченных песков) или в сыпучее тело (для крупнозернистых песков).

3. При высыхании глина сильно уменьшается в объеме и растаскивается; песок при высыхании объема не изменяет.

4. Глина сильно сжимаема, песок — значительно меньше.

5. Под действием нагрузки глина деформируется медленно, так что окончание деформации наступает по истечении значительного промежутка времени после приложения нагрузки; песок деформируется полностью по мере приложения нагрузки.

6. Глина водонепроницаема в твердом и в пластичном состоянии; песок водопроницаем во всех состояниях.

7. При вибрациях песок ведет себя как вязкая жидкость, в которой тяжелые предметы «тонут», а легкие «всплывают».

Очень часто при сооружении фундаментов приходится иметь дело с грунтами смешанного происхождения, имеющими свойства промежуточного характера, которые могут приближаться к свойствам песков или глин в зависимости от количественного состава.

Грунт является средой, деформирующейся под действием внешних нагрузок по законам, зависящим от его характера, что приводит к постепенной осадке фундаментов [2 и 9]. Чтобы знать характер и абсолютные значения возможной осадки фундаментов, необходимо знать законы изменения деформаций в зависимости от действующих нагрузок для тех грунтов, на которых будут вестись сооружения фундаментов под ДВС.

В тех случаях, когда детальное исследование грунта не производилось, должно быть проведено его испытание пробными нагрузками при помощи так называемых штампов (рис. 35), площадь основания которых принимается 5000 см^2 и более. Штамп представляет собой жесткую пластину, через которую испытываемому грунту сообщается желаемая удельная нагрузка. Нагружая штамп через определенные интервалы ступенчато-возрастающей нагрузкой и фиксируя его осадку, можно построить диаграмму зависимости вертикальной осадки от величин нагрузок или удельных давлений на грунт.

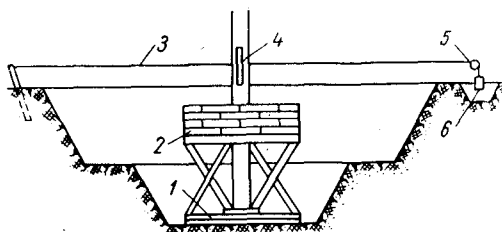


Рис. 35. Устройство штампа:

1 — пластина; 2 — груз; 3 — струна; 4 — шкала для измерения просадок; 5 — блок; 6 — груз

На рис. 36 приведена зависимость между осадкой штампа площадью 1 м^2 и удельными давлениями, вызванными внешними нагрузками, для сильно увлажненного среднезернистого песка.

На рис. 37 представлена зависимость между вертикальными осадками штампа площадью 8 м^2 и удельными давлениями, вызванными внешними нагрузками, для лёссовидных суглинков; черными точками показаны измерения, произведенные непосредственно после приложения нагрузок, а белыми — после полной стабилизации деформаций.

Из приведенных графиков видно, что начальные деформации для обоих случаев подчиняются линейному закону. Так, для пес-

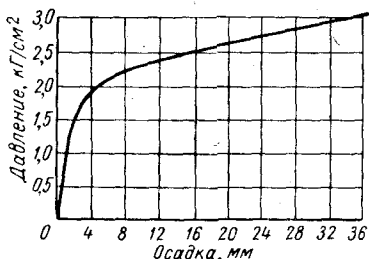


Рис. 36. Зависимость осадки штампа площадью 1 м^2 от удельных давлений для увлажненного песка

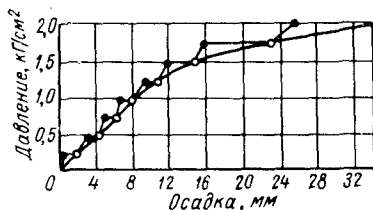


Рис. 37. Зависимость осадки штампа площадью 8 м^2 от удельных давлений для лёссовидного грунта

чаного грунта линейная зависимость действительна от 0 до $1,5 \text{ кг/см}^2$; для лёссовидного суглинка — от 0 до $1,25 \text{ кг/см}^2$. Эту закономерность можно выразить условием

$$p_y = C u_{\text{полн}} \text{ кг/см}^2, \quad (55)$$

где p_y — удельное давление на грунт под подошвой штампа на участке, где сохраняется закон пропорциональности; C — коэффициент пропорциональности, величина которого зависит от характера грунта и его влагосодержания; $u_{\text{полн}}$ — полная вертикальная осадка штампа или грунта под его подошвой.

Из графика на рис. 37 видно, что осадка с течением времени заметна даже для малых удельных давлений и превосходит первоначальную осадку, измеренную сразу же после приложения нагрузки. Деформации грунтов необратимы даже в тех случаях, когда они связаны линейной зависимостью с нагрузками, т. е. если произвести опыт с нагрузкой и разгрузкой штампа на грунте, то после его разгрузки он не вернется в свое первоначальное положение. На рис. 38 приведены результаты таких испытаний лёссовидного грунта штампом площадью $1,4 \text{ м}^2$ при многократной его нагрузке и разгрузке с повышающимся удельным давлением в каждом последующем по сравнению с предыдущим цикле. Из

графика видно, что даже при малых нагрузках (цикл 1) остаточная деформация достигла значения, равного почти 90% общей осадки. Эти результаты говорят о том, что предел упругости грунта лежит значительно ниже предела пропорциональности между удельными давлениями и полными осадками, т. е. значительно

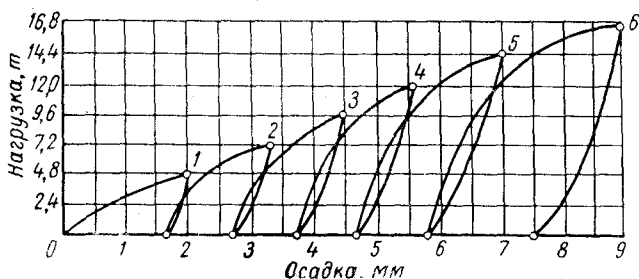


Рис. 38. Влияние цикличности нагрузок и разгрузок на рост упругих деформаций

ниже рабочих давлений, обычно допускаемых для грунтов, и что условию обратимости деформаций грунты типа глин и песков будут удовлетворять лишь при очень малых удельных давлениях, составляющих всего несколько десятых кГ/см^2 . Так, для случая, приведенного на рис. 38, предел упругости составляет около $0,08 \text{ кГ/см}^2$. Анализируя упругие деформации после каждого цикла (нагрузка и разгрузка), можно установить, что их величина растет с каждым последующим циклом. Так, после цикла 1 остаточная деформация составила $\sim 87,5\%$ и упругая $\sim 12,5\%$ от полной, а после цикла 5 остаточная деформация оказалась равной $\sim 82\%$ и упругая $\sim 18\%$ от полной. Этим свойством грунтов иногда пользуются для их уплотнения, т. е. для повышения предела упругих деформаций.

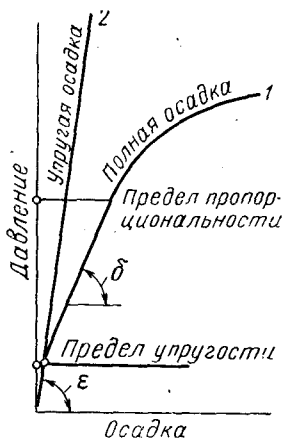


Рис. 39. Зависимость упругой и полной осадки от удельного давления

На рис. 39 приведен график, показывающий зависимость упругой и полной осадки от удельного давления, при этом $\epsilon > \delta$, где ϵ и δ — углы наклона линий деформаций. Связь между упругими деформациями грунта и удельными давлениями на него может быть выражена линейной зависимостью вида

$$p_y = C_y u_{\text{упр}} \quad (56)$$

Так как в последующие расчетные формулы входят величины, выраженные в T , m и сек , то в дальнейшем удельная нагрузка p_y

принимается в T/m^2 ; C_y — коэффициент упругого равномерного сжатия грунта в T/m^3 ; $y_{упр}$ — упругая вертикальная осадка в m . Коэффициент C_y отличается от коэффициента C в формуле (55): он характеризует упругую, а коэффициент C — полную осадку штампа; полная линейная осадка всегда больше упругой,

поэтому

$$y_{упр} = y_{полн} - y_{ост},$$

откуда

$$p_y = C_y (y_{полн} - y_{ост}),$$

$$C_y = \frac{p_y}{y_{полн} - y_{ост}}. \quad (57)$$

Таким образом, коэффициент равномерного упругого сжатия грунта может быть определен попутно с испытанием последнего штампом путем последовательных его нагрузок и разгрузок.

Исследование вопроса о распределении нормальных напряжений в грунте под подошвой жесткого штампа или массива фундамента показывает, что при равномерной осадке фундамента напряжения в грунте распределяются неравномерно, достигая наибольших значений на периферии подошвы и наименьших — у центра тяжести площади подошвы [2]. Коэффициент равномерного упругого сжатия C_y зависит не только от характера грунта, но также от площади и формы основания фундамента. Его величина существенно колеблется в пределах изменения площади основания F от 0 до 10—12 m^2 . При дальнейшем увеличении площади основания массива фундамента C_y изменяется незначительно. В табл. 6 приводятся ориентировочные значения коэффициентов C_y для различных грунтов при $F \geq 10 m^2$.

Для площадей оснований фундаментов $F < 10 m^2$ C_y больше табличных значений и может быть определен из равенства

$$C_y = (C_y)_{табл} \sqrt{\frac{10}{F}}. \quad (58)$$

Если к массиву фундамента приложить момент M , который будет поворачивать его относительно осей Ox и Oy , то в грунте под подошвой фундамента возникнут элементарные реакции, изменяющиеся по мере изменения их расстояния от оси вращения (рис. 40). Момент элементарной реакции относительно оси вращения (допустим, относительно оси Oz) будет

$$dM_r = C_y x^2 \gamma dF.$$

Суммарный реактивный момент, действующий со стороны грунта на основание фундамента, будет

$$M_r = C_y I_z \gamma, \quad (59)$$

где I_z — момент инерции подошвы относительно оси Oz ; γ — угол поворота системы относительно оси Oz ; C_y — коэффициент

Значения коэффициентов C_y для различных грунтов

Характеристика грунта	$C_y, \text{ Т/м}^3$
Слабые илистые грунты и грунты органического происхождения	$(0,5 \div 1,0) 10^3$
Глины и суглинки:	
слабые пластичные	$(1,0 \div 2,0) 10^3$
пластичные	$(2,0 \div 4,0) 10^3$
твердые	$(4,0 \div 10,0) 10^3$
Пески:	
рыхлые	$(1,0 \div 1,5) 10^3$
средней плотности	$(1,5 \div 2,5) 10^3$
плотные	$(2,5 \div 4,0) 10^3$
Гравелистые грунты средней плотности	$(2,5 \div 4,0) 10^3$
Лёсс и лёссовидные суглинки	$(4,0 \div 5,0) 10^3$

неравномерного упругого сжатия грунта при повороте фундамента относительно оси Oz . И так как $M_r = M_z$, то

$$M_z = C_y I_z \gamma. \quad (60)$$

Угол поворота системы относительно оси Oz равен

$$\gamma = \frac{M_z}{C_y I_z}. \quad (61)$$

На основании теоретических и большого числа экспериментальных исследований между численными значениями коэффициентов C_y и C_γ (и C_α — относительно оси Ox) установлена приближенная зависимость

$$C_\alpha = C_\gamma = (1,8 \div 2,0) C_y. \quad (62)$$

В тех случаях, когда отсутствуют данные об испытании грунта в месте установки фундамента под ДВС, но известен характер самого грунта, выбор значений коэффициентов C_γ и C_α можно производить по табл. 6 и по формулам (58) и (62).

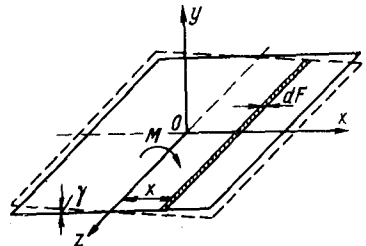


Рис. 40. Схема угловых колебаний массива фундамента относительно оси Oz

При повороте фундамента относительно оси Ox на угол α имеем

$$M_x = C_\alpha I_y \alpha \text{ и } \alpha = \frac{M_x}{C_\alpha I_y}. \quad (63)$$

Если к массиву фундамента, нагруженного силой P_y , приложить внешнее горизонтальное усилие P_x (вдоль оси Ox), действующее в плоскости подошвы (с малым плечом опрокидывания), то оно вызовет горизонтальный сдвиг фундамента на величину x . При этом грунт под фундаментом будет вести себя примерно так же, как и в случае действия вертикальных нагрузок P_y , а именно:

на некотором участке зависимость x от p_x будет линейной

Значения коэффициентов C_x для различных грунтов

$$p_x = C_x x, \quad (64)$$

Характеристика грунта	$C_x, T/m^3$
Песок	$(2 \div 3) 10^3$
Слабые глины и суглинки, насыщенные водой	$(1 \div 2) 10^3$
Пластичные глины и суглинки	$(3 \div 4) 10^3$
Лёсс и лёссовидные грунты	$(3 \div 4) 10^3$

где p_x — напряжение сдвига в T/m^2 ; x — упругая часть сдвига подошвы фундамента в m ; C_x — коэффициент упругого равномерного сдвига (по аналогии с коэффициентом C_y) в T/m^3 . C_x зависит не только от характера грунта, но также от величины вертикальной нагрузки и величины и продолжительности действия нагрузок в плоскости сдвига. Это означает, что значение C_x , измеренное непосредственно после приложения горизонтального усилия

P_x , будет меньше его значения, измеренного некоторое время спустя, после стабилизации деформаций. В табл. 7 приведены ориентировочные значения коэффициента C_x для грунтов различного характера при $F \geq 10 m^2$.

Для $F < 10 m^2$ табличное значение C_x должно быть умножено на величину K , определяемую по формуле

$$K = \frac{3,16}{\sqrt{F}}. \quad (65)$$

Для сдвига вдоль оси Oz

$$p_z = C_z z, \quad (66)$$

при этом $C_z = C_x$.

Если к системе двигатель—фундамент приложить момент M_y , действующий в горизонтальной плоскости, то он вызовет поворот системы вокруг оси Oy на угол β . В этом случае зависимость между моментом M_y и реактивным моментом грунта выражается условием

$$M_y = C_\beta I_{y\beta}, \quad (67)$$

где $I_{пл}$ — полярный момент площади подошвы фундамента относительно оси Oy ; β — угол поворота системы относительно оси Oy ; C_{β} — коэффициент упругого неравномерного сдвига.

В тех случаях, когда сооружение фундамента под ДВС на слабых грунтах диктуется необходимостью или когда необходимо повысить частоту собственных или уменьшить амплитуду вынужденных колебаний, рекомендуется применять искусственное упрочнение грунта или с помощью свай (от 1 до 2 шт. на $1 м^2$ площади подошвы и длиной от 3 до 6 м и более), или с помощью цементации грунта под основанием фундамента. Сведения об изменении физических свойств грунтов в таких случаях приводятся в специальной литературе [2 и 9].

Грунты, подвергнутые воздействию вибраций, передаваемых со стороны массивов фундамента, изменяют свои первоначальные физические свойства или по причине уплотнения, или по причине разжижения и, как следствие, приводят к значительным просадкам. Поэтому при проектировании фундамента необходимо учитывать особенности грунтов и выполнять рекомендации специальной литературы [2 и 9].

15. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ БЕТОННЫХ ФУНДАМЕНТОВ ПОД ДВС

Допускаемые удельные давления в основании фундамента, определяемые по формуле

$$p_y = \frac{G_{\partial a} + G_{\phi}}{F}, \quad (68)$$

находятся в пределах $0,4—0,8 \text{ кг/см}^2$ для слабых грунтов и $1,0—1,5 \text{ кг/см}^2$ для хороших грунтов и редко превышают $2—2,5 \text{ кг/см}^2$. Эти удельные давления значительно меньше тех, которые допускаются под фундамента зданий и промышленных сооружений, вследствие различия характеров нагрузок. Выбор удельного давления фундамента на грунт производится исходя из допускаемого статического давления с учетом коэффициента уменьшения (или динамичности) $a = 0,5 \div 0,75$. В формуле (68) $G_{\partial a}$ — вес силового агрегата; G_{ϕ} — вес фундаментного массива; F — площадь основания фундамента.

Глубину заложения фундамента можно определять, пользуясь эмпирической формулой Гюльдера

$$H = (6 \div 7) D_{ц} \text{ м}, \quad (69)$$

где $D_{ц}$ — диаметр цилиндра двигателя. Глубина заложения должна быть больше глубины промерзания грунта. Так, для Ленинградской области $H > 1,75 \text{ м}$; для Киевской — $H > 1,07 \text{ м}$; для Московской — $H > 1,8 \text{ м}$ и т. д.

Сооружение фундамента под ДВС в зонах вечной мерзлоты должно производиться по особым условиям, разрабатываемым

местными научно-исследовательскими и проектными институтами края (области). Нельзя осуществлять связи фундаментов под ДВС с фундаментами зданий и сооружений, так как колебания первых могут передаваться вторым, что недопустимо.

Для определения объема и веса массивов фундаментов существует большое число рекомендаций и эмпирических формул, дающих значительные расхождения определяемых величин. Приемлемые результаты при определении объемов фундаментных массивов для одно- и многоцилиндровых ДВС дает эмпирическая формула Шульца, по которой объем бетонного массива равен

$$V_{\phi} = CG_{\partial\partial} \sqrt{n} \text{ м}^3, \quad (70)$$

где $G_{\partial\partial}$ — вес силового агрегата в t ; n — число оборотов, $об/мин$; C — коэффициент, значение которого можно принять по табл. 8.

Таблица 8

Значения коэффициента C

Число цилиндров двигателя	1	2	3	4	5	6	7	8 и более
Значение коэффициента C	0,155	0,125	0,100	0,082	0,074	0,071	0,069	0,068

При определении веса массива фундамента необходимо принимать удельные веса: для бетона $2,0-2,2 \text{ т/м}^3$; для железобетона до $2,3 \text{ т/м}^3$; для кирпича до $1,9 \text{ т/м}^3$.

При определении объема и веса фундамента следует исходить из допустимых амплитуд вынужденных колебаний. Задав шись наибольшей допустимой амплитудой (не более $0,2 \text{ мм}$), определяют массу системы и площадь основания массива F . Допустим, что имеются ограничения по амплитудам вертикальных колебаний A_y , тогда масса системы может быть определена из условия

$$m = \frac{P_y}{A_y \omega_y} \frac{1}{\delta^2 - 1}, \quad (71)$$

и площадь основания фундамента равна

$$F = \frac{P_y}{C_y A_y} \frac{\delta^2}{\delta^2 - 1}, \quad (72)$$

где P_y — амплитуда вертикальной возмущающей силы; ω — круговая частота возмущающей силы; C_y — коэффициент равномерного упругого сжатия грунта; $\delta = \frac{k^2}{\omega}$ — отношение частоты свободных колебаний системы к частоте возмущающей силы.

Так как кривые изменений величин $\frac{1}{\delta^2 - 1}$ и $\frac{\delta^2}{\delta^2 - 1}$ имеют характер резонансных кривых и обращаются в бесконечность при $\delta = 1$, то представляется возможным принять такие δ , при которых величины $\frac{1}{\delta^2 - 1}$ и $\frac{\delta^2}{\delta^2 - 1}$ будут иметь желаемые значения. Так, при $\delta = 2$ $\frac{1}{\delta^2 - 1} = \frac{1}{3}$ и $\frac{\delta^2}{\delta^2 - 1} = \frac{4}{3}$. Оптимальное значение δ удовлетворяет условию

$$\delta^2 = \frac{C_y g}{\omega^2 (p_y - C_y A_y)}, \quad (73)$$

где g — ускорение силы тяжести; p_y — допускаемая нагрузка на грунт в T/m^2 .

При отсутствии специальных ограничений амплитуду вертикальных колебаний A_y можно принимать равной не более 0,2 мм.

Пример 8. Определить вес фундамента G_f и площадь основания F , если $A_y = 0,1$ мм ($A_y = 0,0001$ м) и $P_y = 20$ т; $\omega = 31,4$ 1/сек; $\omega^2 = 985$ 1/сек²; $C_y = 4,17 \times 10^3$ Т/м³; допускаемая нагрузка на грунт $p_y = 15$ Т/м².

Находим значение δ^2 по формуле (73):

$$\delta^2 = \frac{4170 \cdot 9,81}{985 (15 - 4170 \cdot 0,0001)} = 2,84.$$

Принимаем $\delta^2 = 3,0$. Масса системы по формуле (71) равна

$$m = \frac{20}{0,0001 \cdot 985} \frac{1}{3 - 1} = 101 \text{ Т} \cdot \text{сек}^2/\text{м}.$$

Находим вес системы:

$$G_c = mg = 101 \cdot 9,81 = 990 \text{ Т}.$$

Тогда вес массива фундамента будет

$$G_f = 990 - G_{\partial\partial} T.$$

Площадь подошвы бетонного массива по формуле (72) составит

$$F = \frac{20 \cdot 3}{0,0001 \cdot 4170 (3 - 1)} = 72 \text{ м}^2.$$

Ширина бетонного массива в плоскости установки двигателя должна быть на 0,5—1,0 м больше ширины его фундаментной рамы, а угол опрокидывания системы по отношению к оси коленчатого вала φ должен быть не больше 60°.

Для одно- и двухцилиндровых ДВС объем и вес массива фундамента должен подбираться особо тщательно, с учетом амплитуд всех видов вынужденных колебаний. Для обеспечения

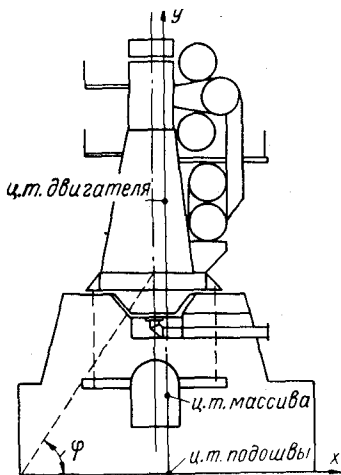


Рис. 41. Расчетная схема системы двигатель—фундамент

равномерной осадки системы необходимо располагать центры тяжести двигателя, массива и подошвы на оси Oy . Допустимые отклонения не должны превышать 5% от величины малой стороны основания (подошвы). Совмещение центров тяжести достигается смещением нижней части массива, как это показано на рис. 41.

16. АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМ, УСТАНОВЛИВАЕМЫХ НА ГРУНТЫ

Фундаменты под ДВС необходимо проектировать так, чтобы частоты их собственных колебаний находились бы значительно ниже или выше частот возмущающих сил или моментов, определяемых числом оборотов двигателей. Частоты независимых друг от друга собственных колебаний системы двигатель—фундамент могут быть найдены по одной из формул [2]:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Для горизонтальных колебаний вдоль оси } Ox \dots\dots\dots k_1^2 = \frac{C_x F}{m} \text{ 1/сек}^2; \\ \text{» вертикальных » » » } Oy \dots\dots\dots k_2^2 = \frac{C_y F}{m} \text{ 1/сек}^2; \\ \text{» угловых колебаний относительно оси } Ox \dots\dots\dots k_4^2 = \frac{C_\alpha I_x}{\theta_x} \text{ (рад/сек)}^2; \\ \text{» » » » » } Oy \dots\dots\dots k_5^2 = \frac{C_\beta I_{yn}}{\theta_y} \text{ (рад/сек)}^2; \\ \text{» » » » » } Oz \dots\dots\dots k_6^2 = \frac{C_\gamma I_z}{\theta_z} \text{ (рад/сек)}^2. \end{array} \right\} (74)$$

Числа колебаний в минуту и периоды определяются соответственно по формулам (21) и (20).

В приведенных выше формулах:

m — масса системы в $T \cdot \text{сек}^2/\text{м}$; C_x и C_y — коэффициенты упругого равномерного сдвига и сжатия в $T/\text{м}^3$; C_α , C_β и C_γ — коэффициенты упругого неравномерного сжатия при колебании системы относительно осей Ox и Oz упругого неравномерного сдвига при колебании системы относительно оси Oy в $T/\text{м}^3$; F — площадь подошвы фундамента в м^2 ; I_x и I_z — экваториальные моменты инерции площади основания фундамента (подошвы) относительно осей Ox и Oz в м^4 ; если a и b (стороны прямоугольника площади подошвы) соответственно параллельны осям Ox и Oz , то $I_x = \frac{b^3 a}{12}$ и $I_z = \frac{a^3 b}{12}$; I_{yn} — полярный момент инерции площади основания относительно оси Oy ; при тех же обозначениях $I_{yn} = I_x + I_z = \frac{ab}{12} (a^2 + b^2)$ м; θ_x , θ_y и θ_z — моменты инерции массы системы относительно осей Ox , Oy и Oz в $T \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$.

При подсчетах моментов инерции системы она подразделяется на элементы с учетом шахт, туннелей, пустот и т. п. Все элементы для упрощения расчетов приводятся к виду прямоугольных параллелепипедов со сторонами $a_{1,2,\dots,i}$; $b_{1,2,\dots,i}$; $c_{1,2,\dots,i}$. Например, если маховик двигателя имеет вес G_m , диаметр D_m и высоту

обода по образующей H_m , то приведенный к виду прямоугольного параллелепипеда он будет иметь стороны $a_m = D_m$; $b_m = D_m$ и $c_m = H_m$. Объем параллелепипеда $V_m = a_m b_m c_m$; условный удельный вес элемента (маховика) равен $\gamma_m = \frac{G_m}{V_m} T/m^3$.

Моменты инерции элементов системы относительно осей с началом в центрах тяжести элементов (рис. 42) будут:

$$\left. \begin{aligned} (\theta'_x)_{1, 2, \dots, i} &= \frac{m_{1, 2, \dots, i}}{12} (b_{1, 2, \dots, i}^2 + c_{1, 2, \dots, i}^2); \\ (\theta'_y)_{1, 2, \dots, i} &= \frac{m_{1, 2, \dots, i}}{12} (a_{1, 2, \dots, i}^2 + b_{1, 2, \dots, i}^2); \\ (\theta'_z)_{1, 2, \dots, i} &= \frac{m_{1, 2, \dots, i}}{12} (c_{1, 2, \dots, i}^2 + a_{1, 2, \dots, i}^2). \end{aligned} \right\} (75)$$

Моменты инерции элементов системы относительно главных осей инерции системы равны:

$$\left. \begin{aligned} (\theta_x)_{1, 2, \dots, i} &= (\theta'_x)_{1, 2, \dots, i} + \\ &+ m_{1, 2, \dots, i} (y_{1, 2, \dots, i}^2 + z_{1, 2, \dots, i}^2); \\ (\theta_y)_{1, 2, \dots, i} &= (\theta'_y)_{1, 2, \dots, i} + \\ &+ m_{1, 2, \dots, i} (z_{1, 2, \dots, i}^2 + x_{1, 2, \dots, i}^2); \\ (\theta_z)_{1, 2, \dots, i} &= (\theta'_z)_{1, 2, \dots, i} + \\ &+ m_{1, 2, \dots, i} (x_{1, 2, \dots, i}^2 + y_{1, 2, \dots, i}^2). \end{aligned} \right\} (76)$$

Моменты инерции всей массы системы относительно ее главных осей инерции имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \theta_x &= \sum_1^i (\theta_x)_{1, 2, \dots, i}; \\ \theta_y &= \sum_1^i (\theta_y)_{1, 2, \dots, i}; \\ \theta_z &= \sum_1^i (\theta_z)_{1, 2, \dots, i}. \end{aligned} \right\} (77)$$

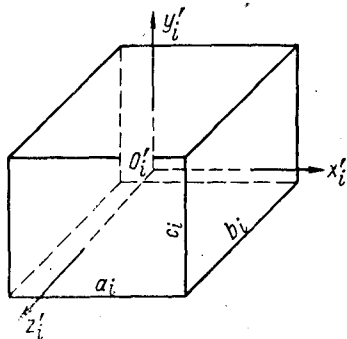


Рис. 42. Расчетная схема элемента системы

Так как всякий грунт при сжатии и сдвиге обладает упругими свойствами, то при отсутствии действия грунта на боковые стенки массива система двигатель — фундамент, установленная на грунт, будет соответствовать третьему случаю плоской амортизации при шести степенях свободы, рассмотренному в пп. 12 и 13 настоящей главы. Чтобы использовать для расчетов фундаментов, устанавливаемых на грунт,

расчетные формулы пп. 12 и 13, необходимо преобразовать коэффициенты, характеризующие упругие свойства грунта, к виду коэффициентов, характеризующих жесткость упругих связей амортизированной системы.

Учитывая, что площадь основания фундамента равна F и что $C_z = C_x$, суммарные линейные жесткости амортизированной системы могут быть определены из условий:

$$\bar{C}_x = \bar{C}_z = C_x F \text{ Т/м (кг/м)}; \quad (78)$$

$$\bar{C}_y = C_y F \text{ Т/м (кг/м)}. \quad (79)$$

Линейно-поворотные жесткости упругих связей амортизированной системы U_y и W_y могут быть получены для системы, установленной на грунте, из следующих условий: так как $C_x = C_z$, то и $U_y = W_y$ и, следовательно,

$$U_y = W_y = C_x F (-y_i) = -\bar{C}_x h \text{ Т} \cdot \text{м/м (кг} \cdot \text{м/м)}. \quad (80)$$

Крутильные жесткости амортизированной системы могут быть получены из коэффициентов упругого неравномерного сжатия C_α и неравномерного упругого сдвига C_β , выраженных в Т/м^3 , с учетом того, что $C_\alpha = C_\gamma = (1,8 \div 2,0) C_y$ и $C_\beta = C_x$

$$\left. \begin{aligned} C_{xx} &= C_\alpha I_x = (1,8 \div 2,0) C_y I_x \text{ Т} \cdot \text{м (кг} \cdot \text{м)}; \\ C_{yy} &= C_\beta I_{yn} = C_x I_{yn} \text{ Т} \cdot \text{м (кг} \cdot \text{м)}; \\ C_{zz} &= C_\gamma I_z = (1,8 \div 2,0) C_y I_z \text{ Т} \cdot \text{м (кг} \cdot \text{м)}. \end{aligned} \right\} \quad (81)$$

Используя приведенные выше преобразования коэффициентов, частотные уравнения (74) для колебаний фундаментов, устанавливаемых на грунт, можно заменить частотными уравнениями (30) для амортизированных систем.

Для третьего частного случая (плоской амортизации), к которому можно привести любую вновь проектируемую систему, анализ колебаний может производиться по следующим формулам:

а) двухсвязные колебания в плоскости yOx — по первой и шестой формулам (30), и по формулам (37), (38), (39), (40), (42), (48), (49), (50), (51), (78), (79), (80) и (81);

б) двухсвязные колебания в плоскости yOz — по четвертой и шестой формулам (30) и по формулам (37), (38), (39), (41), (42), (52), (53) и (54);

в) независимые линейные колебания вдоль оси Oy — по второй формуле (30) и по формулам (20), (21), (22) и (44);

г) независимые угловые колебания относительно оси Oy — по пятой формуле (30) и формуле (47).

Частный случай плоской амортизации практически охватывает почти все возможные колебания систем дизель—фундамент как при установке на упругие опоры, так и при установке на грунт.

Амплитуды независимых вынужденных колебаний систем двигатель—фундамент могут быть определены по одной из следующих формул:

для горизонтальных колебаний вдоль оси Ox

$$A_x = \frac{P_x}{m(k_1^2 - \omega^2)} \text{ м}; \quad (82)$$

для вертикальных колебаний вдоль оси Oy

$$A_y = \frac{P_y}{m(k_2^2 - \omega^2)} \text{ м}; \quad (83)$$

для угловых колебаний относительно оси Ox

$$A_\alpha = \frac{M_x b}{2\theta_x(k_4^2 - \omega^2)} \text{ м}; \quad (84)$$

для угловых колебаний относительно оси Oy

$$A_\beta = \frac{M_y b}{2\theta_y(k_5^2 - \omega^2)} \text{ м}; \quad (85)$$

для угловых колебаний относительно оси Oz

$$A_\gamma = \frac{M_z a}{2\theta_z(k_6^2 - \omega^2)} \text{ м}. \quad (86)$$

Если система совершает независимые вертикальные колебания вблизи резонанса (частота возмущающей силы отличается от частоты собственных колебаний на $\pm 30\%$), т. е. когда на развитие колебаний начинают влиять реакции грунта, зависящие от скорости движения системы, амплитуды независимых вынужденных колебаний могут быть определены из формулы

$$A_y = \frac{P_y}{m \sqrt{(k_2^2 - \omega^2)^2 + 4n_1^2 \omega^2}}; \quad (87)$$

то же для горизонтальных колебаний:

$$A_x = \frac{P_x}{m \sqrt{(k_1^2 - \omega^2)^2 + 4n_2^2 \omega^2}}. \quad (88)$$

В формулах (87) и (88) $n_1 = \frac{\eta_y F}{2m}$ и $n_2 = \frac{\eta_x F}{2m}$ (η_y и η_x — коэффициенты демпфирования грунта) [32].

Пример 9. Определить основные элементы и амплитуды колебаний системы, состоящей из двухцилиндрового двухтактного дизеля мощностью 1000 э. л. с. при 300 об/мин с маховиком и тормозом, установленными на одном железобетонном блоке. Вес силового агрегата $G_{\partial\partial} = 55 \text{ т}$ (дизель — 30 т, маховик — 10 т, гидротормоз — 15 т). Размеры рабочих цилиндров и кривошипно-шатунных механизмов дизеля, а следовательно, и силы инерции рассмотрены и определены в примере 1. Коленчатый вал двигателя — с заклиной мотылей и чередованием

вспышек через 180° . Согласно табл. 2 и 3 дизель имеет общую неуравновешенную силу инерции второго порядка с амплитудой $P_y = 4P_{yII} = 4 \cdot 2,2 = 8,8 \text{ Т}$, круговой частотой $2\omega = 62,8 \text{ 1/сек}$ и начальной фазой $\alpha = 0^\circ$. Кроме этого, он имеет неуравновешенный момент от сил первого порядка с амплитудой $M_I = 2IP_{yI} = 2 \cdot 1,0 \cdot 8,8 = 17,6 \text{ Т} \cdot \text{м}$ (l — расстояние между осями рабочих цилиндров, равное $1,0 \text{ м}$), с круговой частотой $\omega = 31,4 \text{ 1/сек}$ ($\omega^2 = 985 \text{ 1/сек}^2$) и начальной фазой $\alpha = 0^\circ$. Допустим, что момент от центробежных сил с амплитудой $M_\omega = 2IP_\omega = 2 \cdot 1,0 \cdot 10 = 20 \text{ Т} \cdot \text{м}$, с круговой частотой $\omega = 31,4 \text{ 1/сек}$, с начальной фазой для вертикальной составляющей $\alpha_\omega = 0$ и для горизонтальной составляющей $\alpha_2 = 90^\circ$, также не уравновешен. Тогда момент, действующий в вертикальной плоскости, будет состоять из момента сил первого порядка и вертикальной составляющей момента центробежных сил. Так как они совпадают по фазе, то для любого угла α ординаты суммарного момента будут равны ($M_I + M_\omega$) $\cos \alpha$. Этот суммарный момент будет вызывать сложное двухсвязное колебание системы в плоскости yOz (относительно оси Ox и вдоль оси Oz), а его амплитуда будет равна $M_x = M_I + M_\omega = 17,6 + 20 = 37,6 \text{ Т} \cdot \text{м}$. В горизонтальной плоскости будет действовать горизонтальная составляющая момента центробежных сил ($M_\omega \sin \alpha$) с амплитудой $M_{\omega z} = 20 \text{ Т} \cdot \text{м}$. Этот момент будет вызывать независимые угловые колебания системы относительно оси Oy .

Так как система устанавливается на грунт, представляющий собою сплошное упругое основание с симметрией подошвы фундамента относительно осей Oz и Ox , то разработку проекта можно вести так, чтобы система удовлетворяла случаю плоской амортизации. Тогда система будет иметь:

- а) одно независимое линейное колебание вдоль оси Oy (от силы P_y);
- б) одно независимое угловое колебание относительно оси Oy (от момента $M_{\omega z}$);
- в) сложное двухсвязное колебание в плоскости yOz (от момента M_x).

Допустим, что под подошвой фундамента находится слабая пластичная глина, имеющая коэффициенты упругого равномерного сжатия $C_y = 1,0 \cdot 10^3 \text{ Т/м}^3$ и упругого равномерного сдвига $C_x = 1,0 \cdot 10^3 \text{ Т/м}^3$ (см. табл. 6 и 7). Допускаемая удельная нагрузка на грунт, при которой сохраняется линейная зависимость между нагрузкой и просадкой, составляет $p_y \approx 11 \text{ Т/м}^2$.

Для определения объема и веса железобетонного массива находим глубину заложения по формуле (69):

$$H = (6+7) D_{ц} = 6,25 \cdot 0,64 = 4 \text{ м.}$$

Длина агрегата по следу лап составляет $\sim 5 \text{ м}$. Принимаем длину фундамента по верхней плоскости массива и его подошве $b = 8,5 \text{ м}$. Ширина двигателя по лапам его фундаментной рамы равна $2,5 \text{ м}$. Принимаем ширину железобетонного массива по верхней плоскости 3,5 м и по подошве $a = 4,5 \text{ м}$. Объем массива фундамента по формуле (70) равен

$$V_{\phi} = cG_{\partial\phi} \sqrt{n} = 0,125 \cdot 55 \sqrt{300} = 119 \text{ м}^3,$$

тогда его вес $G_{\phi} = 119 \cdot 2,3 = 274 \text{ Т}$; вес системы $G_c = G_{\partial\phi} + G_{\phi} = 274 + 55 = 330 \text{ Т}$.

Имея эти исходные данные, составляем эскизный чертеж системы (рис. 43), пользуясь которым, разбиваем систему на 8 элементов и производим табличный расчет интересующих нас величин. Согласно данным расчетной табл. 9 вес системы $G_c = \sum G_i = 320 \text{ Т}$; масса системы $m = 32,7 \text{ Т} \cdot \text{сек}^2/\text{м}$. Площадь основания (подошвы) фундамента $F = ab = 8,5 \cdot 4,5 = 38,2 \text{ м}^2$. Удельное давление системы на грунт $p_y = \frac{G_c}{F} = \frac{320 \ 000}{382 \ 000} = 0,84 \text{ кг/см}^2$, что составляет $\sim 0,76$ от допустимой нагрузки и находится в допустимых пределах (0,55—0,75). Расстояние от ц. т. системы до оси Oy мало ($-0,06 \text{ м}$). Поэтому можно считать, что ц. т. системы лежит на оси Oy . Расстояние от ц. т. системы до подошвы фундамента

$$h = \frac{\sum G_i y_i}{\sum G_i} = \frac{752}{320} = 2,35 \text{ м.}$$

Моменты инерции массы системы относительно

се главных осей инерции Ox , Oy и Oz : $\theta_x = 282,5$; $\theta_y = 228,5$ и $\theta_z = 147 \text{ Т} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$.
 Моменты инерции подошвы фундамента относительно осей $O''x''$, $O''y''$ и $O''z''$,
 проходящих через центр тяжести подошвы: $I_x = \frac{b^3 a}{12} = \frac{8,5^3 \cdot 45}{12} = 232 \text{ м}^4$; $I_z =$
 $= \frac{b a^3}{12} = \frac{8,5 \cdot 45^3}{12} = 64,5 \text{ м}^4$ и $J_{yn} = I_x + I_z = 232 + 64,5 = 296,5 \text{ м}^4$.

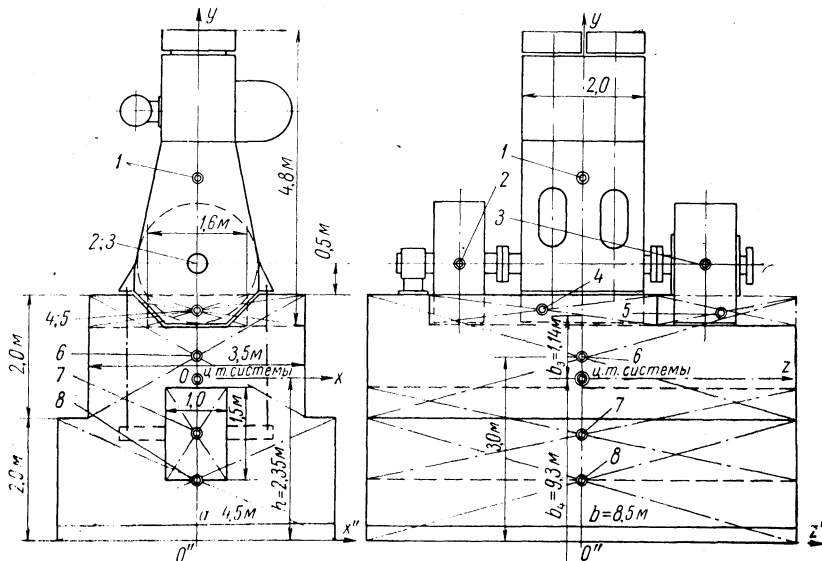


Рис. 43. Расчетная схема системы двигатель—фундамент (к примеру 9)

Пользуясь формулами (78), (79), (80) и (81) производим преобразование коэффициентов:

$$\bar{C}_x = \bar{C}_z = C_x F = 1,0 \cdot 10^3 \cdot 38,2 = 38,2 \cdot 10^3 \text{ Т/м};$$

$$\bar{C}_y = C_y F = 1,0 \cdot 10^3 \cdot 38,2 = 38,2 \cdot 10^3 \text{ Т/м};$$

$$U_y = W_y = -\bar{C}_x h = -38,2 \cdot 10^3 \cdot 2,35 = -90 \cdot 10^3 \text{ Т} \cdot \text{м/м};$$

$$C_{xx} = 2C_y I_x = 2 \cdot 1,0 \cdot 10^3 \cdot 232 = 464 \cdot 10^3 \text{ Т} \cdot \text{м};$$

$$C_{yy} = C_x I_{yn} = 1,0 \cdot 10^3 \cdot 296,5 = 296,5 \cdot 10^3 \text{ Т} \cdot \text{м};$$

$$C_{zz} = 2C_y I_z = 2 \cdot 1,0 \cdot 10^3 \cdot 64,5 = 129 \cdot 10^3 \text{ Т} \cdot \text{м}.$$

Частоты независимых свободных колебаний системы при шести степенях свободы найдем по формулам (30) или (74):

$$k_1^2 = \frac{\bar{C}_x}{m} = \frac{38,2 \cdot 10^3}{32,7} = 1170 \text{ 1/сек}^2; \quad k_2^2 = \frac{\bar{C}_y}{m} = \frac{38,2 \cdot 10^3}{32,7} = 1170 \text{ 1/сек}^2;$$

$$k_3^2 = \frac{\bar{C}_z}{m} = \frac{38,2 \cdot 10^3}{32,7} = 1170 \text{ 1/сек}^2; \quad k_4^2 = \frac{C_{xx}}{\theta_x} = \frac{464 \cdot 10^3}{282,5} = 1645 \text{ (рад/сек)}^2;$$

$$k_5^2 = \frac{C_{yy}}{\theta_y} = \frac{296,5 \cdot 10^3}{228,5} = 1300 \text{ (рад/сек)}^2;$$

$$k_6^2 = \frac{C_{zz}}{\theta_z} = \frac{129 \cdot 10^3}{147} = 880 \text{ (рад/сек)}^2.$$

Расчетная таблица к примеру 9

Обозначение положения ц. т. элементов на рис. 43	Наименование элементов системы	Размеры элементов, м			Объемный вес элементов, $\tau/\text{м}^3$	Вес элементов, Т	Масса элементов, $\text{Т}\cdot\text{сек}^2/\text{м}$	$\frac{m_i}{12}$	Ординаты ц. т. элементов от подошвы и от оси Oy, м		Статические моменты масс элементов относительно подошвы и от оси Oy, Т·м		Квадраты линейных размеров элементов, м^2		
		a_i	b_i	c_i					y_i	z_i	$G_i y_i$	$G_i z_i$	a_i^2	b_i^2	c_i^2
1	Двигатель	1,6	2,0	4,8	1,95	30	3,06	0,26	5,9	0	177	0	2,6	4,0	23,0
2	Маховик	2,0	0,8	2,0	3,12	10	1,02	0,08	4,5	-2,0	45	-20	4,0	0,6	4,0
3	Тормоз	2,0	1,0	2,0	3,75	15	1,53	0,13	4,5	2,0	67,5	30	4,0	1,0	4,0
6	Верхняя часть фундамента	3,5	8,5	2,0	2,3	137	13,95	1,16	3,0	0	411	0	12,3	72,5	4,0
8	Нижняя часть фундамента	4,5	8,5	2,0	2,3	176	17,95	1,6	1,0	0	176	0	20,3	72,5	4,0
4	Выемка под двигатель и маховик	1,5	3,7	0,5	-2,3	-6,4	-0,65	-0,05	3,8	-0,8	-24,3	5,1	2,3	13,7	0,3
5	Выемка под тормоз	3,5	3,1	0,5	-2,3	-12,5	-1,28	-0,11	3,8	2,70	-47,5	-34,8	12,3	9,6	0,3
7	Выемка-туннель	1,0	8,5	1,5	-2,3	-29,3	-2,95	-0,25	1,8	0	-52,7	0	1,0	72,5	2,3
Σ						320	32,7				752	-19,7			

Продолжение табл. 9

Обозначение положения ц. т. элементов на рис. 43	Наименование элементов системы	Сумма квадратов линейных размеров элементов, м^2			Квадраты ординат ц. т. элементов от ц. т. системы, м^2		$y_i^2 + z_i^2$	Собственные моменты инерции элементов системы, $\text{Т}\cdot\text{м}\cdot\text{сек}^2$			Моменты инерции элементов системы относительно главных осей инерции, $\text{Т}\cdot\text{м}\cdot\text{сек}^2$		
		$b_i^2 + c_i^2$	$a_i^2 + b_i^2$	$c_i^2 + a_i^2$	$y_i^2 = (y_i - h)^2$	z_i^2		$\theta'_{x_i} = \frac{m_i}{12} (b_i^2 + c_i^2)$	$\theta'_{y_i} = \frac{m_i}{12} (a_i^2 + b_i^2)$	$\theta'_{z_i} = \frac{m_i}{12} (c_i^2 + a_i^2)$	$\theta_{x_i} = \theta'_{x_i} + m_i \times (y_i^2 + z_i^2)$	$\theta_{y_i} = \theta'_{y_i} + m_i z_i^2$	$\theta_{z_i} = \theta'_{z_i} + m_i y_i^2$
1	Двигатель	27,0	6,6	25,6	12,6	0	12,6	7,0	1,7	6,7	45,6	1,7	45,3
2	Маховик	4,6	4,6	8,0	4,6	4,0	8,6	0,4	0,4	0,6	9,2	4,5	5,3
3	Тормоз	5,0	5,0	8,0	4,6	4,0	8,6	0,7	0,7	1,0	13,9	6,8	8,0
6	Верхняя часть фундамента	76,5	84,8	16,3	0,4	0	0,4	89	98,3	18,9	94,3	98,3	24,5
8	Нижняя часть фундамента	76,5	92,8	24,3	1,8	0	1,8	122,3	148,5	38,8	154,6	148,5	71,1
4	Выемка под двигатель и маховик	14,0	16	2,6	2,1	0,6	2,7	-0,7	-0,8	-0,1	-2,5	-1,2	-1,5
5	Выемка под тормоз	9,9	21,9	12,6	2,1	7,3	9,4	-1,1	-2,4	-1,4	-13,1	-11,8	-4,1
7	Выемка-туннель	74,8	73,5	3,3	0,3	0	0,3	-18,7	-18,4	-0,8	-19,6	-18,4	-1,7
Σ											282,5	228,5	147,0

Амплитуда независимого вертикального колебания системы по формуле (83):

$$A_y = \frac{P_y}{m(k_2^2 - \omega_{11}^2)} = \frac{8,8}{32,7(1170 - 3940)} = 0,000096 \text{ м.}$$

Амплитуда независимого углового колебания относительно оси Oy по формуле (85) с учетом того, что $M_y = M_{\omega z}$:

$$A_{\beta} = \frac{M_y b}{2\theta_y(k_5^2 - \omega^2)} = \frac{20 \cdot 8,5}{2 \cdot 228,5(1300 - 985)} = 0,00119 \text{ м.}$$

Частоты сложного двухсвязного колебания в плоскости yOz по формуле (41):

$$\begin{aligned} \lambda_{3,4}^2 &= \frac{1}{2} \left[k_3^2 + k_4^2 \pm \sqrt{(k_3^2 - k_4^2)^2 + 4 \frac{W_y^2}{m\theta_x}} \right] = \\ &= \frac{1}{2} \left[1170 + 1645 \pm \sqrt{(1170 - 1645)^2 + 4 \frac{(-90 \cdot 10^3)^2}{32,7 \cdot 282,5}} \right] = \\ &= 2370 \text{ и } 880 \text{ 1/сек}^2. \end{aligned}$$

Так как $P_z = 0$ и на систему действует только момент $M_z = 37,6 \text{ Т} \cdot \text{м}$, то амплитуды вынужденного двухсвязного колебания можно определить, пользуясь формулами (54). Здесь

$$\begin{aligned} E &= m\theta_x (\lambda_3^2 - \omega^2) (\lambda_4^2 - \omega^2) = \\ &= 32,7 \cdot 282,5 (2370 - 985) \cdot (880 - 985) = -13,5 \cdot 10^8. \end{aligned}$$

Следовательно,

$$A_z = \frac{-(-90 \cdot 10^3 \cdot 37,6)}{-13,5 \cdot 10^8} = -0,0025 \text{ м;}$$

$$A_a = \frac{(38,2 \cdot 10^3 - 985 \cdot 32,7) 37,6}{-13,5 \cdot 10^8} = -0,0000182 \text{ рад.}$$

Положение полюсов, определяющих формы колебания, находится по формулам (42)

$$\begin{aligned} b_3 &= \frac{-\frac{W_y}{C_z}}{\left(\frac{\lambda_3}{k_3}\right)^2 - 1} = \frac{-\frac{90 \cdot 10^3}{38,2 \cdot 10^3}}{\frac{2370}{1170} - 1} = +1,14 \text{ м;} \\ b_4 &= \frac{-\frac{W_y}{C_z}}{\left(\frac{\lambda_4}{k_3}\right)^2 - 1} = \frac{-\frac{90 \cdot 10^3}{38,2 \cdot 10^3}}{\frac{880}{1170} - 1} = -9,3 \text{ м.} \end{aligned}$$

Из приведенного расчета, который представляет собой лишь начальную стадию анализа колебаний, видно, что амплитуды независимых колебаний системы вдоль (A_y) и относительно оси Oy (A_{β}) вполне приемлемы. Но амплитуда двухсвязного колебания центра тяжести системы (A_z) более чем в 10 раз превышает допустимую величину (0,2 мм). Это обстоятельство указывает на необходимость уравнивания момента центробежных сил, что обычно и выполняется у двигателей с таким коленчатым валом. Однако и при $M_{\omega} = 0$ амплитуда A_z будет оставаться недопустимо большой при воздействии на систему момента M_1 от сил первого порядка. Чтобы получить приемлемые величины

амплитуд, можно использовать следующие рекомендации: а) частично или полностью перевести действие момента M_1 из вертикальной плоскости в горизонтальную; б) увеличить массу массива, разлив его в длину; в) изменить упругие свойства грунта при помощи свай.

В заключение полезно обратить внимание на некоторые вопросы, возникающие при сооружении фундаментов под ДВС, и рекомендации для их решения.

1. В случае сооружения фундамента на свайном основании сваи забиваются до рытья котлована под фундамент. Пробивка их через толщу грунта производится с помощью дубовых наставок (пасынков) с таким расчетом, чтобы головки свай возвышались над подошвой фундамента на 0,75—0,8 м. После рытья котлована разбитые головки свай обрезаются так, что их концы возвышаются над подошвой приблизительно на 0,5 м.

2. Если фундамент сооружается на площадке с высоким уровнем грунтовых вод, то необходимо до рытья котлована защитить его шпунтовым поясом. После рытья котлована необходимо предусмотреть сточные колодцы для сбора грунтовых вод и насосы для удаления воды.

3. В основание фундамента должен быть уложен слой крупнозернистого песка или гравия толщиной 120—150 мм, и на него положена подушка из бутобетона толщиной 200—250 мм. При сооружении нижней части фундаментов можно применять бетон марки R_{28} с удельной разрушающей нагрузкой 65 кг/см^2 и для верхней части — R_{28} с удельной разрушающей нагрузкой 90 кг/см^2 .

Насыщение массивов фундаментов стальной арматурой должно производиться из расчета 30 кг на 1 м^3 . Арматура должна располагаться по периферии поперечного сечения массива.

4. Обычно пустоты под анкерные болты, крепящие двигатель к фундаменту, получаются за счет установки специальной опалубки, но если болты по следу фундамента двигателя расположены часто, то рекомендуется залить их бетоном при заполнении формы массива. В таких случаях изготовляют деревянную раму-шаблон, который точно воспроизводит след фундаментной рамы двигателя. В этой раме сверлят отверстия по чертежу двигателя. В отверстия шаблона вводят анкерные болты с гайками и контргайками, как это показано на рис. 44, и в таком виде раму с болтами устанавливают в пространство, заполняемое бетоном, согласно чертежу установки двигателя. На концы анкерных болтов привариваются анкеры, которые скрепляются между собой легкой арматурой во избежание их смещения при заполнении формы массива бетоном.

5. Если количество анкерных болтов ограничено, то пустоты для их будущей заделки в бетон могут быть обеспечены установкой на необходимую глубину деревянных колодцев (рис. 45), которые устанавливаются в местах расположения анкерных

болтов согласно чертежу, прижимаются грузом против всплытия, после чего пространство массива фундамента заливается раствором. Колодцы должны делаться так, чтобы их было легко удалить после затвердения бетона.

6. В процессе заполнения формы фундаментного массива бетоном необходимо ввести в него закладные части в виде легких рам для крепления упоров поперечного перемещения, используемых при монтаже.

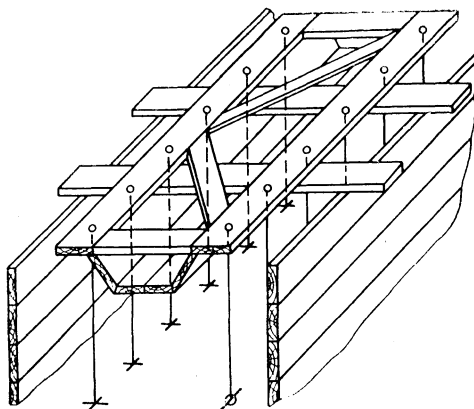


Рис. 44. Способ установки анкерных болтов в массиве фундамента

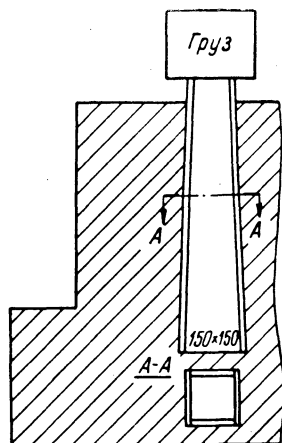


Рис. 45. Способ формирования пустот под анкерные болты

7. Во избежание переделок фундамента должны закладываться и возводиться после того, как будет уточнено расположение главных и вспомогательных механизмов и устройств (фильтров, охладителей и др.), а также главнейших систем, обслуживающих двигатели.

ГЛАВА VI

МОНТАЖ ДВС НА ФУНДАМЕНТАХ

17. ПРОВЕРКА ФУНДАМЕНТОВ ПОД ДВС

В практике используются два метода монтажа ДВС на фундаментах силовых установок. Первый представляет собой последовательную сборку двигателя от установки его фундаментной рамы и укладки на нее коленчатого вала в той же последовательности, что и на стенде завода. Этот метод применяется для монтажа тяжелых ДВС, которые не могут быть доставлены к месту уста-

новки в собранном виде. Второй метод заключается в том, что двигатель устанавливается на фундамент в собранном виде. Очевидно, что этим методом можно монтировать все ДВС, которые по своему весу и габаритам допускают транспортировку и установку их на фундаменты на месте монтажа в собранном виде.

Монтаж ДВС непосредственно на бетонных массивах несколько отличается от установки на стальные фундаменты, однако во многом они сходны между собой.

В обоих случаях, перед тем как приступить к монтажу двигателей, фундаменты необходимо подвергнуть проверке с точки зрения соответствия их чертежам двигателя. У бетонных фунда-

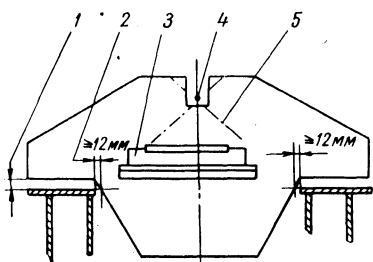


Рис. 46. Проверка положения фундамента в пространстве при помощи струны и шаблона:

1 — толщина клиньев; 2 — возможное горизонтальное перемещение; 3 — ватерпас; 4 — струна; 5 — риски, определяющие положение оси вала

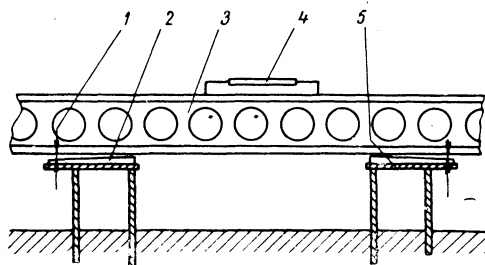


Рис. 47. Проверка «развала» наварышей на верхних погонах фундамента под ДВС:

1 — размер, контролирующий «развал»; 2 — наварыши; 3 — проверочная линейка; 4 — ватерпас; 5 — верхний погон фундамента

ментов проверяется расположение колодцев под анкерные болты или расположение самих анкерных болтов, если они залиты в бетонный массив при его сооружении; расположение каналов для труб подвода и отвода воды и масла; толщину слоя будущей подливки и др. Для стальных балок или стальных фундаментов должны быть проверены соответствие фундамента чертежу двигателя, его положение в пространстве (т. е. соответствие его положения «привязке» двигателя по чертежу установки), правильность верхних поганов фундамента и наварышей на нем, наличие «развала» опорных поверхностей поганов или наварышей.

Чтобы проверить правильность положения стального или бетонного фундамента в пространстве, необходимо знать положение оси коленчатого вала двигателя, которое обычно задается чертежами общего расположения двигателей в силовых установках или чертежами валопроводов в судовых установках. Следы осей коленчатых валов можно вынести на стены помещений или на любые другие временные плоскости в пространстве. Между точками, определяющими ось коленчатого вала в пространстве, натягивают стальную струну диаметром 0,20—0,35 мм, которая и

будет представлять собой материальную ось коленчатого вала. Используя эту ось и шаблон фундаментной плиты двигателя, проверяют фундамент под двигатель, как это показано на рис. 46.

Чтобы избежать обработки (припиловки и шабровки) всей поверхности верхних погонів фундаментов под ДВС, в местах установки клиньев рекомендуется на верхние погонів приваривать плитки (наварыши).

Для облегчения пригонки клиньев фундамент под двигатель должен иметь «развал», определяемый при помощи проверочной линейки, как это показано на рис. 47.

Величина «развала» (зазора, определяющего клин между проверочной линейкой и наварышем) задается чертежами фундамента или технологическими картами; он колеблется в пределах 1—2 мм вне зависимости от ширины фундамента. Толщина клиньев, определяемая размером l (рис. 46), колеблется в пределах 10—40 мм. При большой толщине клиньев они могут отливаться из чугуна. Проверочной линейкой, положенной вдоль погонів стального фундамента, проверяется высота наварышей; разность высот должна укладываться в ± 2 мм от их средней толщины.

Толщина слоя цементного раствора, заливаемого между массивом и фундаментной плитой двигателя после его выверки, достигает 30—60 мм в зависимости от размеров двигателей.

18. СПОСОБЫ ВЫВЕРКИ ДВС НА ФУНДАМЕНТАХ

На проверенные фундаменты укладывается фундаментная рама двигателя. Она устанавливается на деревянные подкладки под лапы или на отжимные болты. Если рама состоит из нескольких частей, они сбалчиваются между собой с обеспечением

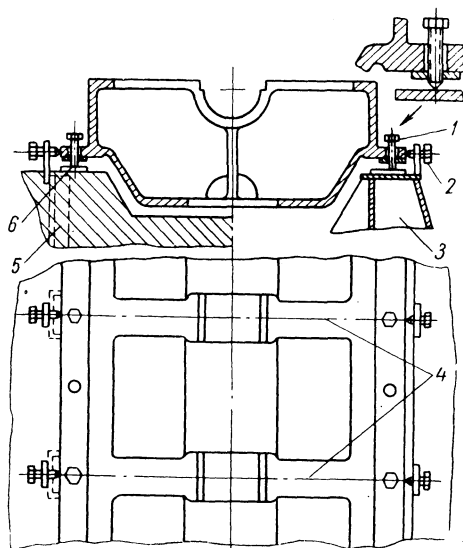


Рис. 48. Установка рамы двигателя на отжимные болты:

1 — отжимной болт вертикального перемещения; 2 — отжимной болт горизонтального перемещения; 3 — фундамент; 4 — оси поперечных балок; 5 — закладной стояк в бетонном фундаменте; 6 — стальная прокладка

маслонепроницаемости [6]. Отжимные болты для вертикального и горизонтального перемещений рекомендуется устанавливать в плоскости поперечных балок рамы, как это показано на рис. 48.

Фундаментная рама двигателя, оборудованная отжимными болтами вертикального и горизонтального перемещений, может быть предварительно выверена по той же струне, по которой производилась проверка фундамента под двигатель. Эта проверка осуществляется при помощи струны, стальной шаблона и ватерпаса (рис. 49). После предварительной выверки рамы двигателя устанавливаются нижние вкладыши рамовых подшипников и укладывается коленчатый вал. Во избежание возможных повреждений коренных шеек вала и вкладышей подшипники закрываются крышками без соблюдения зазоров. После укладки коленчатого вала монтируется валоповоротное устройство.

Основная задача дальнейшей выверки фундаментной рамы двигателя — обеспечить соосность всех опорных шеек коленчатого вала; кроме того, необходимо обеспечить поперечную и продольную горизонтальность верхней плоскости рамы и необходимую ориентацию коленчатого вала в пространстве согласно чертежу установки.

Из всего многообразия способов выверки наиболее действенным является современный способ — по «раскепам» щек мотылей (см. п. 49, гл. XV). При проверке коленчатого вала кривошипные механизмы отсутствуют, поэтому необходимо придерживаться наиболее жестких норм «раскепов» (см. рис. 169). Одновременно с выверкой рамы двигателя этим способом она подвергается выверке по ватерпасу в поперечном (в пределах каждого рабочего цилиндра) и продольном (с каждой стороны коленчатого вала) направлениях.

Выверенная таким образом фундаментная рама двигателя, обеспечивающая «раскепы» щек мотылей в пределах технических условий или рекомендаций гл. XV, сдается ОТК и ответственному представителю заказчика с целью получения разрешения на подливку цементного раствора между фундаментом двигателя и массивом (рис. 48 — слева от вертикальной плоскости двигателя) или на пригонку клиньев и крепление двигателя (рис. 48 — справа от вертикальной плоскости). На этом этапе необходимо проверить по краске степень контакта шеек вала с поверхностью вкладышей.

Наличие «развала» опорных поверхностей фундамента облегчает припиловку и шабровку клиньев, однако для ускорения и

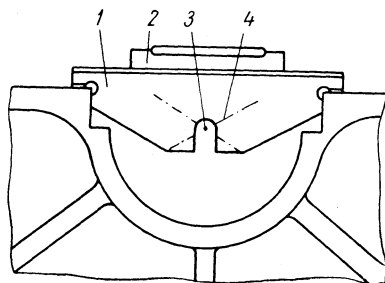


Рис. 49. Предварительная выверка фундамента двигателя по струне и шаблону:

1 — шаблон; 2 — ватерпас; 3 — струна; 4 — контрольные риски на шаблоне, определяющие положение оси коленчатого вала

удешевления там, где имеются соответствующие станки, ручной труд рекомендуется заменять механической обработкой (строжкой и плоской шлифовкой) индивидуально для каждого клина, по размерам, снятым с места. Схемы установки двигателей на клинья приведены на рис. 50. По мере пригонки клиньев сверлятся отверстия, и рама двигателя крепится болтами к фундаменту при обязательном систематическом контроле изменений «раскёпов» щек мотылей. Последними устанавливаются клинья в местах отжимных болтов.

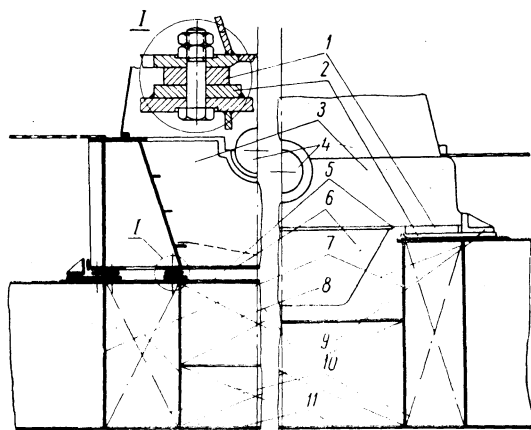


Рис. 50. Схема установки двигателей «Зульцер» (слева) и «Бурмейстер и Вайн» (справа) на стальные клинья:

1 — клинья; 2 — наварыши; 3 — фундаментные рамы двигателей; 4 — коленчатые валы; 5 — верхние погоны (листы) судовых фундаментов; 6 — масляные поддоны двигателей; 7 — продольные связи судовых фундаментов (стрингеры); 8 — объемы, используемые в качестве сточных цистерн; 9 — поперечные упоры; 10 — воздушные пространства (коффердамы); 11 — наружная обшивка

В качестве нового вида универсальных клиньев, не требующих «развала» и пригонки по месту, за рубежом запатентовано клиновое устройство со спирально-винтовыми поверхностями, представленное на рис. 51 [52]. Возможная непараллельность между плоскостью лампы двигателя 1 и верхней плоскостью погона фундамента устраняется плоско-сферической вставкой (линзой) 2. Изменение взаимного положения клиньев 3 и 6 может быть зафиксировано по градусной шкале 8. Взаимное стопорение клиньев обеспечивается одним или несколькими болтами 5. Верхний клин 3 поворачивается относительно нижнего 6 при помощи ломика, вставляемого в отверстия 4, предусмотренные в верхнем клине. Обработка винтовых поверхностей 9 деталей 3 и 6 может производиться на шепинге при помощи приспособления, обеспечивающего радиальную строжку за счет подачи по углу поворота и вдоль оси детали. При таком способе обработки кольцо 7 должно

изготавливаться отдельно (из стали) и в горячем состоянии (с натягом 0,001 диаметра) насаживаться на готовый нижний клин 6. Материалом для изготовления деталей 2, 3 и 6 может служить обыкновенный серый чугун. При большом количестве потребляемых клиньев этого типа и налаженном их серийном производстве установка двигателей должна обходиться значительно дешевле по сравнению с обычным способом крепления.

Винтовые клинья можно рекомендовать для использования в местах крепления двигателей обычными болтами. В местах крепления призонными болтами должны использоваться обычные клинья.

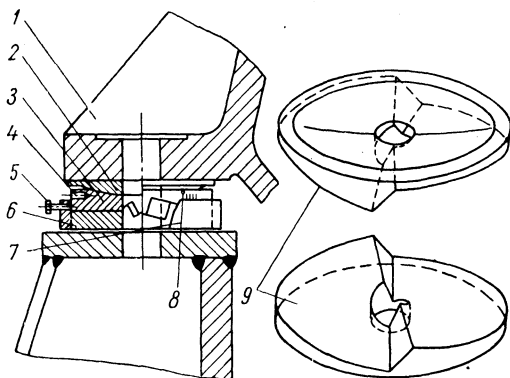


Рис. 51. Универсальное клиновое устройство

После завершения пригонки клиньев рама двигателя и коленчатый вал сдаются ОТК или другим контрольным органам по всем показателям, определяющим правильность положения рамы и вала («раскепы» щек мотылей, горизонтальность, ориентация в пространстве, качество прилегания шеек вала к поверхностям скольжения вкладышей подшипников, качество пригонки клиньев и др.).

Качество пригонки клиньев проверяется обычно выборочно, а именно: ответственным приемщиком намечаются для контрольной проверки до 10% всех установленных клиньев, у которых болты освобождаются, а контролю подвергается качество взаимного прилегания сопрягаемых с клином плоскостей. Достаточно жестким считается условие, когда щуп толщиной 0,05 мм входит между сопрягаемыми плоскостями на глубину до 10—15 мм на 20—25% длины внешнего периметра клина. При затяжке болтов это «расслоение» исчезает. Подвергается контрольной проверке также и качество посадки призонных болтов, которые вводятся в отверстия легкими ударами ручника. Во избежание задиров призонных болтов в отверстиях они смазываются, обычно животным

жиром. Если среди 10% клиньев, подвергшихся контролю, обнаруживается брак, количество контролируемых клиньев и болтов может быть увеличено по усмотрению приемщика вплоть до 100%. Эти жесткие условия касаются главным образом контроля крепления судовых дизелей.

Если двигатель устанавливается непосредственно на бетонный массив, то после предварительной сдачи рамы двигателя с коленчатым валом, покоящихся на отжимных болтах, производится «подливка», или заполнение пространства между рамой и поддоном двигателя и массивом фундамента раствором быстрозатвердевающего (высококачественного) цемента. Перед «подливкой» во все отверстия лап, не занятые отжимными болтами, устанавливаются анкерные болты с навинченными на них гайками. После затвердевания заливки отжимные болты удаляются, а на их места устанавливаются анкерные болты и производится их заливка таким же раствором.

Последней операцией является постепенное обжатие рамы двигателя на фундаменте; предельная затяжка обуславливается или наибольшим крутящим моментом, приложенным к ключу, или углом закручивания гаек. При учете только деформаций анкерных болтов угол закручивания их гаек определяется из формулы $\alpha = 360 \frac{\sigma l}{hE}$, где l и h — длина и шаг резьбы болтов в см, E — модуль упругости в $\kappa\Gamma/\text{см}^2$ и σ — допускаемое напряжение материала болтов в $\kappa\Gamma/\text{см}^2$ ($\sigma = \frac{\sigma_n}{2,75}$, здесь σ_n — предел пропорциональности материала). Если после обжатия «раскепы» щек мотылей, а также выверка рамы двигателя на бетонном массиве или клиньях удовлетворяют техническим требованиям, но площадь контакта шеек вала с поверхностью вкладышей недостаточна, допускают шабровку (до 0,10 мм) антифрикционного металла на отдельных вкладышах с целью обеспечения требуемой площади контакта, при одновременном контроле «раскепов» щек мотылей. Обжатый фундамент и коленчатый вал сдаются приемщиком по показателям качества, рассмотренным выше.

Операция выверки рамы двигателя и коленчатого вала является очень ответственной, а ее результаты — решающими для успешной сдачи и последующей надежной работы двигателя.

При монтаже двигателей, доставляемых к местам установки в собранном виде (кроме высокооборотных), выверка их на фундаментах преследует ту же цель — обеспечение соосного положения рамовых шеек коленчатого вала. При выверке они также устанавливаются на отжимные болты вертикального перемещения, а их боковые перемещения обеспечиваются соответствующими болтами (рис. 52).

Для двигателей, имеющих диаметр шеек коленчатого вала $d \geq 250$ мм, можно рекомендовать выверку по «раскепам» щек

мотылей, но в этом случае для ускорения процесса выверки рекомендуется удалить кривошипно-шатунные механизмы, хотя считается допустимым производить проверку «раскёпов» и без их удаления при несколько искаженном измерении только для одного положения колена (низ). Если коленчатый вал имеет шейки меньшего диаметра, выверка двигателя осуществляется по прямым и косвенным показателям. К прямым относится выверка горизонтального положения системы, обеспечиваемая при помощи ватерпасов, а также измерение зазоров между валом и подшипниками при помощи длинных щупов и др. К косвенным относится выверка правильности положения двигателя и его коленчатого вала с помощью так называемых реперов.

Если у рамы двигателя чертежами предусмотрены контрольные приливы (реперы) и они были соответствующим образом выверены по проверочной линейке после завершения стендовых испытаний двигателя, то выверка двигателя на месте его установки на фундаменте не представляет трудностей. Следует лишь привести реперы в такое же взаимное положение, которое они занимали при выверке на стенде. Для этого используется проверочная линейка, налагаемая на несколько реперов по длине двигателя сверху и сбоку (рис. 52), или стальная струна, натягиваемая вдоль всех реперов, отжимные болты для вертикального и горизонтального перемещений и ватерпас.

В тех случаях, когда двигатель или его коленчатый вал должны занять положение в пространстве с точностью до десятых долей мм, необходимо следы оси вращения коленчатого вала вынести согласно чертежу установки на штатные или временные (вспомогательные) плоскости (экраны), располагаемые на расстоянии от 2,5 до 50 м от двигателя. Для выверки двигателя при таких условиях рекомендуется использовать оптические приборы [8]. В качестве таких приборов применяются визирные трубы промышленного выпуска марок ВТ-1, ВТ-2 и ВТ-3, общий вид которых представлен на рис. 53.

В стальной корпус прибора вмонтированы оправа с линзами объектива 1 и стакан 2 с подвижной фокусирующей втулкой, имеющей линзу внутренней фокусировки 7. В задней части стакана 2 помещены прозрачная сетка 6 из двух взаимно перпендикулярных пересекающихся линий (перекрестие), корпус окуляра

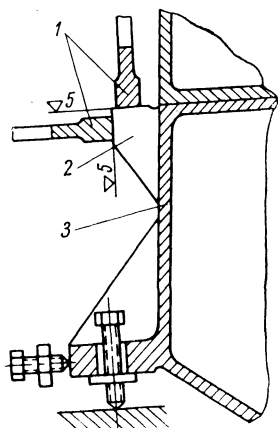


Рис. 52. Выверка фундамента двигателя с помощью реперов:

1 — проверочная линейка, уложенная на ряд реперов по длине двигателя; 2 — репер против поперечной балки рамы двигателя; 3 — рама двигателя

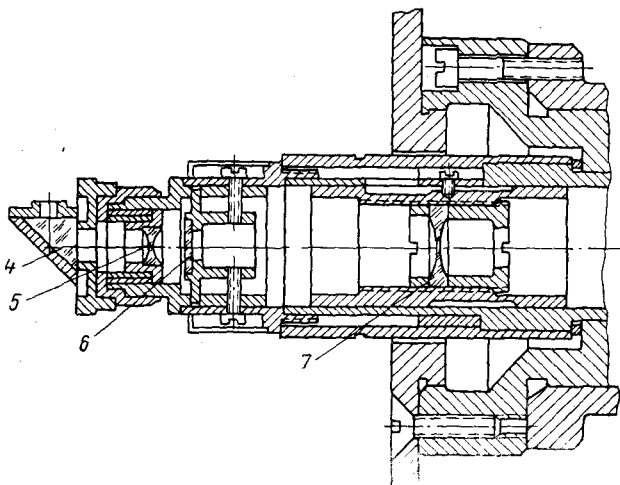
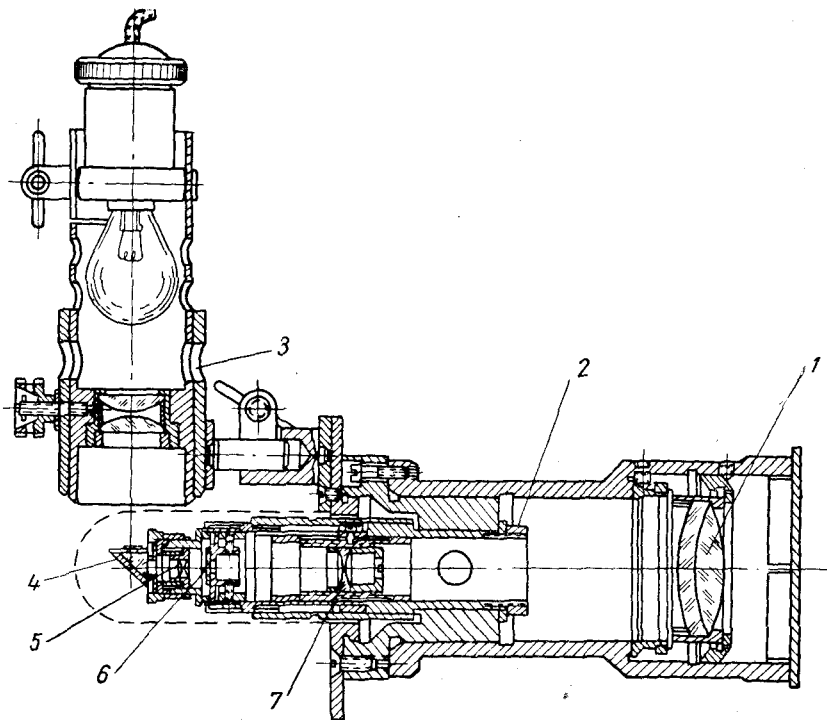


Рис. 53. Визирные трубы типа ВТ-1, ВТ-2 и ВТ-3

с двумя линзами 5, позволяющими осуществлять установку окуляра на четкость изображения сетки в зависимости от зрения наблюдателя, и на заднем конце корпуса окуляра — поворотная оправа трехгранной призмы 4, позволяющей наблюдать сетку под углом 90° к оси трубы и преломлять пучок света, идущий от лампы приставки 3 через ее конденсор. Порядок фокусировки прибора представлен на рис. 54 и не требует особых пояснений.

Визирные трубы устанавливаются на концах коленчатого вала двигателя (рис. 55). На рис. 56 показано устройство для

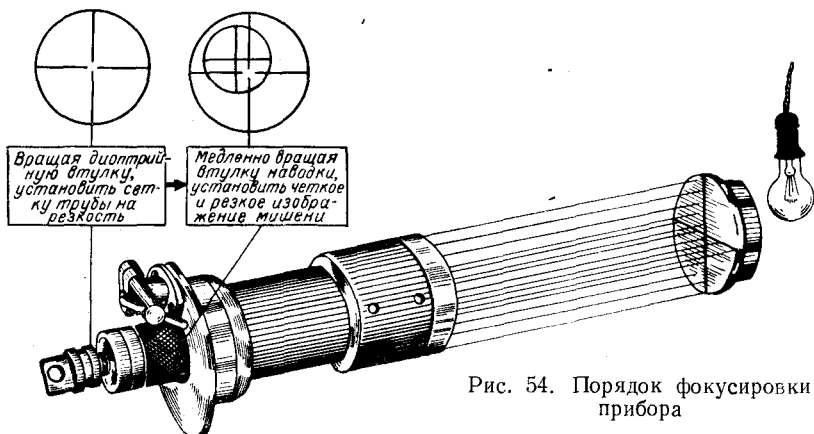


Рис. 54. Порядок фокусировки прибора

установки визирной трубы на выходном конце коленчатого вала и для совмещения ее оптической оси с осью вращения коленчатого вала двигателя. При центровке трубы могут иметь место три положения ее оптической оси по отношению к истинной оси вращения коленчатого вала, а именно:

- 1) оси прибора и вала совмещены;
- 2) оси смещены, но параллельны между собой;
- 3) оси имеют излом и смещение в месте соединения центрирующего устройства с фланцем коленчатого вала.

Идеальным является первый случай. Чтобы обеспечить совмещение осей, центровку необходимо проводить, пользуясь двумя экранами (визирками), из которых первый следует устанавливать на расстоянии 2,5—5,0 м и второй на расстоянии 7,5—10 м от прибора, как это показано на рис. 57. Если экраны изготовлены из оргстекла, то лампу подсвечивания следует ставить за экраном; для металлических экранов подсвечивание делается с передней части экрана с хорошей защитой визирной трубы от прямого попадания в нее света лампы подсвечивания. При фокусировке прибора глаз наблюдателя должен находиться на расстоянии 5—7 мм от оправы окулярной призмы; необходимо добиться четкости (резкости) изображения сетки без параллакса.

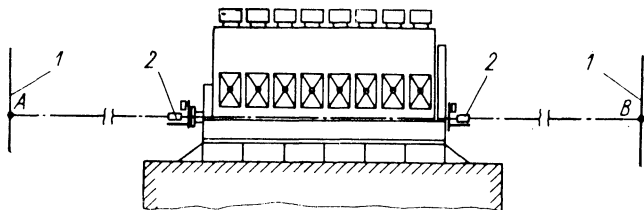


Рис. 55. Схема установки оптических приборов на концах коленчатого вала двигателя:

1 — стены, экраны или судовые поперечные переборки; 2 — оптические приборы на концах коленчатого вала; А и В — точки, определяющие следы оси вращения коленчатого вала согласно чертежу

Рис. 56. Установка визирной трубы на фланце коленчатого вала двигателя:

1 — визирная труба; 2 — постели кронштейна; 3 — дистанционные трубки для крепления диска валоповоротного устройства; 4 — диск валоповоротного устройства; 5 — отжимные болты для регулирования излома осей прибора и вала; 6 — отжимные болты регулирования смещения оси прибора относительно оси вала; 7 — фланец коленчатого вала; 8 — болты крепления кронштейна; 9 — коленчатый вал; 10 — диск кронштейна

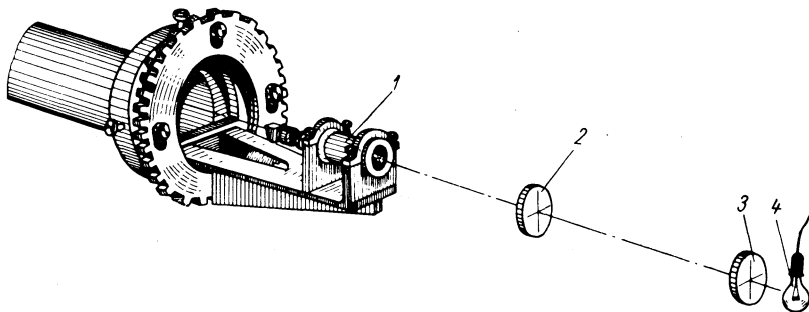
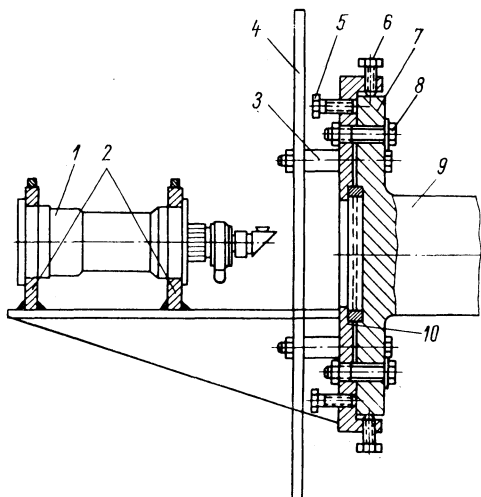


Рис. 57. Схема расположения экранов при выверке визирной трубы:

1 — визирная труба; 2 — первый экран; 3 — второй экран; 4 — лампа подсвечивания

Центровка прибора путем совмещения его оптической оси с осью коленчатого вала требует несколько большей затраты времени в сравнении с третьим случаем, который представляется более простым, удобным и дающим такие же результаты по точности выверки. Для этого случая достаточно хорошо сфокуси-

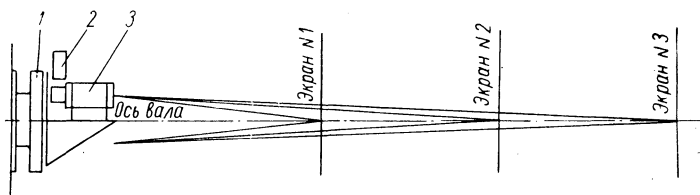


Рис. 58. Установка визирной трубы при взаимном смещении и изломе оптической оси трубы и оси коленчатого вала:

1 — фланец коленчатого вала; 2 — приставка визирной трубы; 3 — визирная труба

ровать прибор по четкости посылаемой им тени перекрестия на экраны-визирки, а в процессе настройки необходимо изменять лишь угол излома осей прибора и вала в зависимости от удаления экрана, как это показано на рис. 58. Неотцентрованная труба при произвольном положении коленчатого вала (двигателя) посылает в пространство тень перекрестия, центр которого при вращении системы прибор—вал опишет на экране круг с произвольным центром, зависящим от положения двигателя. При правильной установке прибора на валу и правильной ориентации двигателя или его коленчатого вала по отношению к заданным точкам (*A* и *B* — рис. 55) пространства центр перекрестия прибора будет совпадать с центром перекрестия экрана при повороте системы прибор—вал на любой угол от 0 до 360° (рис. 59).

Если двигатель соединен с приводным механизмом 2 при помощи промежуточного вала (рис. 60), вследствие чего при монтаже двигатель должен быть строго ориентирован в пространстве, то для выверки элементов системы можно воспользоваться струной 6. В таких случаях на неподвижных частях здания и сооружений находят (согласно чертежам привязки системы двигатель—приводной механизм) точки *A* и *B* и между ними натягивают струну диаметром 0,20—0,35 мм, один конец которой закрепляют неподвижно, а второй натягивают через блок грузом 7. Чтобы система

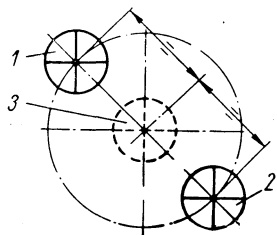


Рис. 59. Процесс центровки оптического прибора или двигателя:

1 — 2 — положение теней перекрестия прибора на экранах для неотцентрованного двигателя при повороте коленчатого вала на 180°; 3 — прибор и дизель отцентрованы, центры теней перекрестия и экрана совпадают при любом повороте коленчатого вала

заняла в пространстве положение, заданное чертежом, следует правильно установить и закрепить опорные подшипники 1 и корпус уплотнительного устройства 3, что и является первым этапом монтажа системы. Подшипники и уплотнительное устройство при этом могут монтироваться одновременно. Точность выверки будет зависеть от длины вкладышей подшипников. Если эта длина достаточна, то в торцевых срезах подшипников 11 зажимают вспомогательные (монтажные) диафрагмы 9 с центральными отверстиями диаметром 50—60 мм, через которые проходит струна. Для вы-

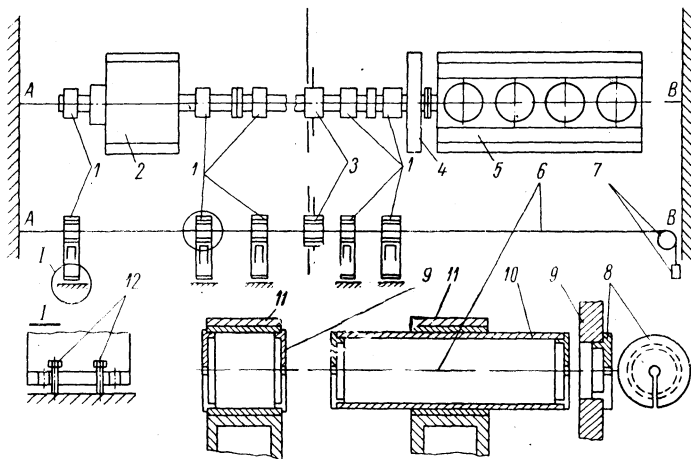


Рис. 60. Способ выверки элементов системы с ДВС при помощи струны

верки пользуются набором специальных центровочных шайб 8. Такие шайбы (парашюты) имеют центральные отверстия диаметром от 1 до 5 мм и радиальные прорези для провода струны. По мере выверки монтируемых элементов используются парашюты с постепенно уменьшающимися диаметрами центральных отверстий. При диаметре струны 0,20—0,35 мм и диаметре центрального отверстия парашюта 1 мм нет необходимости в использовании каких-либо измерительных приборов, так как центральное положение струны в отверстии парашюта с достаточной точностью определяется на глаз.

Если вкладыши подшипников коротки, то для повышения точности выверки в подшипники 11 зажимают короткие фальшвалы 10 ($l \approx 1,0$ м) с такими же диафрагмами 9 на концах; метод выверки тот же.

Когда опоры выверены по струне с помощью отжимных болтов 12 и закреплены (или залиты цементным раствором), во вкладыши подшипников заводятся валы, роторы и др., по которым ведется выверка (подцентровка) двигателя и статоров приводных механизмов.

19. ВЗАИМНАЯ ЦЕНТРОВКА ДВИГАТЕЛЕЙ И ПРИВОДНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Под центровкой двигателей и приводных механизмов понимается взаимная выверка, преследующая цель их соосной установки и крепления в таком положении. Соосность установки двух связанных механизмов необходима потому, что если нормы несоосности не соблюдены или нарушены при работе агрегата, он будет иметь вибрации, вредно отражающиеся на самом агрегате (особенно на электрических машинах) и отрицательно действующие на соседние механизмы и приборы. Часто

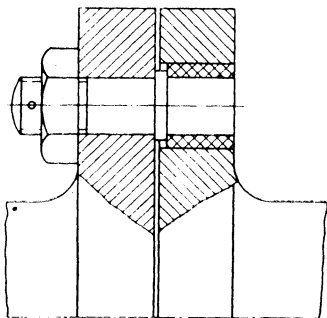


Рис. 61. Упругое соединение валов спариваемых механизмов

амплитуды вибраций, возникающих по причине несоосности, превышают пределы, которыми ограничивают вибрации, вызываемые действием неуравновешенных сил инерции и их моментов.

Попытки создать такие соединения двигателей с приводными механизмами, которые устраняли бы влияние несоосности, не привели к желаемым результатам. Ниже приводятся отдельные виды соединений, которые способствуют некоторому смягчению влияния несоосности, не устраняя полностью вредных последствий этого фактора.

На рис. 61 приведено соединение с пальцами, имеющими резиновые оболочки. Это соединение допускает увеличенный против допустимых норм излом осей и не допускает их смещения, однако при повышенном изломе осей резиновые оболочки пальцев получают такие относительные линейные перемещения по ведомой муфте, которые приводят к нагреву и интенсивному истиранию резины, что можно заметить по черной пыли, покрывающей муфту и спариваемые механизмы.

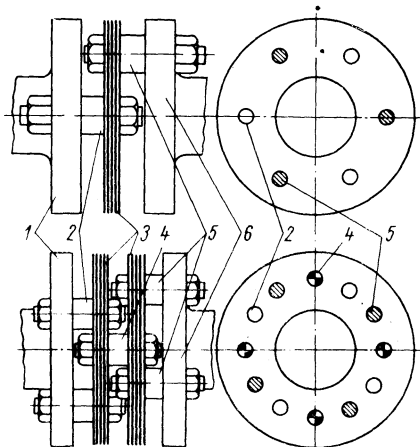


Рис. 62. Спаривание валов механизмов при помощи одно- и двухдисковых упругих пакетов:

- 1 — фланец ведущего вала; 2 — ведущие пальцы; 3 — упругие диски (пакеты); 4 — пальцы, соединяющие упругие диски; 5 — ведомые пальцы; 6 — фланец ведомого вала

На рис. 62 показано соединение двух механизмов при помощи упругих элементов 3, представляющих собой пакеты из 12—15 листов стали толщиной 0,60—0,65 мм. Количество пальцев (болтов) должно быть кратным 2 или 3 с разбивкой по приведенной на рис. 62 схеме. Эти соединения допускают небольшие отклонения изломов осей от норм, а соединение с двумя упругими элементами допускает спаривание механизмов при превышении допустимых норм смещений осей. Однако вследствие громоздкости оно не получило распространения.

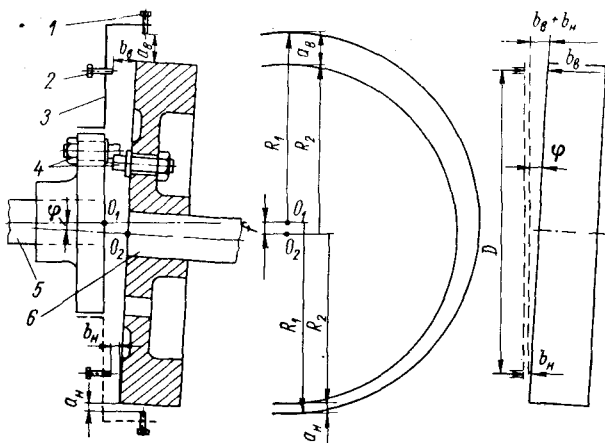


Рис. 63. Схема центровки спаиваемых механизмов при помощи стрел

Двигатели, устанавливаемые на жесткие основания, в подавляющем большинстве имеют и жесткие соединения. Для жестких соединений необходимо соблюдать повышенные требования к допускам на их несоосность.

Два спаиваемых механизма могут иметь в месте соединения их валов некоторый излом осей, определяемый углом φ , и смещение, определяемое величиной f (рис. 63). Так как фланцы валов соединяемых механизмов часто имеют различную конфигурацию, то для измерения величин, определяющих излом и смещение осей, применяют простые приспособления, называемые стрелами (поз. 1, 2 и 3), которые временно монтируются на фланце или на маховике любого спаиваемого механизма. В зависимости от конфигурации соединяемых деталей стрелы могут иметь самые разнообразные конструктивные формы.

Допустим, что вал 6 (рис. 63) имеет смещение относительно вала 5 на величину f и угол излома осей φ . Положим, что при совместном вращении валов они не будут иметь осевых перемещений. Если произвести измерения величин, обозначенных на рис. 63 a_g и b_g , а затем с помощью пальцев 4 синхронно повернуть систему

на 180° и произвести измерения величин, обозначенных a_n и b_n , то, пользуясь схемой смещения, для верхнего и нижнего положений соответственно можно написать:

$$+R_1 = +R_2 + a_s - f;$$

$$+R_1 = +R_2 + a_n + f.$$

Изменив знаки у верхнего равенства и сложив их, получим

$$0 = a_s - a_n - 2f,$$

откуда

$$f = \frac{a_s - a_n}{2}. \quad (89)$$

Используя схему излома осей, найдем

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{b_s - b_n}{D}, \quad (90)$$

где D — диаметр установки болтов 2.

Как видно из выражения (88), смещение осей валов, измеренное таким путем, представляет собой абсолютную величину, которая не зависит от положения измерительного болта 1 относительно оси вращения.

Что касается излома осей, измеряемого болтом 2 и определяемого формулой (90), то для одного и того же угла φ разность $b_s - b_n$ будет зависеть от D , так как $b_s - b_n = D \operatorname{tg} \varphi$. В практике допустимый излом, выражаемый разностью $b_s - b_n$, относят не к произвольному диаметру D , а к диаметру, равному 1000 мм. Поэтому формула для определения излома осей примет вид

$$\Delta b' = \frac{b_s - b_n}{D} 1000 \leq \Delta b, \quad (91)$$

где $\Delta b'$ — истинный и Δb — допустимый абсолютные изломы осей, отнесенные к 1000 мм.

В рассмотренном случае валы сопрягаемых механизмов не имели осевых перемещений. В действительности валы всех машин имеют осевые перемещения. Поэтому задача измерения истинного излома осей становится неопределимой, что явствует из рис. 64, на котором представлена лишь схема излома. Измерив величину b_s и синхронно повернув валы на 180° , произведем измерение величины b'_n , которая представляет собой сумму $b_n + \Delta b''$, где

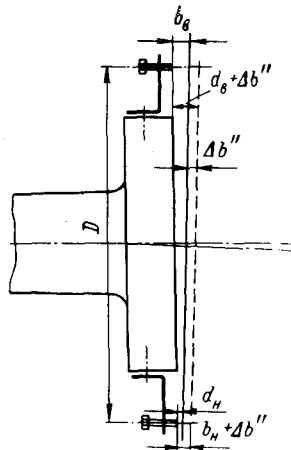


Рис. 64. Схема измерения излома при осевых перемещениях валов свариваемых механизмов

$\Delta b''$ — результат взаимного осевого перемещения валов. Следовательно,

$$\Delta b' = \frac{b_s - (b_n + \Delta b'')}{D} 1000.$$

Но так как величина $\Delta b''$ является неизвестной, то неизвестной будет и $\Delta b'$.

Чтобы исключить влияние осевых перемещений при определении действительного излома осей, пользуются двумя стрелами, устанавливаемыми под углом 180° друг к другу, как это показано на рис. 64. Так как осевые перемещения валов спариваемых механизмов не влияют на измерения, определяющие смещение осей, то для простоты рассмотрим только измерения, касающиеся излома.

Допустим, что после измерения величин b_s и d_n и совместного (синхронного) поворота валов на 180° они переместились в произвольном направлении так, что расстояние между ними изменилось на величину $\Delta b''$. Тогда измеренные зазоры при новом положении валов будут определяться суммами $d_s + \Delta b''$ и $b_n + \Delta b''$. Разности двух измерений составляют $b_s - (b_n + \Delta b'')$ и $(d_s + \Delta b'') - d_n$. Следовательно, средняя величина двух измерений равна $\frac{[b_s - (b_n + \Delta b'')] + [(d_s + \Delta b'') - d_n]}{2}$, или $\frac{b_s - b_n - \Delta b'' + d_s + \Delta b'' - d_n}{2}$. И окончательно

$$\Delta b' = \frac{(b_s - b_n) + (d_s - d_n)}{2} \frac{1000}{D} \leq \Delta b. \quad (92)$$

Таким образом, использование парных стрел исключает влияние произвольных взаимных перемещений валов двух спариваемых механизмов, а использование стрел вообще позволяет производить выверку соосности при любой конфигурации деталей в месте соединения валов.

Зазоры между измерительными болтами должны измеряться в четырех последовательных положениях от I до IV при одновременном (синхронном) вращении валов в одном направлении, как это показано на рис. 65. Результаты измерений вносятся в таблицы, которым присваивается соответствующая нумерация. Образец такой таблицы (табл. 10) приведен ниже.

Определение изломов производится по формулам:

$$\left. \begin{aligned} A_{сер} &= \frac{(b_s - b_n) + (d_s - d_n)}{2} \frac{1000}{D}; \\ A_{зоп} &= \frac{(b_n - b_s) + (d_n - d_s)}{2} \frac{1000}{D}; \end{aligned} \right\} \quad (93)$$

Серия измерений зазоров

Номер измерения	a	b	c	d	Изломы		Смещения	
					Вертикальные	Горизонтальные	Вертикальные	Горизонтальные
I	a_v	b_v	c_n	d_n	$A_{вер}$	$A_{гор}$	$B_{вер}$	
II	a_n	b_n	c_l	d_l				
III	a_n	b_n	c_v	d_v			$B_{гор}$	
IV	a_l	b_l	c_n	d_n				

и смещений — по формулам:

$$\left. \begin{aligned} B_{вер} &= \frac{a_v - a_n}{2} \approx \frac{c_v - c_n}{2}; \\ B_{гор} &= \frac{a_n - a_l}{2} \approx \frac{c_n - c_l}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (94)$$

Знак (+) при $A_{вер}$ значит, что клин между соединяемыми фланцами валов «раскрыт» сверху и, следовательно, необходимо по-

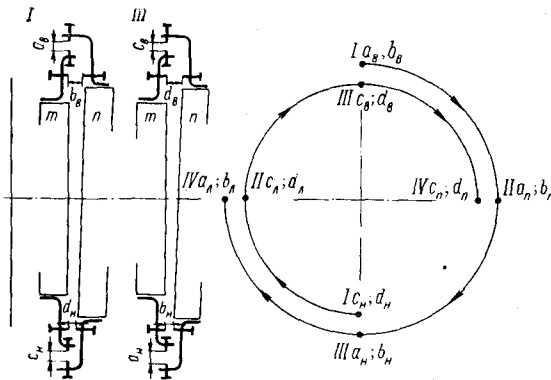


Рис. 65. Схема последовательных положений стрел при производстве центровки

вернуть один из механизмов около места соединения (механизм m по часовой или механизм n против часовой стрелки). Знак (+) при $B_{вер}$ значит, что вал механизма n находится выше вала механизма m . Комментарии действительны для расположения стрел по рис. 65.

Излом осей валов ДВС и спариваемых с ними механизмов на 1000 мм диаметра допускается в отечественной практике не

более 0,05 мм для жестких и 0,075 мм для упругих соединений. Отклонения от указанных норм соответственно до 0,06 и 0,10 мм не вызывают ненормальностей в работе агрегатов.

Смещение осей валов для всех видов соединительных устройств допускается в отечественной практике не более 0,05 мм. Однако часто, особенно у многооборотных агрегатов, и такое смещение осей валов вызывает значительные вибрации.

В заключение следует остановиться на возможности использования оптического метода выверки элементов системы двигатель—приводной механизм в тех случаях, когда двигатель уже выверен

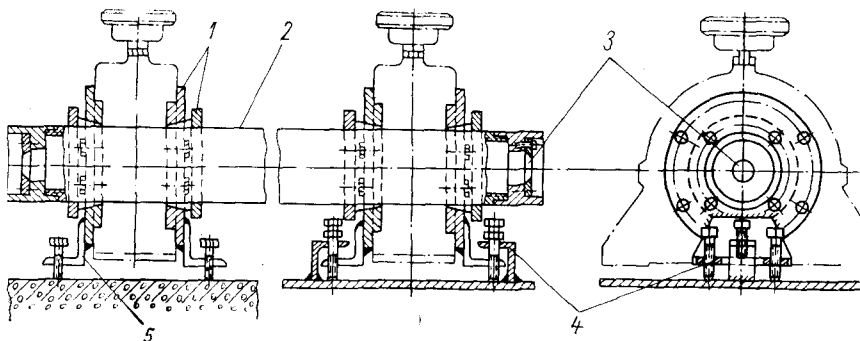


Рис. 66. Центровка опор промежуточных валов с помощью оптических приборов

и закреплен, а приводной механизм должен быть подцентрован к двигателю.

Обратимся к рис. 60; положим, что двигатель 5 окончательно установлен, и требуется с помощью оптического прибора выверить и закрепить остальные элементы системы. Как и в случае монтажа с помощью струны, правильное положение промежуточного вала и приводного механизма 2 будет определяться положением подшипников 1 и корпуса уплотнительного устройства 3, которые могут быть с большой точностью отцентрованы по двигателю с помощью одной из визирных труб ВТ, установленной на выходном конце коленчатого вала (см. рис. 56). Чтобы упростить задачу и повысить точность выверки, можно применить способ группового монтажа, а именно: можно одновременно отцентровать первые два подшипника, считая от двигателя, затем корпус уплотнительного устройства и, наконец, последние три подшипника 1, но можно производить выверку и монтаж и в любом другом порядке.

При групповом способе монтажа два или три подшипника с помощью вспомогательных центрирующих устройств 1 (рис. 66) зажимаются на расстояниях, определяемых чертежом установки, на полом фальшвале 2. На концах полого фальшвала вмонтиро-

ваны съемные, хорошо отцентрированные по валу экраны-визирки 3 с нанесенными на них перекрестиями. Посылая тень перекрестия оптического прибора (ВТ), установленного на фланце коленчатого вала двигателя, можно, вращая коленчатый вал, совместить ось фальшвала, а следовательно, и оси подшипников, с осью вращения двигателя при помощи установочных болтов 4 или 5. В выверенные таким образом и закрепленные подшипники 1 и в корпус уплотнительного устройства заводится промежуточный вал, ротор и др., и по ним выверяется статор приводного механизма.

ГЛАВА VII

ТОПЛИВНЫЕ СИСТЕМЫ УСТАНОВОК С ДВС

20. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Топливные системы силовых установок с ДВС должны проектироваться с учетом вида топлива, на котором будут работать двигатели.

Для легких высокооборотных дизелей разрешается использовать такие сорта топлива (ГОСТы 4749—49* и 305—62*), которые не требуют подогрева даже при работе в зимних условиях [34]. При эксплуатации силовых установок с такими машинами не возникает никаких дополнительных трудностей.

Для тепловозных и судовых двигателей средней и большой мощности с умеренным числом оборотов используется топливо по ГОСТу 10489—63. Для ДВС с малым числом оборотов применяются главным образом тяжелые сорта топлива, представляющие собой остатки после прямой перегонки или крекинга нефти, разбавленные керосино-газойлевыми фракциями [34]. Температура застывания этих сортов по ГОСТу 1667—51 лежит в пределах от -5 (ДТ-1 и ДТ-2) до $+5^{\circ}$ С (ДТ-3).

Топливо марок ДТ-2 и ДТ-3 требует сравнительно невысокой температуры подогрева на всем пути его перемещения, т. е. от железнодорожных цистерн или нефтехранилищ силовой установки до форсунок двигателей.

Подогрев топлива осуществляется при помощи змеевиков парового обогрева у приемных труб топлиохранилищ (рис. 67), при помощи плоских паровых змеевиков в цистернах оперативного назначения, прокладкой паровых труб рядом с трубами топливопроводов при совместной их изоляции, прокладкой паровых труб внутри труб топливопроводов с последующей их изоляцией.

На рис. 68 представлен приемный топливопровод с расположенной внутри трубой парового обогрева, которая обеспечивает бесперебойную работу системы при очень низкой температуре наруж-

ного воздуха. Когда система не действует, клапаны $a, b, b_1, b_2, \dots, b_m$ и b_n закрыты, а клапаны $c, c_1, c_2, \dots, c_m, c_n$ и d открыты. Перед включением труб парового обогрева надо продуть трубопровод пара через клапан c , открыв клапан a . Когда через клапан c пойдет чистый пар, его надо закрыть, а клапан b открыть. Пар поступает в трубу обогрева, расположенную внутри топливопровода, и, если при этом будет иметь место интенсивная конденсация, конденсат будет продут через

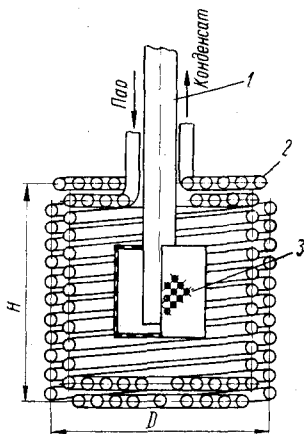


Рис. 67. Приемная труба с паровым подогревателем:

1 — приемная труба; 2 — паровой подогреватель; 3 — приемный фильтр из перфорированной листовой стали

открытый клапан c_1 до появления чистого пара. Когда из клапана c_1 пойдет чистый пар, его надо закрыть, а клапан b_1 открыть и т. д. вплоть до клапана d , который должен быть закрыт после появления из трубы продувания чистого пара.

Чтобы защитить паровые трубы от разрушения замерзающим в них конденсатом, выключение системы из действия надо производить в следующем порядке: продуть всю паровую систему через клапан d (т. е. помимо конденсационного горшка e), а затем последовательно закрыть клапан b_n и открыть клапан c_n , закрыть клапан b_m и открыть клапан c_m , и т. д. вплоть до закрытия клапана a и b и открытия клапана c . При этих условиях в паровых трубах может конденсироваться только часть пара, находящегося в трубах в момент закрытия клапанов, что совершенно безопасно для паровых труб. Если при этом клапан a будет пропускать пар, то он будет выходить в атмосферу через открытый клапан c , т. е. его попадание в паровой трубопровод за клапан b исключено. Эта часть защиты парового трубопровода пригодна и для случая, когда паровые трубы укладываются параллельно с трубами топливопровода.

В СССР работа малооборотного двигателя системы «Зульцер» типа 6S68 мощностью 2700 э. д. с. (на тяжелых сортах топлива, включая крекинг-мазуты), изготовленного заводом «Русский дизель», впервые в мировой практике была всесторонне проверена на теплоходе «Комсомол» еще в 30-е годы [23].

Обычно двигатель, работающий на тяжелом топливе с подогревом, за 20—30 мин до остановки переключается для работы на топливе, не требующем подогрева. Двигатель может быть пущен в действие на этом же сорте топлива без предварительного подогрева. Такой вид топлива называют пусковым. В качестве пускового топлива для тяжелых ДВС можно использовать марку

ДТ-1 по ГОСТу 1667—51*. Рекомендуемые запасы пускового топлива должны составлять не меньше 15% от полного запаса топлива. Продолжительность работы двигателей на пусковом топливе перед остановкой определяется временем, необходимым для замещения (промывки) тяжелого топлива пусковым в трубах, фильтрах, подкачивающих топливных насосах, насосах высокого давления, трубах высокого давления и форсунках, но не более 40 мин. По мере прогрева двигателя после начала его работы на установившемся режиме он может быть переведен на работу на тяжелом топливе.

При проектировании систем топливопитания современных силовых установок с ДВС необходимо предусматривать технические средства и хорошо проработанную технологию введения присадок, улучшающих физико-химические показатели основного вида топлива; при хорошо налаженном топливообеспечении присадки к топливу должны вводиться на базах снабжения. Из отечественных стандартизованных присадок пока можно назвать противонагарную и антикоррозионную ВНИИП-102 (ГОСТ 10659—63), но их ассортимент будет с течением времени расширяться.

В настоящее время за рубежом по крайней мере 75% мощных судовых и стационарных дизелей со средним и малым числом оборотов работают на котельных мазутах с удельным расходом 0,155—0,160 кг/э. л. с. ч., эффективным к. п. д. $\eta_e = 0,39 \div 0,41$ и при близких к нормальным износам деталей цилиндро-поршневой группы.

На рис. 69 представлена номограмма для определения вязкости топлива при различной температуре, составленная

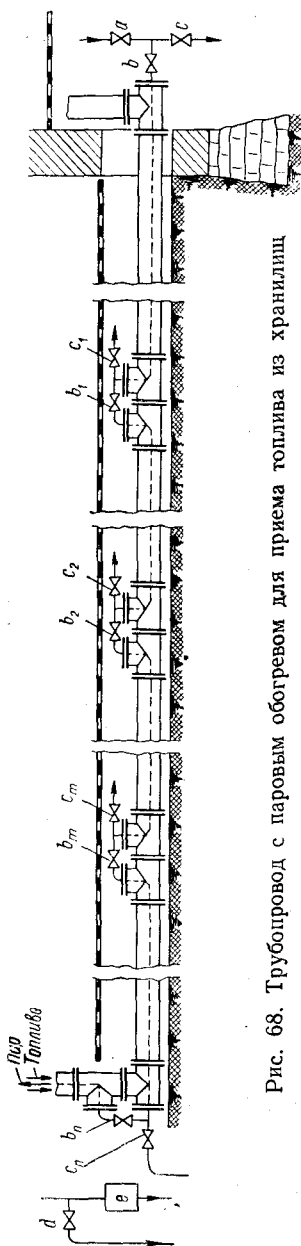


Рис. 68. Трубопровод с паровым обогревом для приема топлива из хранилищ

* В судовых двигателях в качестве пускового используется дизельное топливо.

в координатной системе проф. Убеллоде, на которой нанесены границы полей, занимаемых различными сортами топлива: *a* — тяжелым, *b* — дизельным и *c* — легким (газойли).

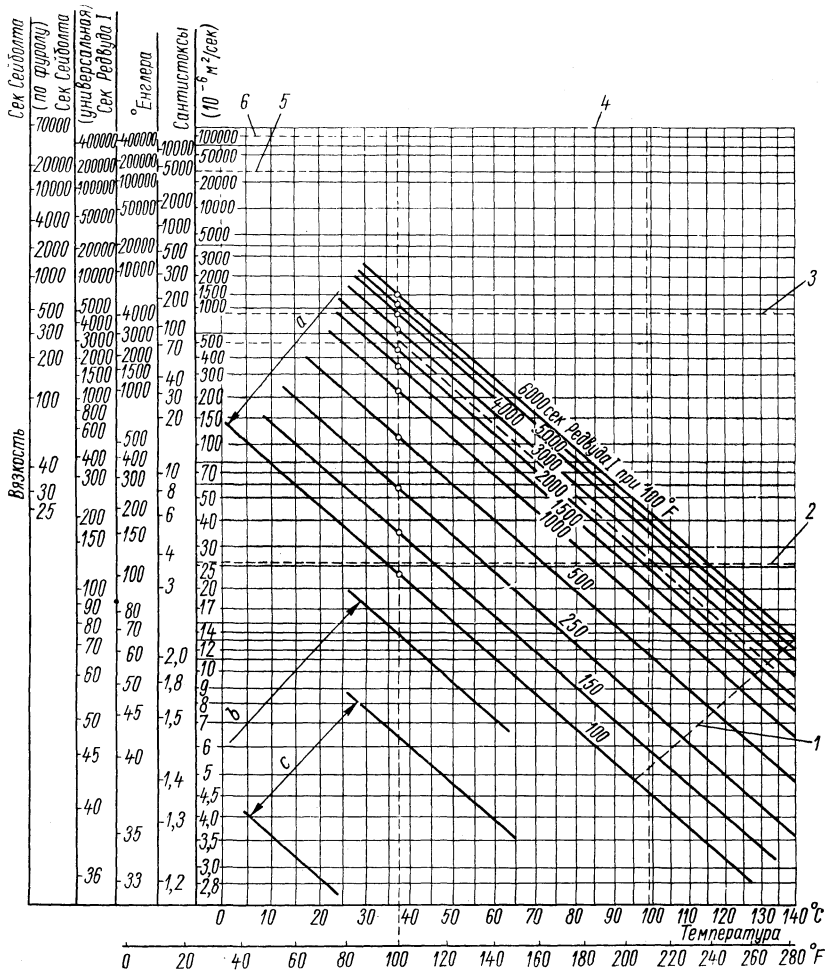


Рис. 69. Вязкость топлива в зависимости от температуры:

1 — верхний предел подогрева; 2 — максимальная допустимая вязкость топлива в системе впрыска; 3 — граница вязкости, при которой топливо не перекачивается или перекачивается с трудом; 4 — минимальная температура центрифугирования; 5 — начало текучести; 6 — затвердевание

Для удобства сопоставления и быстрого перехода от одних единиц кинематической вязкости к другим на номограмме имеется пять шкал вязкости и две температурных шкалы из числа широко используемых в СССР и за рубежом.

За рубежом большое число двигателей в качестве тяжелых сортов используют котельное топливо (мазут) с вязкостью 2500—3500 *сек* Редвуда I при 100° F, что соответствует вязкости 600—850 *сст* при 37,5° С или 27—33 *сст* при 100° С (34—40° Е при 50° С). Котельный мазут с вязкостью до 2500 *сек* Редвуда I может быть подвергнут отстою и центрифугированию при температурах до 132 и 90° С соответственно. Чтобы обеспечить кинематическую вязкость 27 *сст*, необходимую для хорошего распыливания при впрыске в рабочие цилиндры, такое топливо должно иметь температуру 103° С.

При наибольшей допустимой температуре подогрева для этого вида топлива (132° С) его вязкость равна 11,2 *сст*. Очевидно, что подогрев этого топлива до указанных пределов температуры при отстое, центрифугировании и других операциях должен производиться в герметически закрытых сосудах и устройствах, имеющих против взрывов паров надежную защиту на трубах вентиляции и замещения.

Отечественные сорта тяжелого топлива для дизелей занимают следующее положение на номограмме: ДТ-1 имеет кинематическую вязкость 36 *сст*, или 4,8° Е при температуре 50° С, т. е. находится на линии, соответствующей вязкости ~250 *сек* Редвуда I; ДТ-2 и ДТ-3 имеют кинематическую вязкость соответственно 55,3 *сст*, или 7,25° Е, и 66,6 *сст*, или 8,75° Е при температуре 50° С, и лежат вблизи линии кинематической вязкости ~500 *сек* Редвуда I; котельный мазут флотский (марки Ф12, ГОСТ 10585—63) имеет вязкость 12° Е (~90 *сст*) и лежит вблизи линии вязкости ~800 *сек* Редвуда I; топливо марки 40 по этому же ГОСТу имеет вязкость 47 *сст* при 100° С (6,3° Е при 50° С) и соответствует вязкости ~2500 *сек* Редвуда I при температуре 37,5° С или 100° F.

Таким образом, в зарубежной практике для малооборотных ДВС широко используется сорт топлива, соответствующий отечественному тяжелому топливу марки 40 по ГОСТу 10585—63 с температурой застывания +10° С, но еще шире там применяется топливо с вязкостью до 3500 *сек* Редвуд I при 37,5° С (70 *сст* при 80° С). Следовательно, имеется вполне реальная возможность сжигать в цилиндрах малооборотных дизелей, выпускаемых отечественными заводами, тяжелые сорта жидкого топлива очень широкой номенклатуры. Поэтому можно считать вполне целесообразным сооружение у нас дизель-электрических станций мощностью до 150 тыс. э. л. с., у которых расход топлива на единицу мощности будет практически в полтора раза меньше, чем у паротурбинных установок. Такие станции могут сооружаться в районах, бедных водой, где Государственным планом не предусматривается значительное развитие промышленности.

В некоторых случаях может быть рекомендовано (преимущественно для стационарных установок) смешивание тяжелых

сортов нефтепродуктов с более легкими видами топлива. Таким образом становится возможной работа даже среднеоборотных дизелей на тяжелом топливе, имеющем вязкость до 60°E (при $50^{\circ} \text{C} \sim 82,5 \text{ сст}$, $\sim 4500 \text{ сек}$ Редвуда I при $37,5^{\circ} \text{C}$; марка 100 по ГОСТу 10585—63).

На рис. 70 представлен график изменения вязкости при смешивании тяжелого топлива марки 100 с дизельным топливом марки ДС по ГОСТу 4749—49*. Этот график построен с исполь-

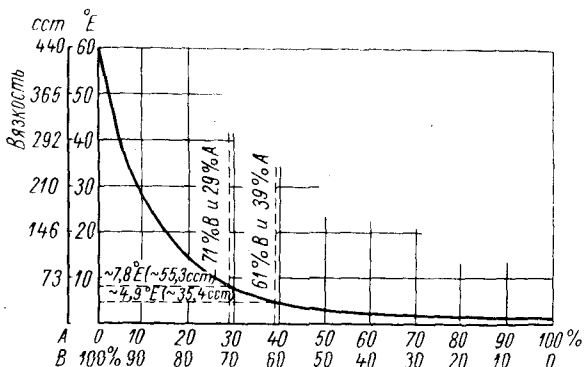


Рис. 70. График изменения вязкости при смешивании тяжелого топлива марки 100 (ГОСТ 10585—63) с дизельным топливом ДВС (ГОСТ 4749—49*) при температуре 50°C

зованием номограммы, приведенной на рис. 71, которая позволяет решать две основные задачи по смешиванию двух видов нефтепродуктов.

Первая задача. Два нефтепродукта А и В, имеющие различную вязкость при заданной температуре t , должны быть смешаны в определенном процентном соотношении. Требуется определить вязкость смеси.

Графическое решение задачи заключается в следующем (рис. 71). На ординате, соответствующей 100% продукта А (справа), наносится точка a его вязкости при температуре t ; на ординате, соответствующей 100% продукта В (слева), наносится точка b его вязкости при той же температуре t ; точки a и b соединяются прямой линией. Точка пересечения вертикали, определяющей процентное содержание в смеси нефтепродуктов А и В, с линией ab и дает вязкость смеси при температуре t .

Пример 10. При смешивании 39% нефтепродукта А, имеющего вязкость $\sim 4,0 \text{ сст}$ ($1,25^{\circ} \text{E}$) при температуре 50°C (точка a на рис. 71), с 61% нефтепродукта В, имеющего вязкость $\sim 440 \text{ сст}$ (60°E) при той же температуре (точка b на рис. 71), вязкость смеси при той же температуре будет $\sim 35 \text{ сст}$ ($\sim 4,9^{\circ} \text{E}$).

Вторая задача. Из определенных нефтепродуктов А и В надо получить смесь требуемой вязкости при температуре t .

Пример 11. Смешиванием тех же нефтепродуктов при $t = 50^\circ\text{C}$ надо получить смесь с вязкостью, соответствующей вязкости дизельного топлива ДТ-2 (~55,3 сст). Пользуясь прямой ab (рис. 71), находим, что требуемая вязкость может быть получена при смешивании 29% продукта А и 71,0% продукта В.

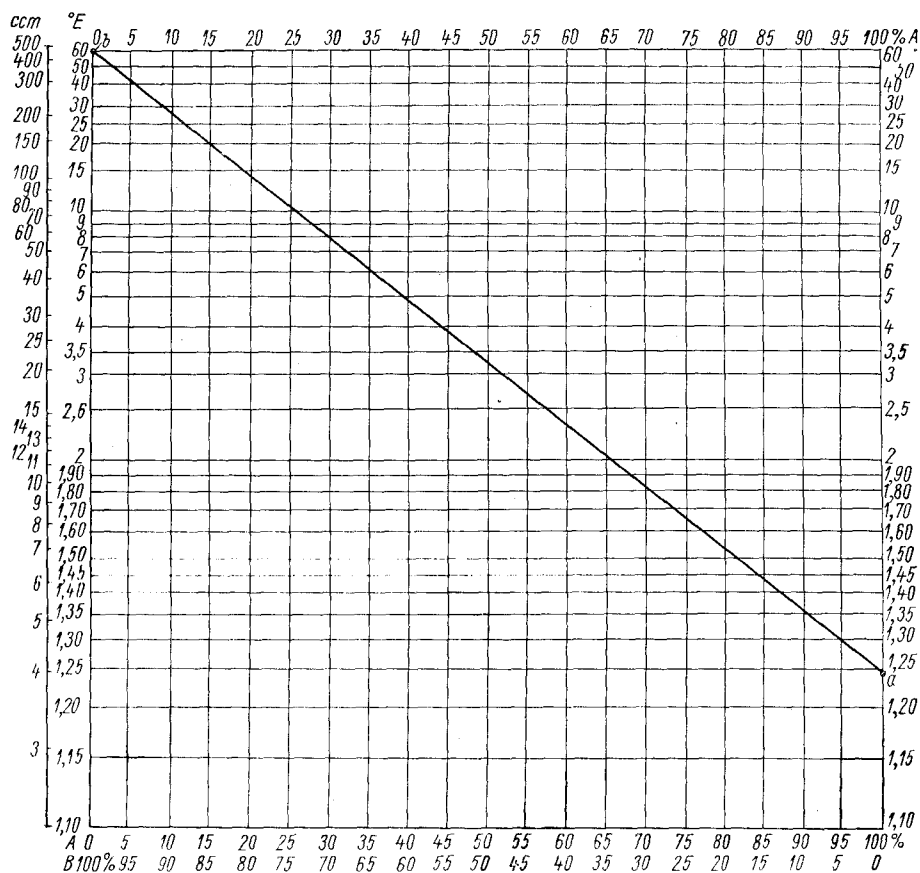


Рис. 71. Номограмма для определения вязкости смесей нефтепродуктов

Чтобы исключить опасность взрывов паров дизельного топлива марки ДС, входящего в смесь, очистку составляющих топлив и подогрев, связанный с необходимостью отстоя и сепарирования, производят до смешивания. После смешивания очищенных компонентов и получения топлива требуемой вязкости необходимость подогрева до высокой температуры отпадает.

Полученная таким образом смесь топлива двух видов, имеющая необходимую вязкость при определенном значении температуры, может быть расшифрована и для других ее значений с помощью номограммы на рис. 69. На номограмму наносится точка вязкости

полученной смеси при известной температуре, и через эту точку проводится прямая, параллельная постоянным прямым на этой номограмме. Точки пересечения прямой с ординатами температуры дадут значения вязкости на горизонталях. На рис. 72 представлен полученный этим методом график зависимости вязкости от температуры для смеси, состоящей из 61 % продукта В и 39 % продукта А (к примеру 10).

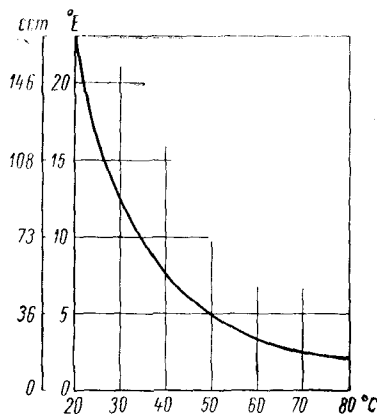


Рис. 72. График зависимости вязкости от температуры для смеси, состоящей из 61% мазута 60 (ГОСТ 10585—63) и 39% ДС (ГОСТ 4749—49*)

Работа дизелей на тяжелых сортах топлива освещена в специальных источниках [17; 23; 31].

21. ОЧИСТКА ТОПЛИВА

С целью увеличения срока службы топливной аппаратуры и деталей цилиндро-поршневой группы рекомендуется очистка топлива путем centrifугирования, причем даже для таких марок, как дизельные по ГОСТам 4749—49* и 305—62*. Тем более все марки тяжелого топлива, и особенно те из них, которые имеют температуру застывания больше 0°С, требуют перед употреблением очень хорошей очистки. В качестве первой стадии очистки топлива этих марок в стационарных силовых установках обязательно применяется отстой с

подогревом до наибольшей температуры, разрешаемой номограммой на рис. 69. То же самое настоятельно рекомендуется и для судовых установок*. Правильная организация снабжения судовых СУ тяжелым топливом должна предусматривать подачу на суда полностью очищенного топлива или, в крайнем случае, топлива, прошедшего первую стадию очистки—отстой с подогревом до температуры $t > 100^{\circ}\text{C}$, при помощи которого из топлива можно удалить большое количество взвешенных примесей и всю воду.

Емкость каждой из двух отстойных цистерн в зависимости от принятой цикличности очистки должна быть равна суточному или полусуточному расходу топлива силовой установкой. Полный цикл очистки тяжелого топлива включает в себя:

- а) время нагрева топлива в отстойной цистерне до предельно допустимой температуры;
- б) время спокойного отстоя при выключенном устройстве для нагревания;

* Чтобы обеспечить эффективный (высокотемпературный) отстой в судовых СУ, стенки отстойных цистерн не должны омываться забортной водой.

в) время, необходимое для сепарирования топлива, прошедшего отстой;

г) время заполнения отстойной цистерны новой порцией топлива. При емкости отстойных цистерн, отвечающей суточному расходу, продолжительность полного цикла очистки равна 24 ч, а при полусуточном — 12 ч. Рекомендации по устройству отстойных цистерн изложены в п. 23 настоящей главы.

Второй стадией очистки тяжелых сортов топлива является центрифугирование с предварительным подогревом до температуры, рекомендуемой номограммой на рис. 69. Центрифугирование часто сопровождается промывкой топлива горячей водой, имеющей температуру, близкую к 100° С. Количество промывочной воды лежит в пределах 5—20 % от пропускной способности сепараторов.

Как при промывке топлива водой, так и только при очистке его от грязи в современных силовых установках производится последовательная двойная очистка тяжелых сортов топлива.

Перед поступлением в сепараторы топливо проходит паровые или электрические подогреватели (см. п. 23 настоящей главы). Ниже приводятся сведения о количестве центробежных сепараторов для очистки топлива, предусматриваемых в составе оборудования современных установок. На рис. 73 приведены графики для определения числа центробежных сепараторов в зависимости от вязкости применяемого топлива и мощности двигателей силовой установки. Графики составлены исходя из технических данных данного сепаратора системы «Лаваль» (типа 18-1929-С), допускающего непрерывную работу в течение 18 ч в сутки при производительности 1800—2300 л/ч при сепарировании тяжелого топлива с температурой 85° С.

Если применять сепараторы большей производительности, их число соответственно уменьшается.

В табл. 11 приведены сведения о числе фактически установленных сепараторов на современных теплоходах, двигатели которых работают на тяжелых сортах топлива. Из таблицы видно, что на каждые 2000 э. л. с. мощности силовых установок предусмотрен один сепаратор производительностью 1800—2300 л/ч, что соответствует 1 л часовой производительности на 1 э. л. с. установленной

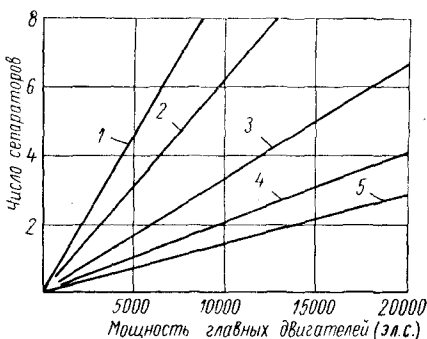


Рис. 73. Рекомендуемое фирмой «Зульцер» число центробежных сепараторов в зависимости от мощности главных двигателей при следующей вязкости топлива в сек Редвуда I (при 50° С):

1 — 2500 (575 ccm); 2 — 1500 (350 ccm);
3 — 700 (160 ccm); 4 — 375 (90 ccm);
5 — 260 (65 ccm)

Число центральных сепараторов в силовых установках теплоходов

Назначение теплоходов	Мощность главных двигателей, э. л. с.	Часовой расход топлива, кг/ч	Допустимая вязкость топлива *		Установленные сепараторы			Система установленных сепараторов	Часовая производительность одного сепаратора, л/ч
			сек Ред-вуда I	сст	Количество		Марки		
					Общее число	В том числе для сепарирования топлива			
Грузо-почтово-пассажирский	10 300	1725	3500	820	6	4	Vib1939C и Vib1519	«Лаваль»	2300
	8750	1275	3500	820	4	3	Px309 и Vib1939C		1800
Грузо-пассажирский	9300	1460	3500	820	7	5	—	«Шарплес»	2300
Грузовой	4670	750	1500	370	6	4	SAOG	«Вестфалия»	1800—2500
Грузовой	6300	1000	1500—3000	370—820	4	4	—	«Шарплес» и «Лаваль»	1300
Грузовой	5100	800	1500	370	5	3	V1714G и V1734G	«Лаваль»	2300
	6500	1000	3500	820	6	4	Vib1919C и Vib1939C		4600
Танкер	7850	—	3500	820	4	2	—	«Вестфалия»	2300
Грузовой	6650	1080	3500	820	7	5	—	«Лаваль»	4000 (общая)
	15 400	1186×2	3500	820	7	5	—		4000 (общая)
Грузовой	6000	950	3500	820	4	4	Px309 и Vib1939C	«Лаваль»	1300
									2300

* Вязкость при температуре 100° F, или 37,5° C (см. номограмму на рис. 69).

мощности главных двигателей. Для двигателей стационарных силовых установок, работающих на тяжелом топливе, рекомендуется эта же норма комплектации центробежными сепараторами.

В связи с бурным развитием автоматизации и широким ее внедрением в силовые установки с ДВС встал вопрос об очистке тяжелого топлива только отстоем и фильтрацией [53], но в то же время широкое распространение получили самоочищающиеся центробежные сепараторы, часть которых полностью приспособлена для автоматизированных дизельных установок (МАРХ-313Т, -210Т, -207S, -205Т и Рх309 производительностью 1,8 — 8,4 м³/ч при вязкости 1500 сек Редвуда I и $t = 37,5^{\circ}\text{C}$). Высокие температуры тяжелого топлива при центрифугировании привели к созданию полностью герметизированных сепараторов.

Применение центробежных сепараторов обеспечивает:

- а) резкое увеличение срока службы топливной аппаратуры;
- б) снижение удельных износов деталей цилиндро-поршневой группы дизелей на 1000 ч работы. Сведения о центробежных сепараторах приведены в п. 23 настоящей главы.

Если в состав транспортной или передвижной силовой установки по тем или иным соображениям центробежные сепараторы ввести затруднительно, то легкое (дизельное) топливо рекомендуется сепарировать на месте базирования этих установок. В тех случаях, когда сепарирование топлива этих марок не обеспечивается и на месте базирования, необходимо принимать меры по тщательному фильтрованию топлива при его приемке в баки силовой установки. Для этого используются специальные фильтры-воронки (см. п. 23 и рис. 100), в которых в качестве фильтрующего материала применяется натуральная замша или многослойные мешки из шелковых тканей типа искусственного шелкового полотна.

Для защиты топливоперекачивающих насосов от возможных повреждений непосредственно перед ними устанавливаются фильтры грубой очистки с фильтрующими сетками, имеющими 16—25 и более ячеек на 1 см² площади. Перед поступлением топлива к топливным насосам высокого давления оно проходит через фильтры тонкой очистки, в которых фильтрующими материалами являются высококачественный фетр, сукно или пакеты с фильтрующими сетками с числом ячеек от 2500 до 10 000 на 1 см² площади (толщина проволоочной пряжи от 0,1 до 0,05 мм). Непосредственно перед форсунками у многих ДВС топливо проходит последнюю стадию фильтрования через щелевые фильтры высокого давления (системы «Хессельман») или губчатые (пористые) металлические фильтры.

22. СХЕМЫ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ ДВС

В силовых установках с высокооборотными ДВС топливо должно подвергаться хорошей очистке без подогрева, как это показано на рис. 74. На рис. 75 приведена схема топливной системы

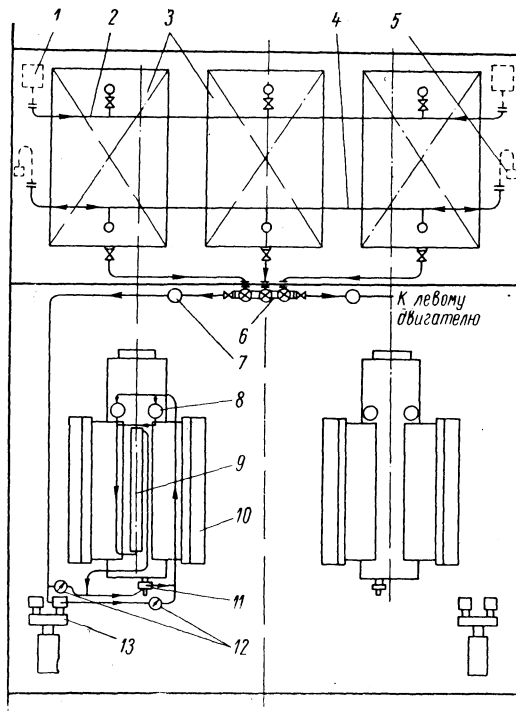


Рис. 74. Схема системы топливопитания мощных V-образных дизелей судовой СУ:

1 — приемные фильтры-воронки; 2 — наливной трубопровод; 3 — топливные цистерны; 4 — воздушные трубы замещения; 5 — предохранительные противозрывные устройства; 6 — клапанная коробка; 7 — фильтр; 8 — фильтр тонкой очистки на двигателе; 9 — топливный насос высокого давления; 10 — двигатель; 11 — топливоподкачивающий насос двигателя; 12 — невозвратные клапаны; 13 — топливо-маслоподкачивающий насос для подкачки перед пуском

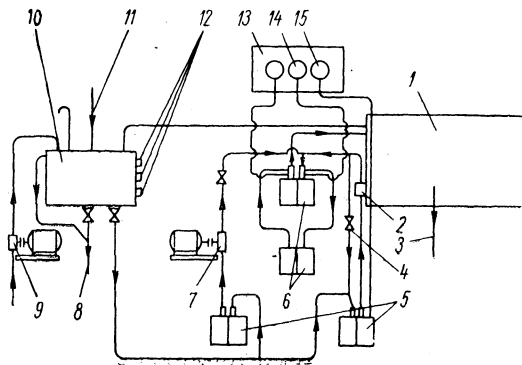


Рис. 75. Схема топливной системы двигателя Д100:

1 — двигатель; 2 — топливоподкачивающий насос двигателя; 3 — слив топлива из двигателя; 4 — пружинный перепускной клапан; 5 — фильтры грубой очистки; 6 — фильтры тонкой очистки (двухместные, включенные параллельно); 7 — насос подкачки топлива перед пуском; 8 — аварийный слив и перелив топлива; 9 — насос подкачки топлива в расходную цистерну; 10 — расходная цистерна; 11 — подача топлива от резервного подкачивающего насоса; 12 — датчики уровня; 13 и 14 — манометры; 15 — мановакуумметр

Рис. 76. Принципиальная схема системы топливопитания для работы на тяжелом топливе:

1 — фильтры грубой очистки; 2 — топливоподкачивающие насосы; 3 — невозвратные перепускные клапаны (пружинные); 4 — топливохранилища; 5 — подогреватели; 6 — терморегуляторы; 7 — топливоперекачивающие насосы; 8 — расходные цистерны тяжелого топлива; 9 — паровой подогреватель топлива перед центробежными сепараторами; 10 — электрический подогреватель; 11 — терморегулятор; 12 — центробежные сепараторы для последовательной очистки; 13 — воздушные трубы; 14 — колонки для измерения расхода топлива; 15 — труба подачи пускового топлива; 16 — расходные цистерны пускового топлива; 17 — быстродействующие клапаны отключения при измерении расхода; 18 — фильтр тонкой очистки; 19 — предохранительно-перепускной клапан; 20 — двигатель; 21 — топливный насос высокого давления; 22 — приводы дистанционного управления кранами переключения

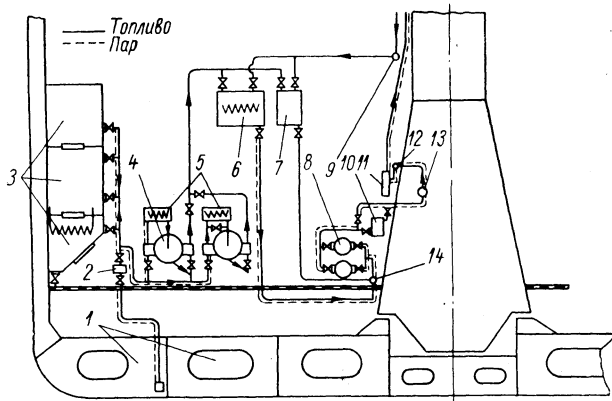
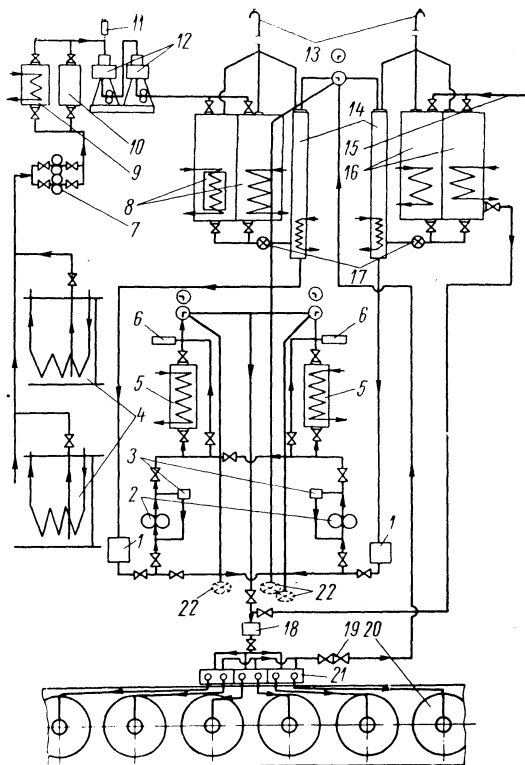


Рис. 77. Схема системы топливоподготовки и топливопитания, рекомендуемая фирмой «Фиат» для двигателей С-750-S:

1 — топливохранилища; 2 — топливоперекачивающий насос; 3 — отстойная цистерна; 4 — центробежные сепараторы; 5 — подогреватели топлива; 6 — расходная цистерна топлива; 7 — расходная цистерна пускового топлива; 8 — топливоподкачивающие насосы; 9 — сборный коллектор возвратного топлива; 10 — подогреватель; 11 — насосы высокого давления; 12 — распределительный коллектор; 13 — фильтр тонкой очистки; 14 — кран перевода с тяжелого на пусковое топливо, и наоборот

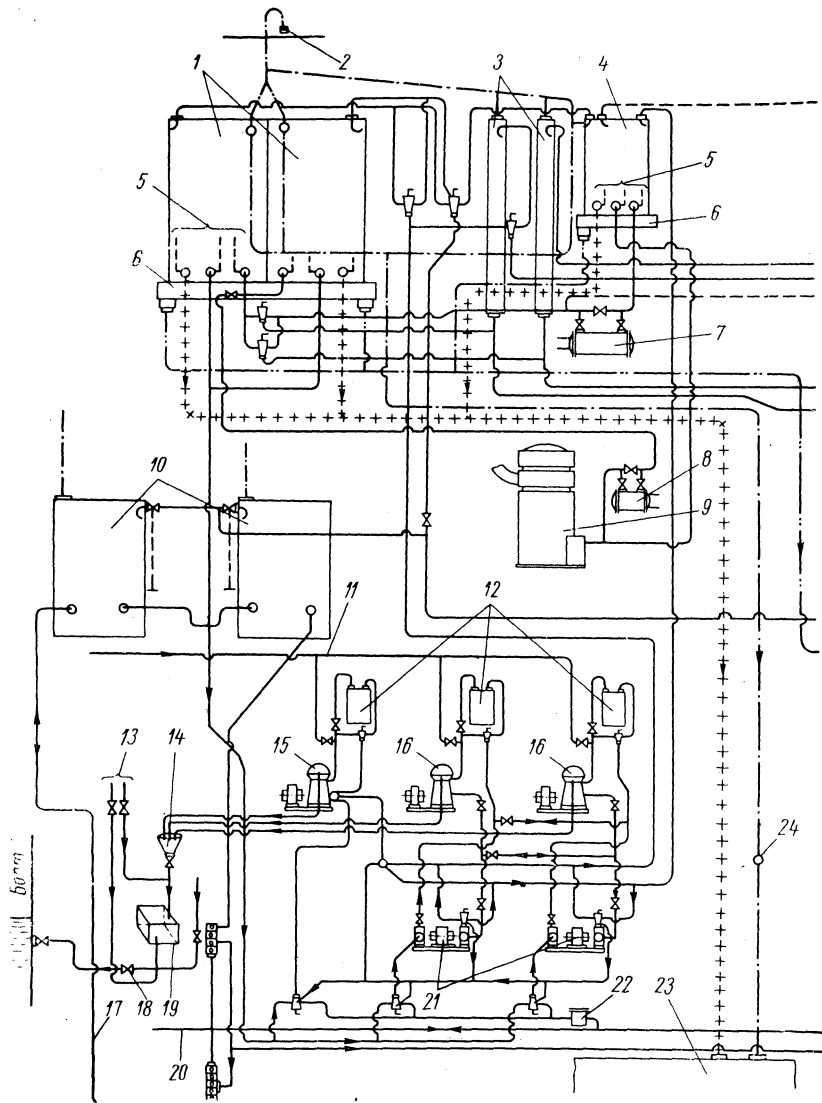
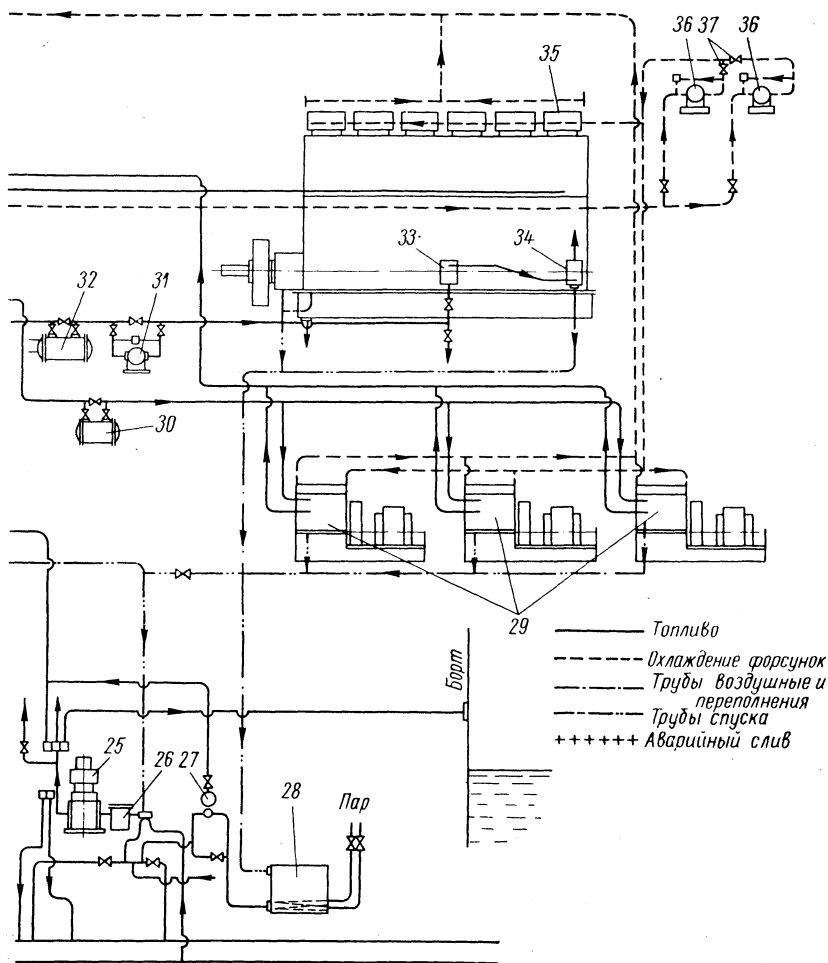


Рис. 78. Схема топливного трубопровода судовой СУ с двига

1 — расходные цистерны тяжелого топлива; 2 — защитное противозрывное устройство ходная топливная цистерна дизель-генераторов; 3 — приводы дистанционного управле используемого для охлаждения форсунок главного двигателя; 4 — подогреватель топлива цистерны; 5 — трубопровод горячей воды для топливных сепараторов; 6 — подогрев ния отходов (воды и грязи) из сборной цистерны 19; 7 — воронка для слива воды и грязи на него насосами; 8 — топливные сепараторы с независимыми насосами 21; 9 — топ клапан; 10 — труба приема запасов топлива; 11 — фильтр грубой очистки; 12 — сливная 25 — топливоперекачивающий насос; 13 — фильтр; 14 — ручный насос; 15 — сточная для дизель-генераторов; 16 — топливоподкачивающий насос главного двигателя; 17 — 34 — топливные насосы высокого давления; 18 — главный двигатель; 19 — циркуля



телями системы «Зульцер», работающими на тяжелом топливе:

на воздушной трубе замещения; 3 — колонки для измерения расхода топлива; 4 — рас-
 ния кранами; 6 — поддоны расходных цистерн; 7 — охладитель дизельного топлива,
 для вспомогательного парового котла; 9 — паровой котел; 10 — бортовые отстойные
 ватели топлива перед сепараторами; 13 — трубопроводы сжатого воздуха для вытесне-
 из топливных сепараторов; 15 — резервный топливный сепаратор с двумя навешенными
 ливный трубопровод к сепараторам и отстойным цистернам; 18 — пружинный сливной
 топливная цистерна в междудонном пространстве; 24 — смотровое (контрольное) стекло;
 топливная цистерна; 29 — дизель-генераторы; 30 — подогреватель тяжелого топлива
 подогреватель тяжелого топлива для главного двигателя; 33 — фильтр тонкой очистки;
 ционные насосы охлаждения форсунок главного двигателя; 37 — невозвратные клапаны

дизель-генератора с двигателем Д100, работающим на дизельном топливе.

Системы питания двигателей тяжелым топливом могут быть выполнены по различным схемам в зависимости от типа двигателей и назначения СУ.

На рис. 76 и рис. 77 представлены скелетные схемы топливных трубопроводов двигателей «Зульцер» и ФИАТ, работающих на тяжелом топливе с вязкостью до 3500 *сек* Редвуда I (820 *сст*) при температуре 37,5° С (что соответствует 33 *сст* при 100° С). В этих схемах устанавливается лишь взаимосвязь между основными элементами систем топливопитания, включая очистку, но не отражена их связь с родственными системами и устройствами машинных отделений.

На рис. 78 представлена развернутая рабочая схема топливного трубопровода судовой установки с главным двигателем, работающим на тяжелом топливе. В ней отображена связь системы топливопитания двигателей с другими родственными трубопроводами машинного отделения. Наименование элементов схемы дано в подрисуночном перечне, а их взаимодействие можно проследить по схеме.

На рис. 79 показана скелетная схема системы топливопитания дизельной СУ мощностью 6500 *квт* для американских радиостанций. Пусковое топливо хранится в двух цистернах 1 общей емкостью 230 *м*³.

Насос объемного типа 3 производительностью 2,5 *м*³/*ч* при вязкости 100 *сст* принимает топливо из хранилищ через сетчатый фильтр 2 (сетка: 16 ячеек на 1 *см*²) и подает его через двухпутевой кран 4 и целлюлозный фильтр 5 к двум расходным цистернам 9 емкостью по 1,9 *м*³ каждая, оборудованным поплавковыми регуляторами наполнения 8 и устройствами для контроля уровня топлива в цистернах. Из цистерн 9 топливо поступает к двигателям через краны-расходомеры 7.

Ко второй расходной цистерне пусковое топливо подается по трубе 6.

Тяжелое топливо с вязкостью около 10 000 *сек* Редвуда I (~2500 *сст*) при температуре 37,5° С хранится в двух подземных цистернах 10 общей емкостью 1200 *м*³. Для отстоя воды из тяжелого топлива, удаляемого при зачистке основных топливохранилищ, имеется специальная цистерна 11 емкостью 1,9 *м*³. Тяжелое топливо перекачивается из основных хранилищ 10 и из цистерны 11 насосом объемного типа 21 производительностью около 2,0 *м*³/*ч* при вязкости не более 2000 *сст* и проходит через приемный сетчатый фильтр грубой очистки 20 с сеткой, имеющей четыре или более ячеек на 1 *см*².

Через спаренные трехходовые краны 12 и краны-расходомеры 7 топливо поступает в подогреватели 13, а затем в центробежные сепараторы 14. Краны-расходомеры имеют сигнальные устройства,

оповещающие о превышении расхода. Центробежные сепараторы оборудованы терморегуляторами, поддерживающими постоянную температуру (115°C) топлива при его сепарировании. Производительность каждого сепаратора равна 1000 л/ч при вязкости топлива 36 ссм . Приводимые здесь физические свойства топлива по вязкости значительно превышают допустимые пределы, принятые для топлива судовых СУ за рубежом, а также для отечественных котельных мазутов по ГОСТу 10585—63. Отсепарированное горячее топливо перекачивается независимым электронасосом 15 объемного типа и проходит через двухпутевой кран 4,

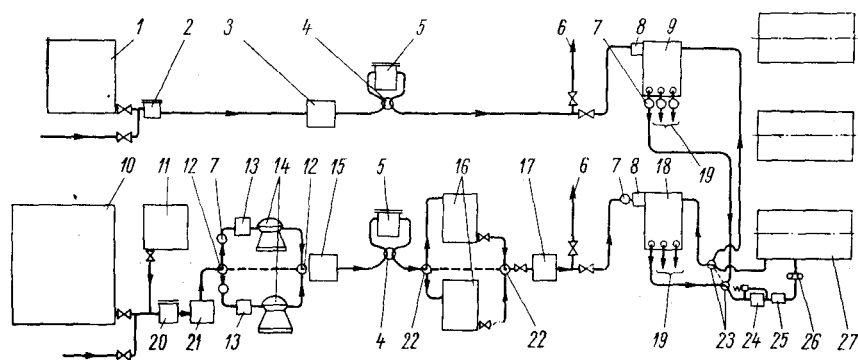


Рис. 79. Схема системы топливоподготовки и питания для стационарной силовой установки, работающей на тяжелом топливе

целлюлозный фильтр 5 и далее через спаренные угловые краны 22 в цистерны 16 хранения очищенного топлива. Производительность насоса 15 равна $2,5\text{ м}^3/\text{ч}$ при вязкости топлива 100 ссм .

Цистерны 16 емкостью по 19 т каждая оборудованы сигнальными устройствами для контроля уровня, а также автоматами для ограничения верхнего уровня. Из цистерн 16 топливо перекачивается независимым электронасосом 17 в две расходные цистерны 18 емкостью по $1,9\text{ м}^3$ каждая, оборудованные расходомерами 7, поплавковыми регуляторами наполнения 8 и устройствами для контроля уровня в них. Из расходных цистерн через спаренные угловые краны 23 топливо последовательно проходит через топливоподкачивающие насосы 24, подогреватели 25 и двухместные фильтры тонкой очистки 26 и поступает к топливным насосам высокого давления двигателя 27 или по трубам 19 к другим силовым агрегатам.

При помощи спаренных угловых кранов 23 производится переключение работы двигателей на пусковое или тяжелое топливо. Так как охлаждение форсунок двигателей производится

топливом, то краны 23 обеспечивают возврат топлива, идущего на охлаждение форсунок, в ту цистерну, из которой происходит питание двигателя топливом в данный момент. Данная схема топливопитания предназначена для обслуживания четырехтактных дизелей заводов «Вортингтон» (модель SRD-8, мощность 1250 квт при 450 об/мин) и «Чикаго-Пневматик» (модель CP-69, мощность 315 квт при 1000 об/мин).

Рассмотренными здесь схемами систем топливопитания для двигателей,

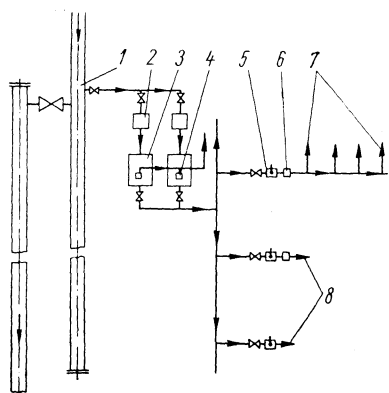


Рис. 80. Схема питания топливным газом газомоторных компрессоров 10ГК-1 на компрессорных станциях:

- 1 — магистральная труба низкого давления; 2 — редукторы; 3 — ресиверы;
- 4 — предохранительные клапаны; 5 — пусковые топливные краны; 6 — заслонки регуляторов; 7 — топливные краны рабочих цилиндров; 8 — топливный газ к другим двигателям

работающих на тяжелых сортах топлива, не исчерпывается все разнообразие их исполнений. Современные топливные системы в различных сочетаниях включают в себя такие элементы, как отстой, грубая и тонкая фильтрация, двойное сепарирование с промывкой топлива горячей водой, его подогрев на всем пути движения от топливозапасников до форсунок, автоматическое регулирование температуры или вязкости перед сепараторами, насосами высокого давления и непосредственно перед форсунками двигателей.

При разработке схем питания газовых двигателей топливным газом необходимо учитывать, для какого типа двигателя эта схема предусматривается. Давление топливного газа $p_{т.г}$ перед смесителем четырехтактного двигателя

зависит от давления воздуха p_k перед всасывающими клапанами и может быть определено из условия

$$p_{т.г} = p_k + 0,5 \text{ кг/см}^2.$$

Давление топливного газа в системах топливопитания двухтактных двигателей зависит от способа введения топлива в рабочие цилиндры.

Если топливо вводится в процессе сжатия воздуха, то его давление перед клапаном регулятора находится в пределах 1,5—3,5 кг/см².

Точное давление топливного газа дается в документах завода, поставляющего двигателя.

Схема топливопитания для газомоторных компрессоров 10ГК-1 и др. приведена на рис. 80.

23. УСТРОЙСТВА И МЕХАНИЗМЫ, ВХОДЯЩИЕ В СОСТАВ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ

Приемные трубы. Для той части топлива, которая поступает из топливного хранилища в приемную трубу, как уже указывалось в п. 20, осуществляется местный подогрев. Для этой цели вокруг приемной трубы устанавливается змеевик по схеме, представленной на рис. 67. Рекомендации по расчету элементов змеевиков изложены в п. 24 настоящей главы, а его основные размеры D и H определяются исходя из общей поверхности нагрева F и диаметра греющих труб.

На рис. 81 представлена схема поплавковой приемной трубы. Приемная труба 2 имеет шарнирное устройство 3, ограничитель 4, предотвращающий захват воды из защитного слоя 7, и удерживается на заданной глубине ниже уровня топлива 8 в хранилище 1 при помощи поплавка 6. Змеевик 5 образует замкнутый контур (объем) вокруг приемной трубы (см. рис. 67). Трубы подвода пара и отвода конденсата также должны иметь шарнирные устройства.

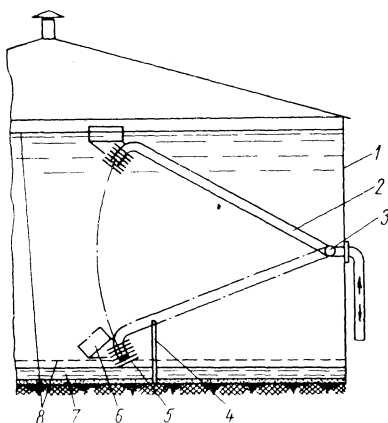


Рис. 81. Схема поплавковой приемной трубы топливохранилища

Во избежание излишней потери теплоты трубы свежего пара следует проводить внутри шарнирной трубы, а трубу возврата конденсата — параллельно ей. Узел 3 может быть значительно упрощен, если для подвода свежего пара к поворотной трубе и отвода конденсата вместо жестких шарнирных устройств применить нефтестойкие бронированные гибкие трубы.

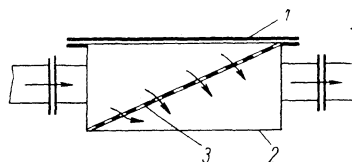


Рис. 82. Приемный топливный фильтр грубой очистки:

1 — крышка; 2 — сварной корпус;
3 — перфорированный стальной лист

Грязевики. Для защиты топливных трубопроводов от возможного их засорения крупными включениями, находящимися в тяжелом топливе, перед каждым топливохранилищем целесообразно устанавливать простейшие фильтры грубой очистки, конструкция которых приведена на рис. 82. Толщина наклонного перфорированного стального листа равна 5—6 мм. Диаметр отверстий в листе — 10—12 мм. Общая площадь живого сечения всех отверстий в решетке должна быть в 5—8 раз больше площади живого сечения труб подвода и отвода топлива.

Распределительные коробки. В целях сокращения длины труб и количества и веса арматуры, обслуживающей топливные системы, рекомендуется применять универсальные клапанно-распределительные коробки, которые позволяют перекачивать топливо из одного хранилища в другое в самых разнообразных сочетаниях. Эскиз такой коробки приведен на рис. 83.

Корпус коробки — параллелепипед, разделенный вдоль перегородкой 1. Левый продольный канал, в свою очередь, разделен на два продольных канала перегородкой 2. Правый продольный канал 3 разделен на отдельные отсеки поперечными вертикальным перегородками; каждый отдельный отсек имеет два клапана, соединяющих его с верхним и нижним левыми продоль-

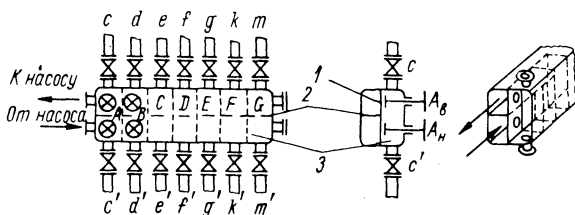


Рис. 83. Универсальная клапанно-распределительная коробка

ными каналами, и два патрубка (верхний и нижний) для присоединения труб, обслуживающих топливохранилища или цистерны оперативного назначения.

Если у коробки использовать только одни нижние или только одни верхние патрубки, то число обслуживаемых ею топливохранилищ будет равно числу вертикальных отсеков A, B, C, \dots

Если коробка будет использована по схеме на рис. 83, то количество обслуживаемых ею точек удваивается. При необходимости обслуживания большого числа точек можно соединять две или три коробки при помощи торцевых патрубков.

Число возможных переключений, а следовательно и вариантов перекачек топлива, очень велико, что видно из табл. 12, составленной только для двух отсеков коробки A и B . Если семисекционная коробка обслуживает семь топливохранилищ, то число сочетаний из 7 по 2 будет равно 21. Число возможных вариантов перекачек при включении семисекционной коробки по схеме на рис. 83 при 14 обслуживаемых топливохранилищах будет равно 168. Ценность таких универсальных клапанных коробок заключается еще и в том, что с их помощью можно легко обеспечивать смешивание двух видов топлива.

Отстойные цистерны. Отстойная цистерна для первичной очистки топлива показана на рис. 84. Ее устройство должно удовлетворять следующим требованиям.

Варианты возможных переключений

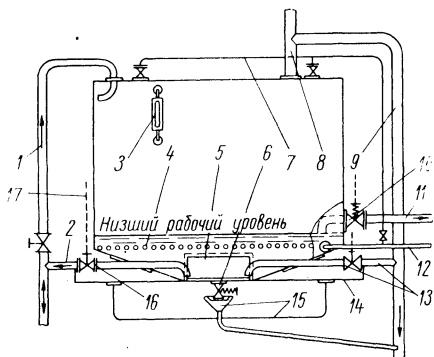
Направление перекачки	Открытые клапаны	Закрытые клапаны
$c \longrightarrow d$	$A_v; B_n; c \text{ и } d$	$A_n; B_v; c' \text{ и } d'$
$c \longleftarrow d$	$A_n; B_v; c \text{ и } d$	$A_v; B_n; c' \text{ и } d'$
$c' \longrightarrow d'$	$A_v; B_n; c' \text{ и } d'$	$A_n; B_v; c \text{ и } d$
$c' \longleftarrow d'$	$A_n; B_v; c' \text{ и } d'$	$A_v; B_n; c \text{ и } d$
$c \longrightarrow d'$	$A_v; B_n; c \text{ и } d'$	$A_n; B_v; c' \text{ и } d$
$c \longleftarrow d'$	$A_n; B_v; c \text{ и } d'$	$A_v; B_n; c' \text{ и } d$
$c' \longrightarrow d$	$A_v; B_n; c' \text{ и } d$	$A_n; B_v; c \text{ и } d'$
$c' \longleftarrow d$	$A_n; B_v; c' \text{ и } d$	$A_v; B_n; c \text{ и } d'$

Примечание. Индексы v и n относятся соответственно к верхним и нижним патрубкам или клапанам.

1. Объем отстойных цистерн необходимо определять исходя из принятой цикличности очистки и суточного расхода топлива си-

Рис. 84. Устройство отстойной топливной цистерны с подогревом:

1 — труба наполнения; 2 — труба слива; 3 — безопасное контрольное стекло; 4 — змеевик подогрева; 5 — крышка грязевика; 6 — спускной самозапирающийся клапан; 7 — трубки системы пропаривания; 8 — воздушная труба; 9 — труба слива при переполнении; 10 — приемный клапан; 11 — приемная труба; 12 — труба подвода пара к змеевику; 13 — труба и клапан слива; 14 — поддон; 15 — сточные трубы; 16 — клапан и труба 2 для принудительного осушения цистерны; 17 — дистанционные приводы клапанов 10, 13 и 16



ловой установкой с 10 %-ной надбавкой, учитывающей неполноту использования объема.

2. Поверхность паровых змеевиков должна обеспечивать подогрев полного объема топлива в отстойной цистерне до

наибольшей допустимой температуры не более чем за 4 ч при 24-часовом цикле и не более чем за 2 ч при 12-часовом цикле.

3. Змеевики паровых подогревателей должны равномерно располагаться у нижнего днища по всему сечению цистерны.

4. Трубы приема топлива из отстойных цистерн должны быть расположены так, чтобы после обычной откачки над змеевиками обогрева оставался слой топлива толщиной до 100 мм. При необходимости отстойные цистерны должны полностью освобождаться

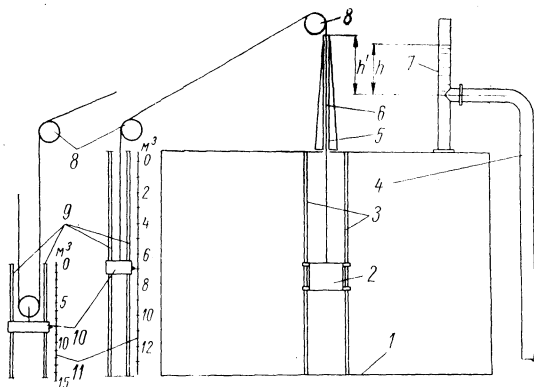


Рис. 85. Схема поплавкового указателя уровня:

1 — корпус цистерны; 2 — поплавок; 3 — направляющие поплавка; 4 — труба перелива; 5 — ребра; 6 — трубка для троса; 7 — воздушная труба; 8 — блоки; 9 — направляющие груза (противовеса); 10 — противовес; 11 — измерительные шкалы

от топлива или сливом через трубу и клапан спуска 13, или откачкой через клапан 16 и трубы 1 и 2 (см. рис. 84).

5. Трубы, подводящие пар к змеевикам, внутри цистерн не должны иметь прямого контакта с парами топлива.

6. Для подогрева топлива должен использоваться только насыщенный пар с избыточным давлением не более 3 кг/см^2 .

7. Отстойные цистерны целесообразно оборудовать автоматами со световой и звуковой сигнализацией, оповещающей обслуживающий персонал о наступающем их переполнении, с последующей автоматической остановкой насоса.

8. Отстойные цистерны должны быть оборудованы указателями уровня в виде устройств поплавкового типа (рис. 85), в виде безопасных контрольных стекол (рис. 86) или в виде пневмеркаторов. Напор h (см. рис. 85), при котором обеспечивается слив топлива, должен быть меньше высоты h' трубки, уплотняющей трос поплавкового устройства.

9. Для защиты цистерн от разрушения в случае переполнения, а также для замещения топлива воздухом и наоборот, они должны

быть оборудованы воздушными трубами и трубами переполнения, имеющими живое сечение на 15—20 % больше живого сечения труб наполнения.

10. По трубам переполнения излишнее топливо должно направляться в специальную сточную топливную цистерну, которая всегда должна быть пустой, т. е. способной вместить в себя значительное количество переливающегося топлива.

11. Воздушные трубы должны быть выведены за пределы помещений (в атмосферу) и иметь на выходных отверстиях специаль-

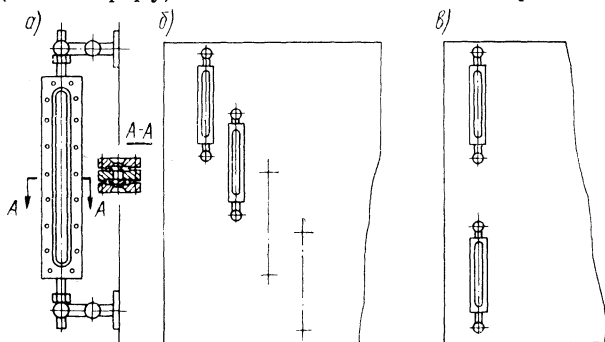


Рис. 86. Способы установки контрольно-измерительных безопасных стекол:

a — схема стекла; *b* — расположение при непрерывном контроле; *v* — расположение при контроле только верхнего и нижнего уровней

ные устройства (рис. 87) для защиты от попадания искр и от распространения взрывов паров топлива, могущих произойти при загазованности мест выводов воздушных труб.

14. Отстойные цистерны должны иметь спускные самозапирающиеся клапаны специальной конструкции (рис. 88) с живым сечением, достаточным для спуска воды из топлива в процессе его отстоя. Спуск воды должен производиться через воронку и трубы в сточную цистерну, из которой содержимое периодически откачивается в дренаж или за борт (на судах) через очистительные устройства. Очиститель сточных вод, применяемых в судовых силовых дизельных установках, представлен на рис. 89. Следует обратить внимание проектировщиков силовых установок с ДВС на всю серьезность вопроса очистки сточных вод от нефтепродуктов всех видов, так как загрязнение обширных акваторий морей и океанов чревато тяжелыми последствиями для их животного мира *, не говоря уже о последствиях такого засорения во внутренних водных бассейнах. Отечественными судостроительными заводами используются сепараторы сточных вод типа СТВ-10,50 и 100; они пригодны и для стационарных СУ.

* Загрязнение акваторий запрещено Международной конвенцией.

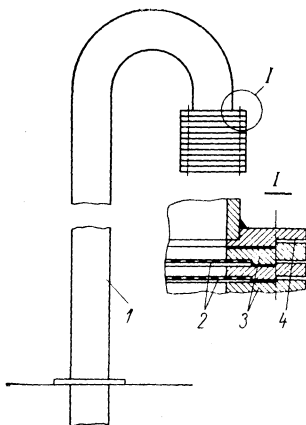


Рис. 87. Защитное противовзрывное устройство для воздушных труб замещения и вентиляции:

1 — воздушная труба; 2 — красно-медные сетки; 3 — прокладки; 4 — набор стальных колец, несущих защитные сетки

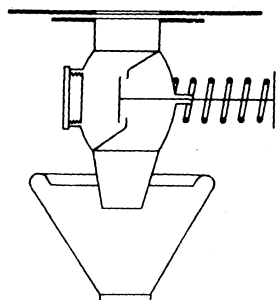


Рис. 88. Самозакрывающийся пружинный спускной клапан

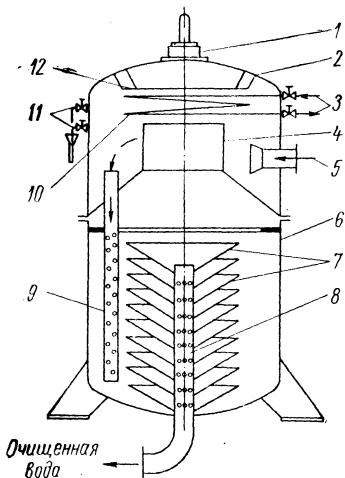


Рис. 89. Фильтр системы «Турбуло» для отделения нефтепродуктов от воды:

1 — выход нефтепродуктов; 2 — верхняя, обогреваемая часть корпуса; 3 — подвод пара и отвод конденсата; 4 — отбойный воротник; 5 — вход загрязненной воды; 6 — нижняя часть корпуса; 7 — делительные конусы; 8 — сборная выходная труба; 9 — опускные трубы; 10 — змеевик подогрева; 11 — пробные краны; 12 — отбойный зонт

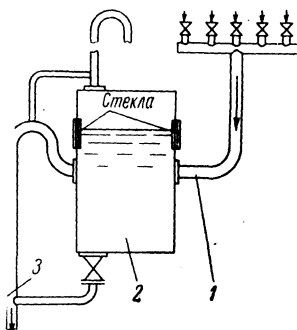


Рис. 90. Бак для контроля чистоты конденсата:

1 — конденсат из змеевиков обогрева; 2 — цистерна визуального контроля; 3 — сток в сборную цистерну

13. Для контроля температуры топлива в отстойных цистернах и приемных трубах должны устанавливаться палочные термометры в закрытых карманах, а также датчики дистанционных термометров.

14. Для удобства периодического удаления грязи (шлама) при очистке отстойных цистерн их нижнее днище целесообразно делать в виде грязевика с бортовой горловиной, имеющей съемную крышку, через которую грязь может быть удалена при помощи скребков рабочими, находящимися вне цистерн.

15. Для обеспечения безопасности при очистке отстойных цистерн они должны быть оборудованы штатными трубами для пропаривания цистерн перед вскрытием для очистки.

16. Конденсат пара, возвращающийся из змеевиков обогрева топлива и масла, должен подвергаться систематическому визуальному контролю в специальном устройстве. Это необходимо для защиты паровых котлов от попадания в них нефтепродуктов. Эскиз такого устройства показан на рис. 90.

17. В целях повышения пожарной безопасности силовых установок и поддержания чистоты все отдельно стоящие топливные цистерны должны иметь поддоны для улавливания утечек топлива через неплотности арматуры и в соединениях труб, а также в случаях повреждения цистерн. Допускается развивать в поддоны нижние днища топливных цистерн, как это показано на рис. 84. Поддоны оборудуются сточными трубами, направляющими топливо в сточную цистерну.

18. Все топливные цистерны, размещаемые в пределах машинных отделений, должны быть оборудованы быстрозапорными клапанами и трубами для спуска топлива в сточную топливную цистерну в случаях пожаров. Управление быстрозапорными клапанами должно быть обеспечено как с мест их установки, так и с мест, расположенных вне машинных отделений. Один из видов быстрозапорных клапанов представлен на рис. 91.

Изложенные рекомендации, кроме пп. 1, 2, 7 и 14, распространяются на все топливные цистерны оперативного назначения. Для определения количества топлива в топливохранилищах и в топливных цистернах различного назначения применяется несколько видов измерительных устройств от простейших измерительных реек, именуемых футштоками, и до специальных измерительных станций дистанционного типа. Каждая цистерна в зависимости от ее конфигурации должна иметь свою измерительную рейку. Если рейка имеет градуировку в см, то составляется таблица соответствия шкалы рейки шкалам цистерн. В случаях, когда необходим постоянный визуальный контроль за уровнем топлива, применяются контрольно-измерительные стекла безопасного типа (Клингера), используемые в паровых котлах низкого давления. Стекла устанавливаются по схеме, приведенной на рис. 86. При большой высоте топливохранилищ или при неудобстве измерения

уровней в них пользуются поплавковыми указателями уровня (см. рис. 85) или пневмеркаторными станциями (рис. 92). Если необходимо измерить количество топлива в хранилище z (см. рис. 92),

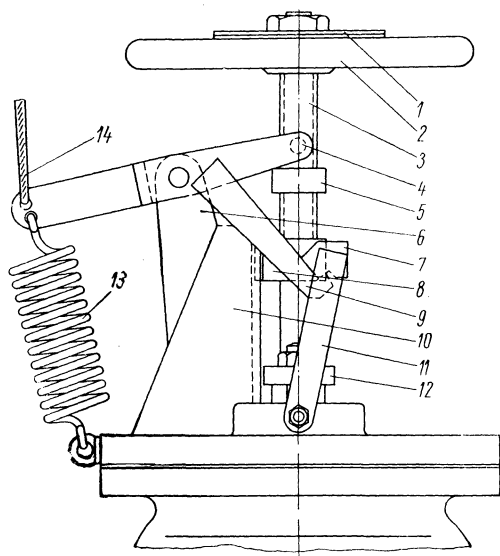


Рис. 91. Кинематика быстродействующего запорного клапана с дистанционным управлением:

1 — диск указателя назначения клапана; 2 — маховик непосредственного управления; 3 — шток клапана; 4 — рычаг дистанционного управления; 5 — регулирующая нарезная шайба; 6 — стойка крепления дистанционного привода; 7 — стопорная рамка; 8 — маточная гайка механизма запираания; 9 — захват, удерживающий стопорную рамку; 10 — направляющая маточной гайки; 11 — боковые поводки стопорной рамки; 12 — сальник штока; 13 — пружина; 14 — трос дистанционного привода

надо поставить трехходовые краны в положения, показанные на схеме, и с помощью насоса 5 заполнить воздухом трубки вплоть до колокола б, после чего с помощью крана 4 переключить трубки

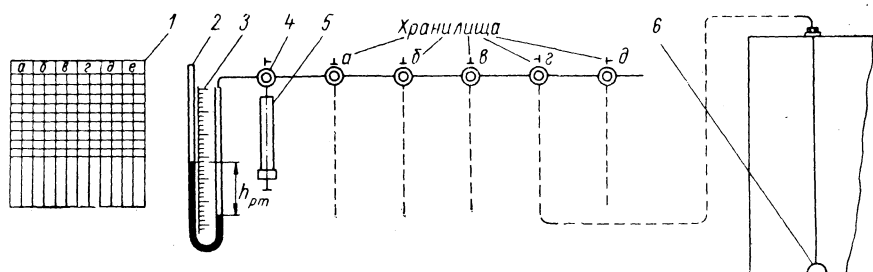


Рис. 92. Принципиальная схема пневмеркаторной системы для измерения уровня топлива в цистернах

на U-образный манометр 2. По разности уровней в U-образной трубке с ртутным заполнением можно определить уровень топлива в цистерне z , пользуясь формулой

$$H_m = h_{рт} \frac{\gamma_{рт}}{\gamma_m}, \quad (95)$$

где $h_{рт}$ и $\gamma_{рт}$ — высота столба и удельный вес ртути; H_m и γ_m — высота столба и удельный вес топлива.

Пневмеркаторные станции снабжаются таблицами 1 емкостей цистерн в зависимости от положения уровней топлива в них. При необходимости шкалу 3 U-образного манометра 2 можно градуировать в объемах с учетом удельных весов жидкостей и конфигурации цистерн.

Подогреватели и регуляторы. Подогрев топлива перед сепараторами обеспечивается при помощи паровых или электрических подогревателей. У электрических подогревателей греющие элементы — проволочные спирали — заключены в металлические трубки, заполненные кварцевым песком; подогрев открытыми спиралями категорически воспрещен из-за опасности взрыва паров топлива или масла. Температура подогрева тяжелого топлива в современных силовых установках поддерживается на заданном уровне в соответствии с рекомендациями номограммы, приведенной на рис. 69, при помощи автоматических устройств.

На рис. 93 представлен обычный U-образный трубчатый паровой подогреватель тяжелого топлива с автоматом типа «Самсон», включенным в обслуживающие подогр

греватель паровые и топливные трубы так, что его датчик введен в трубу горячего топлива, а исполнительная часть действует на клапан подачи греющего пара. Регуляторы с клапанным исполнительным органом и отдельно установленным чувствительным элементом используются для регулирования температуры жидкостей.

На рис. 94 чувствительный элемент и исполнительная часть регулятора «Самсон» соединены вместе с помощью нижнего корпуса 4. В результате получился обычный терморегулятор прямого действия, используемый в системах охлаждения и циркуляционной смазки.

На рис. 95 приведены графики изменения температуры топлива во времени перед сепараторами № 1 и 2 при различной настройке

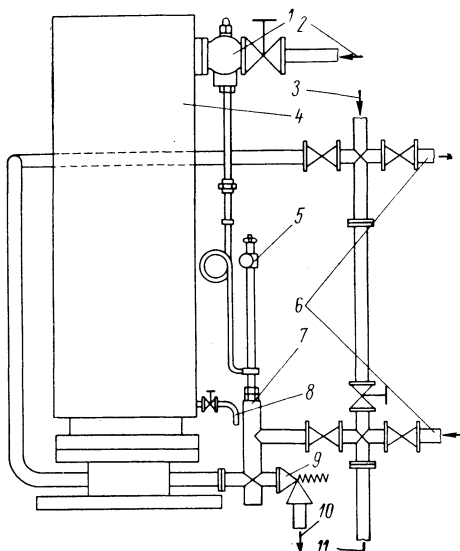


Рис. 93. Паровой подогреватель тяжелого топлива с регулятором «Самсон» перед главным двигателем:

- 1 — исполнительный орган регулятора;
- 2 — подвод пара;
- 3 — подвод топлива от подкачивающего насоса;
- 4 — трубчатый подогреватель;
- 5 — установочный механизм регулятора;
- 6 — трубопроводы к правому подогревателю;
- 7 — чувствительный элемент регулятора (датчик);
- 8 — сток конденсата пара из подогревателя;
- 9 — предохранительный перепускной клапан;
- 10 — трубопровод к всасывающей трубе топливоподкачивающего насоса;
- 11 — подвод горячего топлива к двигателю

автоматических регуляторов «Самсон», обслуживающих трубчатые паровые подогреватели, подобные показанным на рис. 93.

На рис. 96 представлен эскиз электрического подогревателя мощностью 12,5 кВт к отечественному сепаратору НСМ-2 производительностью 500 л/ч. Против перегрева предусмотрена защита при помощи плавких вставок в специальной коробке 5. По своей мощности подогреватель способен повысить температуру нефтепродуктов на 42—43° С.

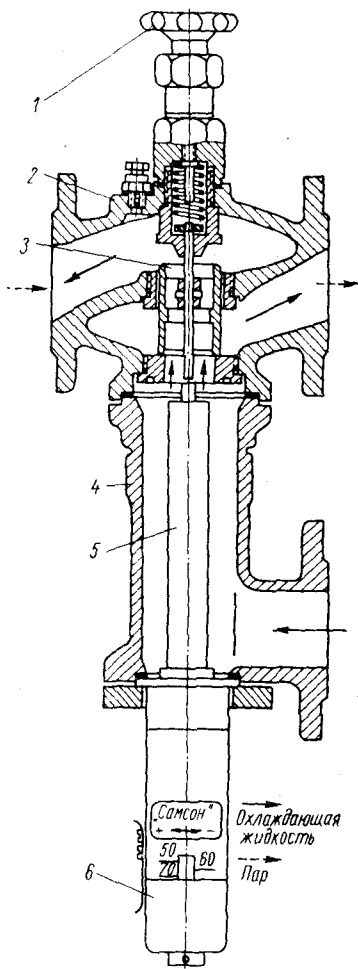


Рис. 94. Терморегуляторы типа «Самсон» с золотниковым исполнительным органом:

1 — орган, регулирующий перемещение золотника; 2 — корпус исполнительного механизма; 3 — золотник регулятора; 4 — корпус чувствительного элемента; 5 — чувствительный элемент; 6 — орган, задающий регулятору значение регулируемой температуры

Кроме автоматов, регулирующих температуру топлива, применяются также автоматические устройства, поддерживающие заданную его вязкость перед насосами высокого давления. Схема регулятора вязкости систем «Аскания Вискозимат» и способ его включения в систему топливопитания двигателя показаны на рис. 97. От подкачивающего насоса к насосам высокого давления двигателя топливо поступает, проходя последовательно трубу 3, трубчатый подогреватель 2, корпус чувствительного элемента 34, имеющий термометр 30, и далее трубу 38. Греющий пар из котла поступает по трубе 6, проходит через разобщительный клапан 7, регулятор расхода 8 (или байпас 5) и далее по трубе 4 попадает в подогреватель 2; конденсат из подогревателя стекает по трубе 1.

Горячее топливо частично поступает в капилляр 32, управляемый трехходовыми кранами 31. Падение давления топлива в капилляре, зависящее от скорости движения и вязкости протекающего топлива, используется в качестве рабочих импульсов для автоматики. Давление топлива в начале и конце капилляра контролируется манометрами p_I , p_{II} , а перепад давления, определяющий расход топлива через капилляр, — манометром p_{III} . Расход и скорость топлива в капилляре 32 регули-

руется жиклером, периодически прочищаемым иглой 29, и игольчатым клапаном 26, управляемым мембраной 27 и пружиной 37. Слив топлива из регулятора производится в расходную цистерну

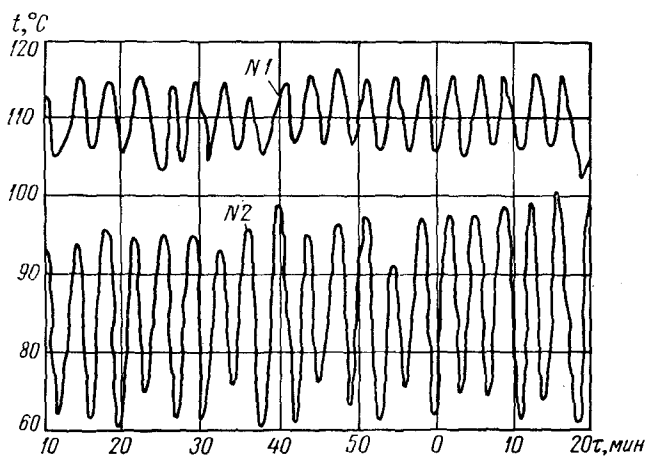


Рис. 95. Диаграммы изменения температур тяжелого топлива перед сепараторами № 1 и 2 при различной настройке автоматов «Самсон»

по трубе 18. Давление топлива от входной стороны капилляра через клапан 28 передается к верхнему сильфону, а от выходной стороны капилляра — к нижнему сильфону дифференциального преобразователя 24. Сильфоны действуют на рычаг 25, регулирующий расход сжатого воздуха, управляющего регулятором расхода пара 8 через автомат 2. Настройка дифференциального преобразователя производится с помощью подпружиненного винта 23 и клапана 22 уравнительной трубы.

Сжатый воздух из баллона 19 через разобщительный клапан 21 и фильтр 11 поступает в дифференциальный преобразователь 24 и далее к верхнему сильфону, действующему на рычаг 9

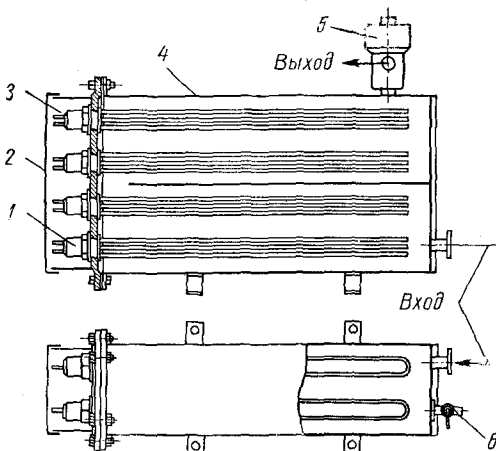
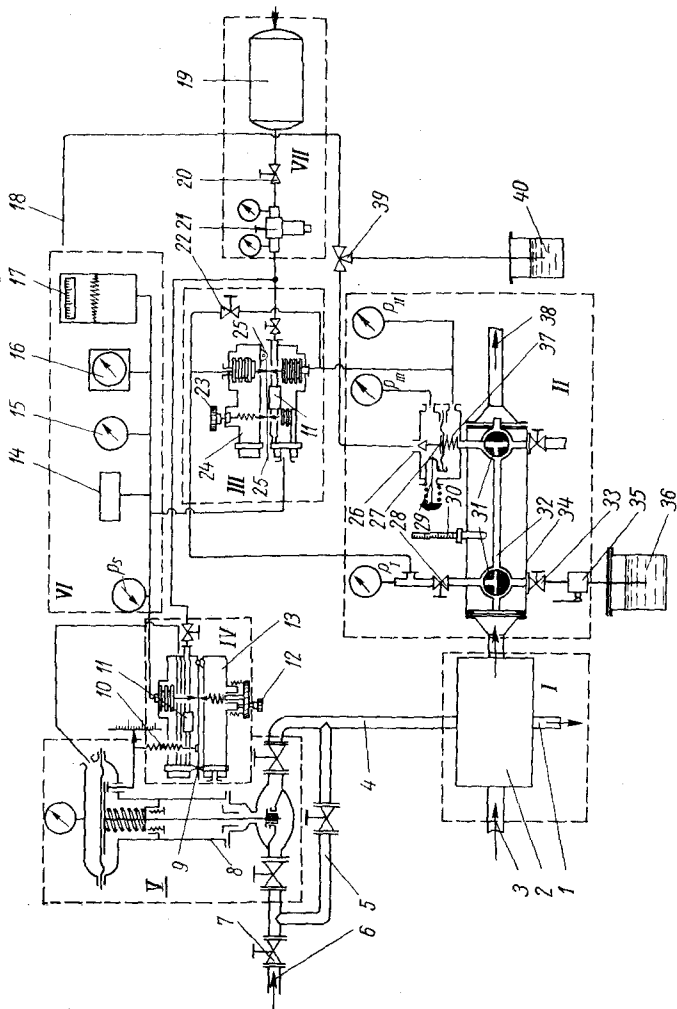


Рис. 96. Электроподогреватель мощностью 12,5 кВт:

1 — нагревательная секция; 2 — кожух; 3 — клеммная коробка; 4 — корпус подогревателя; 5 — плавкий предохранитель; 6 — спускной кран

Рис. 97. Схема автоматического регулятора вязкости тяжелого топлива системы «Аскания Вискозимат» для главного судового двигателя мощностью 7250 э. л. с.:

I — паровой подогреватель топлива; *II* — чувствительный элемент регулятора; *III* — дифференциальный преобразователь давлений; *IV* — автомат управления регулятором расхода пара; *V* — автоматический регулятор расхода пара; *VI* — контрольно-измерительная и регистрирующая аппаратура; *VII* — воздушное питание дифференциального преобразователя давлений и автомата управления и регулирования расхода пара и регулирования расхода пара



автомата 13. Автомат 13 управляет расходом пара через регулятор 8. Сжатый воздух подается также к фильтру 11 автомата 13. Настройка автомата 13 производится подпружиненным винтом 12 и пружиной 10 механизма обратной связи.

Давление воздуха, прошедшего через дифференциальный преобразователь 24, является косвенным показателем вязкости топлива и контролируется манометром p_s двумя визуальными вискозиметрами 14 и 15 и двумя самописцами 16 и 17. Периодическая промывка капилляра 32 производится прокачкой дизельного топлива или соляра из бачка 36 насосом 35 через клапан 33, трехходовые краны 31 и 39 в бачок 40.

Центробежные сепараторы. Наиболее распространенной конструкцией центробежных очистителей являются сепараторы системы «Лаваль», выпускаемые многими заводами.

Различные западно-европейские заводы выпускают следующие системы центробежных очистителей: в Дании — «Титан», в Западной Германии — «Вестфалия» и «Крупп»; в Англии — «Гравитроль» и др. [44]. Центробежные очистители делятся на две основные группы: на периодически очищаемые (остановка, разборка, чистка) и самоочищающиеся (очистка на ходу). Последние делятся на сепараторы с непрерывным удалением шлама («Гравитроль») или с периодическим («Лаваль», «Вестфалия», «Титан»). На рис. 98 показан эскизный разрез рабочего барабана сепаратора «Гравитроль». Достаточно полные сведения об особенностях сепараторов различных систем и правила их эксплуатации изложены в специальной литературе [10 и 44]. В табл. 13

Таблица 13

Центробежные сепараторы отечественного изготовления

Марка	Производительность, л/ч	Высота всасывания, м вод. ст.	Давление нагнетания, кг/см ²	Число оборотов ротора, об/мин	Вес, кг	Мощность, квт	Способ очистки
НСМ-2	500	4,0	3,5	7125	265	2,2	Не самоочищающиеся
НСМ-3	1500—2000	4,0	3,5	4525	515—410	—	
НСМ-4	3000	4,5	3,5	4525	638	4,8	
СЦС-3	3000	6,0	4,0	6000	1000	7,5	Самоочищающийся

приведены некоторые данные по отечественным сепараторам, из которых только СЦС-3 пригоден для очистки тяжелого топлива [10].

Данные по сепараторам системы «Лаваль», выпускаемым Краковским заводом транспортного оборудования (ПНР), приведены в табл. 14.

Центробежные сепараторы являются удобным и надежным средством для примешивания присадок к топливу, которые вводятся в него в процессе очистки.

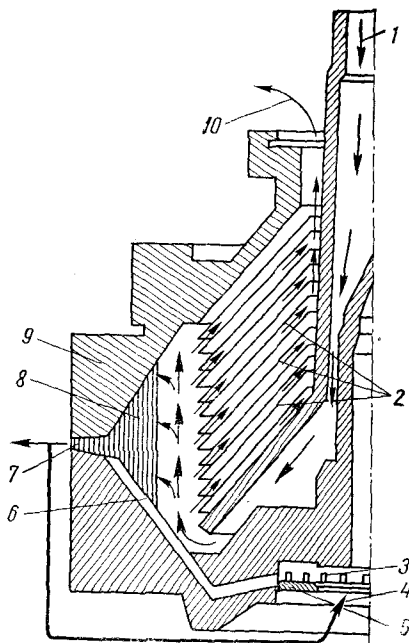


Рис. 98. Схема рабочего барабана самоочищающегося сепаратора «Гравитроль»:

1 — вход сепарируемого продукта и воды; 2 — тарелки барабана; 3 — вход обводненного осадка; 4 — частичный подвод обводненного осадка, выходящего из сопла 7; 5 — регулирующая шайба; 6 — каналы подвода обводненного осадка к соплам 7; 7 — сопла непрерывного удаления шлама; 8 — шлам; 9 — корпус барабана; 10 — выход очищенного топлива

Как указывалось выше, для тяжелого топлива рекомендуется двойная последовательная очистка, предусматривающая очистку от механических примесей и промывку горячей водой. Этот способ применяется во многих современных сило-

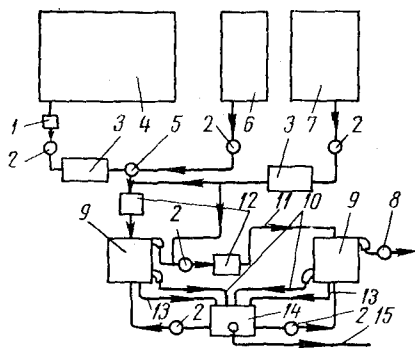


Рис. 99. Схема очистки тяжелого топлива с помощью сепараторов «Гравитроль»:

1 — фильтр; 2 — дозирующие насосы; 3 — паровые подогреватели; 4 — отстойная цистерна тяжелого топлива; 5 — расходомер; 6 — цистерна хранения присадки к топливу; 7 — цистерна промывочной воды; 8 — насос откачки очищенного топлива; 9 — сепараторы; 10 — слив шлама и воды; 11 — топливopровод; 12 — смесители (воды с топливом); 13 — слив излишней рециркуляционной смеси; 14 — сливная рециркуляционная цистерна; 15 — слив излишней воды из системы очистки

вых установках с ДВС. На рис. 99 приведена схема топливоподготовки, предусматривающая очистку, промывку и смешивание топлива с присадками и использующая в качестве очистителей сепараторы «Гравитроль».

Фильтры. Фильтры тонкой очистки, входящие в объем поставки двигателей, почти всегда выполняются двухместными, с тем чтобы при чистке одной половины фильтра двигатель мог

Сепараторы системы «Лаваль», выпускаемые в ПНР

Марка	Производительность, л/ч	Высота всасывания, м вод. ст.	Давление нагнетания, кг/см ²	Вес, кг	Мощность, квт	Способ очистки
В-1400	1200	4	1,5	155	1,5	Не самоочищающиеся
В-1700	1400	4	1,5	425	4,0	
Рх207	5000	4	2,0	1200	5,5	Самоочищающиеся
Рх309	8000	4	1,5	1400	12,5	

работать на второй его половине. Схемы включения фильтров в системы топливопитания видны из иллюстраций, приводимых в настоящей главе. Для фильтрации легкого дизельного топлива, на котором работают силовые установки с высокооборотными ДВС применяются фильтры-воронки. Их конструкция схематично показана на рис. 100. Если в качестве фильтрующего материала используется натуральная замша, то фильтр надежно отделяет от топлива и воду, которая скапливается на дне фильтра и требует периодического удаления.

Насосы. В качестве топливоподкачивающих, дежурных топливных и топливоперекачивающих используются только насосы объемного типа: скальчатые — типа ТГ-8/20 производительностью от 5 до 7,5 м³/ч и Т-15/20 производительностью от 7,5 до 15 м³/ч; поршневые — типа ТП-20/250 производительностью от 20 м³/ч и более, ЭПН-7 производительностью 55/78 м³/ч и ЭПН-4 производительностью 25/28 м³/ч; винтовые — типа НВВ-1,4М производительностью 1,2—1,5 м³/ч, ЭМН-3, ЭМН-3/1, ЭМН-11/1, ЭМН-5/1 и ЭМН-16/1 производительностью от 12 до 90 м³/ч; шестеренные — типа РЗ, РЗ^а, РЗ4,5^а, РЗ7,5, РЗ30^и и РЗ60 производительностью от 1,1 до 38 м³/ч. Необходимые технические данные по перечисленным насосам приведены в каталоге-справочнике [36].

Все насосы объемного типа при включении их в системы топливопитания должны снабжаться предохранительно-перепускными клапанами. Обычно такие клапаны являются принадлеж-

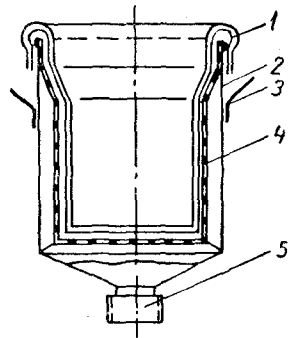


Рис. 100. Фильтр-воронка:

1 — мешки из шелкового полотна или натуральной замши; 2 — корпус фильтра; 3 — ручки; 4 — каркас фильтрующего пакета (сетка); 5 — нарезной стакан

ностью насоса, но если по каким-либо причинам они отсутствуют при насосах, необходимо предусматривать их установку в системах, как это показано в схемах топливопитания настоящей главы.

Вся арматура, входящая в состав топливных систем, должна иметь надписи-указатели (трафареты), устанавливаемые на маховиках и указывающие точно, но лаконично назначение каждого объекта арматуры (например, «тяж. топливо в расходную цистерну»). На маховиках должны быть также стрелки (литые или гравированные) «открывать» — «закрывать», а также указатели положения рабочего органа (клапана или заслонки) «открыто» — «закрыто».

24. РАСЧЕТЫ ПОТРЕБЛЕНИЯ ТЕПЛОТЫ ТОПЛИВНЫМИ СИСТЕМАМИ ДВС

При расчетах потребления теплоты различают три режима работы силовой установки:

- а) режим разогрева СУ после длительной остановки;
- б) установившийся режим работы при номинальной мощности силовых агрегатов;
- в) отбор теплоты от действующей силовой установки в период приема больших партий топлива из железнодорожных цистерн или нефтеналивных судов, не имеющих собственных средств подогрева топлива, а также для перемещения больших масс тяжелого топлива в пределах топливного склада.

Так как общий расход теплоты на подогрев топлива и поддержание его температуры складывается из отдельных элементов, то целесообразно рассмотреть эти элементы. При очередных приемах топлива из хранилищ или цистерн оперативного назначения большой емкости нет необходимости каждый раз негреть все топливо. Необходимо подогревать только ту его часть, которая засасывается насосами через змеевик (см. рис. 67) или через плавающий приемник со змеевиком на шарнирной трубе (см. рис. 81). Следовательно, расход теплоты на подогрев 1 кг топлива будет

$$q' = \Delta t c_m \text{ ккал/кг}, \quad (96)$$

где c_m — удельная теплоемкость топлива, которую можно принимать равной $0,5 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$, и $\Delta t = t_1 - t_0$ — разность между температурой нагрева t_1 и начальной температурой топлива t_0 .

Удельный расход теплоты при нагревании топлива на $\Delta t^\circ \text{C}$ равен

$$q = g_e q' = g_e \Delta t c_m = g_e c_m (t_1 - t_0) \text{ ккал/э. л. с. ч.}, \quad (97)$$

где g_e — удельный расход топлива. Следовательно, зная g_e , Δt и марку топлива, можно определить расход теплоты как по элементам, так и общий.

Ниже приведены элементы топливных систем установок, работающих на тяжелом топливе, в которых осуществляется подогрев. Оценка расходов теплоты сделана для зимних условий работы

($t_0 = t_e = -25^\circ \text{C}$; t_e — температура наружного воздуха), при $g_e = 0,170 \text{ кг/э. л. с. ч}$ и топливе марки Ф12 по ГОСТу 10585—63, имеющем вязкость 90 сст при 50°C (800 сек Редвуда I, см. номограмму на рис. 69).

Расход теплоты на подогрев топлива: при приеме из хранилищ

$$\Delta t_1 = t_1 - t_0 = 50 - (-25) = 75^\circ \text{C};$$

$$q_1 = 0,170 \cdot 75 \cdot 0,5 = 6,4 \text{ ккал/э. л. с. ч};$$

в отстойных цистернах

$$\Delta t_2 = t_2 - t'_1 = 120 - (30 \div 40) = 90 \div 80^\circ \text{C};$$

$$q_2 = 7,2 \text{ ккал/э. л. с. ч};$$

перед сепараторами

$$\Delta t_3 = t_3 - t'_2 = 85 - 85 = 0; \quad q_3 = 0;$$

при приеме из цистерн хранения очищенного топлива

$$\Delta t_4 = t_4 - t'_3 = 50 - (15 \div 20) = 35 \div 30^\circ \text{C};$$

$$q_4 = 2,7 \text{ ккал/э. л. с. ч};$$

в расходных цистернах

$$\Delta t_5 = t_5 - t'_4 = (60 \div 70) - 40 = 20 \div 30^\circ \text{C};$$

$$q_5 = 2,0 \text{ ккал/э. л. с. ч};$$

перед двигателями

$$\Delta t_6 = t_6 - t'_5 = 90 - (50 \div 60) = 40 \div 30^\circ \text{C};$$

$$q_6 = 3,0 \text{ ккал/э. л. с. ч}.$$

Общий расход теплоты составляет

$$q = \sum_1^6 q_i = 21 \text{ ккал/э. л. с. ч}.$$

В равенствах, определяющих значения Δt :

t_0 — температура топлива в хранилищах, приблизительно равная температуре окружающего воздуха;

t_3 — температура топлива в цистернах для хранения очищенного топлива, если оно после сепарирования подается в эту цистерну; $t'_3 = 15 \div 25^\circ \text{C}$;

t_1 и t_4 — температура подогрева топлива при его приеме соответственно из хранилищ и из цистерн для хранения очищенного топлива, принимаемая по номограмме на рис. 69 в зависимости от марки топлива и вязкости v_i , при которой осуществляется перекачка; для принятой марки топлива, если его вязкость при перекачке не будет превышать 100 сст , $t_1 = t_4 \approx 50^\circ \text{C}$;

t_2 — конечная температура подогрева топлива в отстойных цистернах, принимаемая по номограмме на рис. 69 в зависимости от марки топлива; для принятой марки $t_2 \leq 120^\circ \text{C}$;

t_3 — температура сепарирования;

t_5 — температура нагрева топлива в расходной цистерне; при наличии подогревателя непосредственно перед двигателем можно принимать $t_5 = 60 \div 70^\circ \text{C}$;

t_6 — температура топлива после подогревателя, установленного непосредственно у двигателя (после топливopодкачивающего насоса); t_6 определяется по номограмме на рис. 69 из условия, что вязкость топлива перед форсунками должна быть не более 27 *сст*; с учетом падения температуры на пути от подогревателя до форсунок на 10°C для рассматриваемого случая $t_6 = 80 + 10 = 90^\circ \text{C}$.

$t_2 - t'_2$ — падение температуры топлива в отстойной цистерне в период спокойного отстоя при отключенном подогревателе; если t_3 не превышает 100°C , то $t'_2 = t_3$, т. е. сепарирование топлива будет протекать без расхода теплоты;

$t_1 - t'_1$ — падение температуры топлива в трубах между хранилищем и отстойной цистерной, обычно равно 10—20° С; тогда $t'_1 = 50 - (10 \div 20) = 40 \div 30^\circ \text{C}$;

$t_4 - t'_4$ — падение температуры топлива между цистерной для хранения очищенного топлива и расходной цистерной, обычно не превышающее 10°C ; тогда $t'_4 = 50 - 10 = 40^\circ \text{C}$;

$t_5 - t'_5$ — падение температуры между расходной цистерной и подогревателем у двигателя обычно не превышающее 10°C ; тогда $t'_5 = (60 \div 70) - 10 = 50 \div 60^\circ \text{C}$.

Если после сепарирования горячее топливо ($t_3 \geq 85^\circ \text{C}$) направляется в расходную цистерну, то $q_4 = 0$ и $q_5 = 0$, а общий удельный расход теплоты снизится до $\sim 16 \text{ ккал/э. л. с. ч.}$ Общая потеря теплоты топливом через стенки цистерн

$$Q_u = kF \bar{\Delta t} \tau \text{ ккал}; \quad (98)$$

удельная потеря равна

$$q_u = \frac{Q_u}{N_e \tau} = \frac{kF \bar{\Delta t}}{N_e} \text{ ккал/э. л. с. ч.}, \quad (99)$$

где k — общий коэффициент теплопередачи от топлива к воздуху через цистерны в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ \text{C}$, равный 2—3 для стенок с тепловой изоляцией; 6—7 — для неизолированных стенок и 7—10 — для неизолированных стенок цистерн, установленных вне помеще-

ний; F — поверхность теплоотдачи цистерн в m^2 ; Δt — средний температурный напор между горячим топливом и холодным воздухом в $^{\circ}C$; τ — время излучения в $ч$; N_e — мощность двигателей силовой установки в $э. л. с. ч.$

Так как потери через стенки топливных цистерн невелики, то полный удельный расход теплоты на нагревание и поддержание температуры топлива во время действия дизельной силовой установки в рассматриваемом случае не превышает 16—21 $ккал/э. л. с. ч.$ Эти цифры говорят о безусловной выгоде сжигания в дизелях тяжелых сортов жидкого топлива, особенно в тех случаях, когда силовые установки будут иметь средства утилизации теплоты охлаждающей воды и отработавших газов.

В случаях прибытия партии тяжелого топлива в железнодорожных цистернах или в наливных баржах, не имеющих собственных средств для его разогревания, а также при необходимости перемещения больших его масс в пределах силовой установки, расход теплоты на подогрев топлива производится по формуле

$$Q_m = Q_{ж} + Q_{п.л.н} + Q_{п.л.с} + Q_u + Q_a \text{ ккал}, \quad (100)$$

где $Q_{ж}$ — расход теплоты на нагревание нефтепродукта; $Q_{п.л.н}$ — расход теплоты на плавление парафина; $Q_{п.л.с}$ — расход теплоты на плавление льда; Q_u — расход теплоты на излучение; Q_a — расход теплоты на нагревание металла цистерн, змеевиков, труб, арматуры и пр.

Расход теплоты по элементам равенства (100) определяется из формул, приведенных ниже.

$$Q_{ж} = G_m \Delta t_m c_m = G_m (t'_1 - t_0) c_m \text{ ккал}, \quad (101)$$

где G_m — вес топлива, подлежащего нагреванию, в $кг$; c_m — удельная теплоемкость топлива в $ккал/кг \cdot град$; Δt_m — разность температуры нагретого и холодного нефтепродукта в $^{\circ}C$.

$$Q_{п.л.н} = \frac{50\sigma_n G_m}{100} \text{ ккал}, \quad (102)$$

где 50 — удельная теплота плавления парафина в $ккал/кг$; σ_n — содержание парафина в топливе по паспорту топлива в $\%$.

$$Q_{п.л.с} = \frac{80\sigma_s G_m}{100} \text{ ккал}, \quad (103)$$

где 80 — удельная теплота плавления льда в $ккал/кг$; σ_s — содержание воды в топливе по паспорту или на основании данных анализов в $\%$.

Величина Q_u может быть определена по формуле (98).

$$Q_a = G_m c_m \Delta t_m \text{ ккал}, \quad (104)$$

где G_m — вес металла цистерны, труб, змеевиков, арматуры и других нагреваемых от t_0 до t'_1 частей системы в $кг$; c_m — тепло-

емкость металла в $\text{ккал/кг} \cdot \text{град}$; Δt_m — разность температур металла в $^{\circ}\text{C}$; $\Delta t_m = t_1' - t_0$.

Для нахождения поверхности теплоотдачи железнодорожных цистерн следует иметь в виду, что емкость железнодорожных цистерн обычно составляет 15, 25, 50, 75 м^3 ; соответствующая поверхность теплоотдачи F равна 42, 58, 87, 115 м^2 .

Поверхность обогревающих змеевиков может быть определена по формуле

$$F_{зм} = \frac{Q}{k\tau \Delta t} \text{ м}^2, \quad (105)$$

где Q — количество теплоты, подлежащее передаче от греющего теплоносителя к нефтепродукту, в ккал ; τ — время, за которое нефтепродукту должна быть передана теплота Q , в ч ; Δt — средний арифметический температурный напор между греющим теплоносителем и нагреваемым нефтепродуктом; k — общий коэффициент теплопередачи от греющего теплоносителя к нагреваемому нефтепродукту в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$.

Температурный напор определяется по формуле

$$\bar{\Delta t} = \frac{t_{\theta 1} + t_{\theta 2}}{2} - \frac{t_{m1} - t_{m2}}{2} \text{ } ^{\circ}\text{C}, \quad (106)$$

где $t_{\theta 1}$ и $t_{\theta 2}$ — начальная и конечная температура греющей воды, если подогрев нефтепродукта производится водой; t_{m1} и t_{m2} — начальная и конечная температура нефтепродукта. Если подогрев ведется паром, то

$$\bar{\Delta t} = t_n - \frac{t_{m1} - t_{m2}}{2} \text{ } ^{\circ}\text{C}, \quad (107)$$

где t_n — температура греющего пара.

Приближенное значение k может быть определено по формуле

$$k = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (108)$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке змеевика; α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к нагреваемому нефтепродукту.

Если греющий теплоноситель — насыщенный пар, то α_1 находится по формуле

$$\alpha_1 = A \left(\frac{r}{\Delta t d} \right)^{\frac{1}{4}}, \quad (109)$$

где r — удельная теплота парообразования, принимаемая по таблицам насыщенного пара для давления, действующего в системе подогрева, в ккал/кг ; d — внутренний диаметр трубки змеевика в м ; A — безразмерный коэффициент; Δt — разность между температурой пара t_n и средней температурой стенки трубки t_{cm} , т. е. $\Delta t = t_n - t_{cm}$.

Средняя температура стенки трубки равна

$$t_{cm} = \frac{1}{2} (t_m + t_k),$$

где $t_m = \frac{1}{2} (t_{m1} + t_{m2})$ и t_k — температура конденсации; если конденсат хорошо удаляется из змеевиков, $t_k = t_n$.

Коэффициент A определяется в зависимости от $t_0 = \frac{1}{2} (t_n + t_{cm})$:

t_0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
A	1470	1700	1900	2070	2190	2300	2370	2410	2430	2430

Если греющий теплоноситель — вода, то при $Re \geq 10^4$ коэффициент α_1 может быть определен из выражений:

$$\alpha_1 = \frac{B_{cp}}{d^{0,2}} (\gamma_s \omega)^{0,8}; \quad (110)$$

$$\alpha_1 = \frac{1200}{d^{0,2}} (1 + 0,0167 t_{cp}) \omega^{0,8}. \quad (111)$$

В формулах (110) и (111): t_{cp} — средняя температура воды в трубках змеевика; γ_s — удельный вес греющей воды при t_{cp} в кг/м^3 ; ω — скорость воды в трубках змеевика в м/сек ; d — внутренний диаметр трубок змеевика в м ; B_{cp} — величина, определяемая в зависимости от t_{cp} :

t_{cp}	40	60	80	100
B_{cp}	7,98	9,30	10,5	11,1

Коэффициент теплоотдачи от стенок трубок змеевика к нефтепродукту α_2 может быть определен по формуле

$$\alpha_2 = 10,6 \left(\frac{\bar{\Delta}t}{d v_t} \right)^{\frac{1}{4}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (112)$$

где $\bar{\Delta}t$ — средний арифметический температурный напор между греющим теплоносителем и нагреваемым нефтепродуктом в $^{\circ}\text{C}$; если теплоноситель — пар, то $\bar{\Delta}t = t_n - \frac{t_{m1} + t_{m2}}{2}$, d — наружный диаметр трубки змеевика в м ; v_t — кинематическая вязкость нефтепродукта в $\text{см}^2/\text{сек}$, определяемая по средней температуре пограничного слоя $t_{n.c}$; если теплоносителем является пар, то $t_{n.c} = \frac{1}{2} (t_n + t_m)$, где $t_m = \frac{1}{2} (t_{m1} + t_{m2})$.

Определение величин α_1 ; α_2 ; k и др. не ограничивается приведенными формулами.

СМАЗКА ДВС

25. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Вопросы, связанные со смазкой ДВС, очень важны как для проектировщиков, так и для персонала, обслуживающего силовые установки с ДВС. В число этих вопросов входят: а) условия работы масла в ДВС; б) тип двигателя и марка масла, используемая для смазки; в) уменьшение износов и увеличение моторесурса ДВС при использовании присадок к маслам; г) продолжительность работы заряда масла; д) расход циркуляционного и цилиндрического масла у малооборотных ДВС; е) влияние эффективной очистки масла на продолжительность его работы; ж) срабатываемость присадок; з) современная точка зрения на продолжительность работы масел в ДВС; и) влияние обкатки на стойкость ДВС против износов и др. [44 и 62].

Условия работы масла в ДВС. При работе масла в ДВС оно вступает в контакт со средой, имеющей высокую температуру. Так, в процессе горения топлива температура рабочего газа достигает 1750°C и более, а в конце расширения она падает до $\sim 750^{\circ}\text{C}$; температура поршней находится в пределах $225\text{--}520^{\circ}\text{C}$; температура верхних поршневых колец равна $160\text{--}200^{\circ}\text{C}$, в то время как начало лакообразования у обычных сортов масла составляет всего лишь $\sim 180^{\circ}\text{C}$.

Первое, или верхнее, поршневое кольцо имеет удельное давление на стенку цилиндра, близкое к 50% от давления вспышки (p_z) и равное $\sim 50\text{ кг/см}^2$ и более. Вследствие такого большого удельного давления верхнее кольцо у верхней мертвой точки поршня работает в условиях, близких к сухому трению.

Большая доля циркуляционного масла в картерах ДВС находится в виде капель и тяжелого тумана и поэтому имеет хороший поверхностный контакт со смесью воздуха и продуктов сгорания топлива. Вследствие этого в масле происходят химические реакции с образованием органических кислот.

В работающем двигателе циркуляционное масло постепенно загрязняется частицами металлов в результате износа трущихся деталей, абразивными примесями, вносимыми в двигатель с воздухом, продуктами неполного сгорания топлива и продуктами распада самого масла. В сравнительно хороших условиях работает циркуляционное масло лишь у малооборотных крейцкопфных ДВС, особенно у тех из них, у которых картеры отделены от рабочих цилиндров с помощью диафрагм с уплотнительными коробками для штоков рабочих поршней.

Показатели качества масел. Основными показателями качества масел являются: термическая стабильность по методу Папок

(ГОСТ 4953—49); рабочая фракция лакообразования и моторная стойкость (ГОСТ 5737—53); кислотное число (ГОСТ 5985—51); содержание водорастворимых кислот и щелочей (ГОСТ 6307—60); испытание на коррозию стальной и медной пластинок (ГОСТ 2917—45) и свинцовой пластинки (ГОСТ 9162—49).

Классификация отечественных масел архаична и не отвечает требованиям времени. По этой причине ВНИИ НПом разработана более стройная классификация масел [25; 43 и 44], предусматривающая шесть групп (от *A* до *E*), соответствующих степеням форсирования современных ДВС и сортам топлива, на которых они работают. Каждая группа масел имеет от 4 до 7 марок, отличающихся по вязкости (от 6 до 20 *сст* при 100° С), а также по щелочности. Так масла группы *B* имеют щелочное число ~5,5; группы *D* ~9,0 и группы *E* ~26 мг КОН на 1 г масла. В соответствии с этой классификацией разработаны новые композиции присадок, состоящие из антикоррозионных, антиокислительных, моющих, антизадирных и антипенных компонентов.

Марки масел, используемые для смазки двигателей. Роль смазки заключается в том, чтобы уменьшить потери на трение и отвести теплоту от трущихся частей. Так как при наличии трения износы деталей неизбежны, то основной заботой строителей ДВС и эксплуатационного персонала является уменьшение износов деталей и продление срока их действия.

Для каждого типа двигателя заводы-изготовители назначают рекомендуемые марки масел. При этом к ним предъявляются следующие требования. Масло должно: иметь достаточную вязкость при высокой температуре; противостоять действию кислорода воздуха и не вызывать коррозии и повышенных износов деталей; быть свободным от смолистых соединений и при разложении и горении не давать нагара и отложений на деталях; сохранять высокую температуру вспышки и малую испаряемость в картере двигателя; иметь пологую кривую зависимости вязкости от температуры и низкую температуру застывания; быть достаточно чистым в отношении содержания в нем воды, механических примесей, кокса и др.

Ни одно из современных масел в естественном состоянии (остаточные и дистиллатные масла) не отвечают требованиям, предъявляемым к ним в настоящее время. Удовлетворение этих требований возможно только при условии введения в основные масла соответствующих присадок.

Присадки к маслам. Присадки делятся на антикоррозионные, защищающие детали ДВС от коррозии; антиокислительные, снижающие интенсивность образования кислых продуктов разложения масла и защищающие масло от воздействия продуктов сгорания топлива; моющие, уменьшающие нагарообразование и отложения смол на деталях; депрессорные, понижающие температуру застывания; вязкостные, делающие кривую зависимости ν_t от t

более пологой и др. Добавка к основному маслу двух последних присадок приводит к изменению его свойств (рис. 101).

Антикоррозионные присадки должны придавать маслу начальные щелочные свойства, которые характеризуются теми же показателями, что и кислотность. Если кислотность характеризуется количеством мг КОН на 1 г масла, необходимо для нейтрализации содержащихся в масле кислых продуктов, то щелочное число в мг КОН на 1 г масла показывает избыточную щелочность масла. Как показывают исследования многих зарубежных авторов, содержание в топливе серы определяет щелочные свойства масла, используемого для смазки тронковых дизелей, а именно: наименьшее значение щелочного числа в мг КОН на 1 г масла должно быть равно процентному содержанию серы в топливе плюс 0,1, т. е. если в топливе содержится 0,8% серы, то содержание 0,9 мг КОН на 1 г масла является минимально допустимым, и при достижении этого числа масло должно быть заменено свежим.

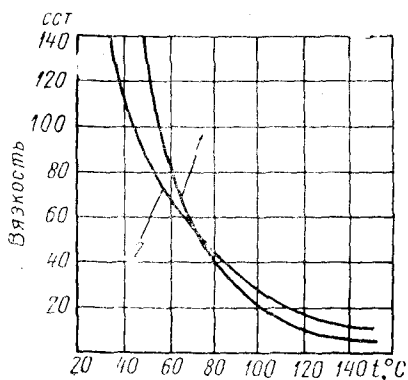


Рис. 101. Изменение вязкостной характеристики масла с помощью присадок: 1 — до введения присадок; 2 — после введения

При этом предполагается, что в районе пояса остановки первого поршневого кольца при положении поршня в верхней мертвой точке щелочное число будет близко к 0.

Присадки к маслам могут быть введены на нефтеперерабатывающих заводах, но могут добавляться к основному маслу и на местах потребления. При введении присадок необходимо обеспечивать однородность смеси, что особенно важно для масел, подаваемых в цилиндры двигателей лубрикаторами. Хорошее перемешивание может быть обеспечено в специальных механических мешалках с подогревом масла до 60—75° С. В табл. 15 приводятся рекомендуемые стандартами опытные присадки к маслам. Кроме перечисленных в табл. 15 выпускаются также присадки БФК, подобная СБ-3 и СК-3, АСК, МАСК и др.

А. М. Кулиев [25] рекомендует следующие композиции присадок к маслам: для карбюраторных двигателей — 3% СБ-3 (или СК-3) + 1,2 ÷ 2% ДФ-11; для дизелей без наддува — 5% БФК + 2% СБ-3 + 0,5% ЛЗ-23К + 0,005% ПМС-200А; для всех форсированных дизелей — 11% БФК + 4% СБ-3 + 0,5% ЛЗ-23К + 0,005% ПМС-200А. ГОСТами на смазочные масла для ДВС предусматриваются другие дозировки, другие композиции и из других присадок, что указывает на отсутствие

Присадки к маслам и их основные свойства

Марка	ГОСТ	Свойства присадки
Депрессатор АзНИИ	8443—57	Добавка к маслу АК-15 (ГОСТ 1862—63) снижает температуру его застывания на 10° С
ЛЗ-6/9	9973—62	Противозадирная
ПМС и ПМС-200А	—	Противопенные
АзНИИ-ЦИАТИМ-1	7189—54	Антикоррозионная, моющая и понижающая температуру застывания
ДФ-11	12062—66	Антикоррозионная, антиокислительная и противоизносная
МНИИП-22К ВНИИИП-360; ВНИИИП-370 и ВНИИИП-371	9832—61 9899—61	Антикоррозионные, антиокислительные и моющие
ДФ-1	10644—63	Антикоррозионная, антиокислительная, моющая и противоизносная
ЦИАТИМ-339	8312—57	Антикоррозионная и моющая
СБ-3 и СК-3 АзНИИ-8у	10534—63 10535—63	Противоизносные и моющие
ЛЗ-23К	11883—66	Противоизносная и противозадирная
МНИ	10584—63	Противоизносная и защитная

у специалистов-нефтяников единого установившегося мнения по этому вопросу.

В зависимости от типов ДВС, их назначения и степени форсирования действующими ГОСТами рекомендуются следующее смазочные масла.

Для автотракторных карбюраторных и дизельных двигателей — МК-6 (ГОСТ 10328—63); МС-6 (ГОСТ 11552—65); АС-6; АС-8 и АС-10 (ГОСТ 10541—63*) с многофункциональными присадками в количестве от 3,5 до 7,5%.

Для легких высокооборотных дизелей — Д_п-8; Д-11; Д_п-11; Д_п-14 (ГОСТ 5304—54) с многофункциональной композицией присадок 3% ЦИАТИМ-339+0,05% депрессатора АзНИИ для всех марок, кроме Д-11.

Для мощных высокооборотных дизелей — МС-14; МС-20; МК-22 (ГОСТ 1013—49*); МС-20С (ГОСТ 9320—60), в которые вводятся многофункциональные композиции присадок в количестве от 5% и более, обрабатываемые заводами — изготовителями машин. Для таких двигателей используются также масла МТ-14_п и МТ-16_п (ГОСТ 6360—58*), загущенные полиизобутиленом, с многофункциональными присадками в количестве от 3 до 5% и масла ДС-8 и ДС-11 в виде смеси дистиллятов с 14% остаточных масел (ГОСТ 8581—63*) и с многофункциональными присадками до 7% к весу масел.

Для циркуляционной смазки крейцкопфных малооборотных дизелей можно рекомендовать марки АС_п-10, АК_п-10 и АК-15 с вязкостью 60—90 *сст* при температуре 50° С. Для смазки цилиндров этих двигателей используется масло МС-20 с присадками и без присадок. Заменителями этого масла могут быть марки Д_п-11; Д_п-14; МТ-14_п; МТ-16_п или ДС-11 с содержанием присадок до 16% в зависимости от содержания серы в топливе, на котором работают машины.

Уменьшение износов и увеличение моторесурса ДВС применением присадок к маслу. Доказано экспериментально [25; 35; 43; 44; 62] и многочисленными эксплуатационными данными, что для смазки всех видов и типов ДВС следует применять только масла с присадками, нейтрализующими действие сернистых соединений продуктов сгорания топлива и кислых продуктов разложения масла и противодействующими нагарообразованию. Присадки стабилизируют первоначальные физико-химические свойства масла в процессе его работы в ДВС и благодаря этому способствуют уменьшению износов втулок рабочих цилиндров, поршневых колец, подшипников и др.

Из большого числа данных испытаний двигателей на маслах с отечественными присадками [25; 35; 43; 44] можно сделать вывод, что надежная работа дизелей на топливе с содержанием серы 1% и более ими не обеспечивается. Не обеспечивается ими также работа мощных малооборотных двигателей и на малосернистом топливе. Использование для смазки рабочих цилиндров этих двигателей даже лучших отечественных марок масел приводит к сильному нагарообразованию, закоксовыванию поршневых колец и выпускных окон и к задирам рабочих цилиндров.

Более успешные результаты в области присадок к моторным маслам достигнуты за рубежом.

Сначала там были созданы эмульсионные масла, содержавшие до 30% воды — растворителя щелочных компонентов. Этот водный раствор находился в неустойчивой связи с основой. Длитель-

ное хранение эмульсионных масел обеспечивалось при температуре не более $+10^{\circ}\text{C}$. При более высокой температуре связь водного раствора щелочей с маслом разрушалась, и оно теряло свои качества. Поэтому эмульсионные масла применялись сравнительно недолго, хотя износы рабочих цилиндров ДВС, работавших на тяжелых сортах топлива с высоким содержанием серы (до 3,5%) и смазываемых эмульсионными маслами, были значительно меньше тех, которые имели место при смазке цилиндров обычными минеральными маслами.

В настоящее время за рубежом выпускаются однофазные мало-, средне- и высокощелочные масла [18], полученные растворением щелочных компонентов в основе. В качестве примера высокощелочных масел (до 70 мг КОН на 1 г масла), широко известных в зарубежной практике, можно назвать марки «Алексия» 40 и 50 и «Кастрол $\frac{RM}{DZ}$ » 40 и 50. Некоторые технические данные этих масел приведены в табл. 16. Эти марки цилиндрических масел являются наиболее эффективными в отношении износов втулок рабочих цилиндров при работе дизелей на тяжелом высокосернистом топливе.

Т а б л и ц а 16

Технические данные масел

■ Показатели	Марки масел		
	«Алексия»		«Ка- строл $\frac{RM}{DZ}$ » 40
	40	50	
Удельный вес в г/см^3	0,95		0,94
Температура вспышки в открытом тигле в $^{\circ}\text{C}$	245		230
Температура застывания в $^{\circ}\text{C}$	-20		-17
Вязкость в $^{\circ}\text{E}$ при:			
20 $^{\circ}\text{C}$	90	125	87
50 $^{\circ}\text{C}$	12,3	16,5	12,1
100 $^{\circ}\text{C}$	2,13	2,52	2,15
Щелочное число в мг КОН на 1 г масла	70		40

Из отечественных цилиндрических масел для малооборотных ДВС, работающих на высокосернистом топливе, может быть рекомендовано высокощелочное масло МТ-16Е с присадками МАСК (до 25%) и ЛЗ-23К. Работы по созданию высокощелочных масел с малой зольностью продолжаются.

На рис. 102 представлены сравнительные графики удельных износов втулок рабочих цилиндров двигателя «Зульцер» типа

RD76/155 с $n = 115$ об/мин, работавшего на тяжелом сернистом топливе, у которого для смазки рабочих цилиндров 2 и 3 применено однофазное высокощелочное масло «Алексия» 40, после того как была выявлена интенсивность их износов при смазке эмульсионным маслом.

В табл. 17 приведены сравнительные данные по износам рабочих цилиндров при работе двигателей на тяжелых сортах высоко-

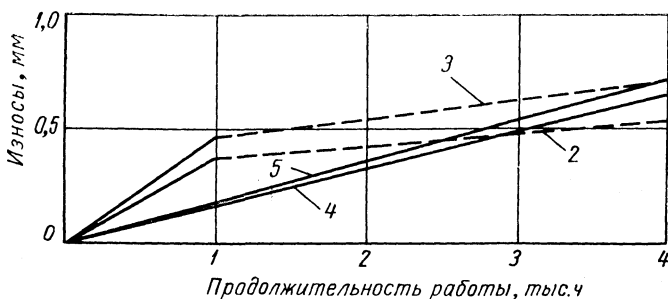


Рис. 102. Графики износов втулок рабочих цилиндров ($D_{ц} = 760$ мм и $S_n = 1550$ мм) при работе:

— — — — на эмульсионном масле марки «Алексия» А;
 - - - - - на однофазном масле марки «Алексия» 40

сернистого топлива и при смазке их цилиндров маслами различных марок. Щелочное число цилиндрических масел для малооборотных ДВС должно соответствовать процентному содержанию серы в топливе:

Содержание серы в топливе в % . . .	До 1	До 2	До 3 и более
Щелочное число в мг КОН на 1 г масла	5,5—7	9—16	26—70

Применение высокощелочных масел при работе двигателей на малосернистом топливе приводит к скачкообразному увеличению удельных износов их рабочих цилиндров [18].

Продолжительность работы заряда масла. Продолжительность работы одного заряда циркуляционного масла зависит от типа двигателя, системы его смазки, качества масла и степени совершенства средств непрерывной очистки масла при его работе в двигателе. Системы смазки могут быть разделены на три основных вида:

а) подшипники и цилиндры смазываются одним маслом, которое часто используется и для охлаждения рабочих поршней; если при этом весь заряд масла находится в колодце картера, систему называют «с мокрым картером»; если масло из картера стекает в сточную масляную цистерну или принудительно

Результаты испытаний цилиндровых масел различных марок

Диаметр цилиндра, мм Ход поршня, мм	Фирма — изготовитель двигателя	Цилиндровые масла, использованные на испытаниях		Число цилиндров, смазываемых		Продолжительность работы, ч		Удельный расход, г/з. л. с. ч		Наибольший удельный износ в мм на 1000 ч при работе	
		Масло А	Масло В (однофазное)	мас-лом А	мас-лом В	на масле А	на масле В	на масле А	на масле В	на масле А	на масле В
670 980+1340	«Доксфорд»	Эмульсионное «Алексия» А	«Алексия» 40	3	3	44:8	44:8	0,63	0,52	0,163—0,200	0,12—0,13
550				6	6	2250	3875	0,25	0,25	0,236	0,116
400+1200	«Бурмейстер и Вайн»	То же	«Алексия» 50	5	3	3158	3158	0,25	0,25	0,2	0,1
750				10	10	3523	4920	0,41	0,35	0,2	0,086
740	»	»	»	4	4	5000	3425	0,25	0,25	0,26	0,107
1500				8	4	3000	1000	0,25	0,25	1,1	0,25
740	»	Однофазное «Шелл-Талпа» 50	»	6	9	1752	2552	0,35	0,27	0,27	0,13
1600				3	2	3882	2896	0,87—1,1	0,65—0,12	0,175*	0,077*
760	«Зульцер»	Эмульсионное «Алексия» А	«Алексия» 40	8	2	5541	3200	0,81	0,73	0,016**	0,09**
1500				8	2	»	»	»	»	»	»
760	»	То же	»	3	2	»	»	»	»	»	»
1550				8	2	»	»	»	»	»	»
750	ФИАТ	»	»	8	2	»	»	»	»	»	»
1500				8	2	»	»	»	»	»	»

Примечание. Все двигатели работали на тяжелом топливе с вязкостью до 33 сеп при 100° С и содержанием серы до 3% и более.

* См. график на рис. 103.

** Втулка цилиндров хромирована.

откачивается из картера в масляный бак, расположенный вне двигателя, систему называют «с сухим картером»;

б) смазка подшипников и охлаждение рабочих поршней производится одним (циркуляционным) маслом по принципу сухого или мокрого картера; цилиндры смазываются специальным цилиндрическим маслом, часть которого сгорает или выбрасывается в выпускной тракт, а другая часть стекает в картер в виде густого гудрона, засоряющего циркуляционное масло;

в) смазка подшипников и охлаждение рабочих поршней производится одним (циркуляционным) маслом, которое самотеком удаляется из картера и из системы охлаждения поршней в сточную масляную цистерну. Рабочие цилиндры смазываются специальным цилиндрическим маслом, часть которого сгорает или выбрасывается с выпускными газами, часть коксуеться, образуя нагар, а значительная часть в виде густого гудрона стекает в нижние части рабочих цилиндров, где улавливается специальными устройствами и удаляется по сточным трубам. Картер двигателя отделен от подпоршневых пространств рабочих цилиндров при помощи диафрагм, которые имеют уплотнительные коробки для проходящих через них штоков рабочих поршней. При такой конструкции двигателя попадание отработавшего цилиндрического масла в картер двигателя исключается. Некоторые дизелестроительные заводы рекомендуют собранный таким образом остаток цилиндрического масла подвергать центробежной очистке и промывке горячей водой и в смеси со свежим маслом употреблять для ручной смазки этого же двигателя или других (вспомогательных) механизмов.

Строгого научного ответа на вопрос, как долго может работать один заряд масла в ДВС, пока нет, хотя его изучению посвящается большое число исследований как в СССР, так и за рубежом. По рекомендациям большинства заводов, выпускающих высокооборотные форсированные дизели, циркуляционное масло в их системах смазки должно меняться через 100—300 ч работы; для дизелей со средним числом оборотов при сухом картере — через 400—600 ч работы. Но, как показывают исследования, в течение первых 100—150 ч циркуляционное масло может придти к стабильному физико-химическому состоянию, которое сохраняется на протяжении значительного периода работы. Следовательно, если заряд масла в двигателе имеет стабильные по времени физико-химические свойства, требования заводов о замене масла становятся необоснованными.

В процессе исследований обнаружены случаи, когда у масел, полученных из бакинских нефтей, после достижения некоторого максимума, кислотность уменьшается. Это явление объясняется тем, что наиболее коррозионно-агрессивные продукты окисления частично имеются уже в свежем масле, и к ним добавляются окисленные в первые часы работы масла наименее стойкие угле-

Физико-механические свойства масла

Показатели	Свежее масло	Количество отработанных часов				
		100	300	500	1500	1678
Температура вспышки в °С	242	144	146	155	139	139
Вязкость в <i>сст</i> при 100° С	20,8	14,5	15,9	14,58	17,5	14,1
Кислотное число в мг КОН на 1 г масла	0,082	0,51	0,79	0,795	—	0,79
Содержание золы, кокса и других меха- нических примесей в % от общего веса масла	0,42	1,63	1,167	1,70	0,70	2,14

водороды. При большой емкости масляных систем эти особенности масел проявляются с особой очевидностью.

Обширные испытания, проведенные в речном флоте СССР на двигателях Д6 и Д12, смазываемых маслом МС-20, показали, что после 100—120 ч работы физико-химические свойства масла стабилизировались, что видно из табл. 18. У этих дизелей при исправных поршневых кольцах удельный расход масла составляет от 6 до 10 г/э. л. с. ч. Следовательно, даже при минимальном удельном расходе за 100 ч работы в систему смазки доливается 100 кг (для Д6) и 200 кг (для Д12) и более свежего масла. При емкости системы циркуляционной смазки в 75—100 л за 100 ч работы имеем одно- или двукратную по весу доливку. За этот срок работы физико-химические свойства работающего масла должны стабилизироваться без замены заряда, т. е. только за счет баланса угара и доливки, что и подтверждается данными испытаний. При введении в масло МС-20 эффективной многофункциональной присадки необходимость периодической замены заряда может отпасть, если вязкость и температура вспышки будут сохранять допустимые значения.

Приведенные в табл. 18 результаты показывают, в каком направлении следует вести дальнейшую работу по улучшению или длительному сохранению приемлемых для работы ДВС физико-химических свойств масла. Так, температура вспышки за 100 ч работы упала примерно на 100° С и вязкость — до 15 *сст*, что указывает на присутствие в масле топлива. Кислотное число стабилизировалось на уровне 0,79 мг КОН на 1 г и может быть уменьшено или увеличено количеством вводимых в масло

антиокислительных присадок, или применением других, более эффективных. Содержание золы, кокса и других механических примесей стабилизировалось на уровне 1,5% против 0,42% первоначального их содержания. Этот показатель всецело зависит от качества фильтрующих устройств, и если бы в процессе исследований были приняты меры по подбору или созданию более эффективных фильтрующих пакетов или материалов, или была бы установлена оптимальная продолжительность эксплуатации использовавшихся фильтрующих пакетов, эта цифра (1,5%) была бы значительно меньше.

О правильности этого вывода говорит тот факт, что после 1500 ч работы масла общее содержание примесей было 0,7% против первоначального их содержания 0,42%, а к 1678 ч их содержание увеличилось до 2,14%. Можно с уверенностью сказать, что после 1500 ч работы проба масла для анализа была взята при чистом (свежем) фильтрующем пакете, а после 1678 ч — при полностью загрязненном фильтрующем пакете.

У тепловозных ДВС (Д100) браковочным критерием масла является температура вспышки 170—190° С (начальная 200—210° С), что также подтверждает правильность сделанных выводов, так как у тепловозных (двухтактных) ДВС температура вспышки фиксируется после 500—600 ч работы масла, когда в него уже попало топливо.

В практике эксплуатации быстроходных ДВС смену масла рекомендуют производить, когда содержание механических примесей будет $\geq 0,4$ —0,5%, кислотное число будет $\geq 0,5$ мг КОН на 1 г масла и изменение вязкости — не более $\pm 20\%$ от первоначального значения. На тепловозных двигателях «Алко» (США) браковочными критериями являются содержание механических примесей до 1% и топлива в масле — до 5%; на тепловозных двигателях «Майбах» (ФРГ) содержание примесей — 0,8%, воды — до 0,2% и топлива в масле — до 5%.

Для более полного суждения о качестве работающего масла число критериев его пригодности должно быть значительно больше, чем рассмотрено выше. Зарубежная практика, например, для установления пригодности работающего масла рекомендует следующие показатели: вязкость; содержание топлива в масле; содержание воды; отложения, не растворимые в алкоголе; отложения, не растворимые в бензине; содержание золы и ее природа; общее щелочное число.

Срабатывание масла, или его загрязнение нерастворимыми продуктами неполного сгорания топлива и продуктами собственного распада, приводит к увеличению, а разбавление топливом — к уменьшению вязкости масла. Допустимое изменение вязкости не должно превышать $\pm 25\%$ от первоначального ее значения. Темп изменения вязкости также является важным показателем, указывающим или на быстрое загрязнение масла продуктами

неполного сгорания топлива, или на процесс разбавления его топливом.

Содержание топлива в масле нежелательно как по причине, рассмотренной выше, так и вследствие опасности взрывов его паров в картере двигателя. По этим соображениям содержание топлива в масле не должно превышать 3%.

Содержание воды в масле не должно превышать 0,2%, так как ее присутствие в отработавшем масле в больших количествах может привести к быстрому окислению масла, осадкообразованию и пенообразованию.

Остаток, не растворимый в алкоголе, включает в себя сажу, пыль, частицы износа деталей и продукты окисления масла и топлива. Допустимое содержание не растворимого в алкоголе остатка не должно превышать 2%.

Остаток, не растворимый в бензине, включает в себя все составные части, не растворимые в алкоголе, кроме продукта окисления топлива и масла. Если разность не растворимых остатков в алкоголе и в бензине больше 0,5%, масло непригодно к работе. Наглядное представление об этом критерию дает рис. 103.

Содержание золы, т. е. несгораемых продуктов, не является надежным показателем непригодности масла, так как введение присадок в масло увеличивает содержание в нем несгораемых элементов.

Как указывалось выше, для двигателей, имеющих картерную смазку и работающих на сернистом топливе, браковочное щелочное число зависит от содержания серы в топливе. Так, если содержание серы составляет 1%, то минимально допустимое для масла щелочное число должно быть равно 1,1 мг КОН на 1 г масла. Для этого случая на рис. 104 представлены графики изменения износ и чистоты рабочих поршней в зависимости от содержания щелочей в масле.

Согласно отечественным и зарубежным исследованиям, в масле окисляется не более 8—10% исходных составляющих углеводородов.

Следовательно, до 90% их сохраняет свои физико-химические свойства, поэтому имеется реальная возможность удлинить продолжительность работы масел у ДВС путем замедления окисления с помощью многофункциональных присадок и обеспечения хорошей очистки в процессе работы.

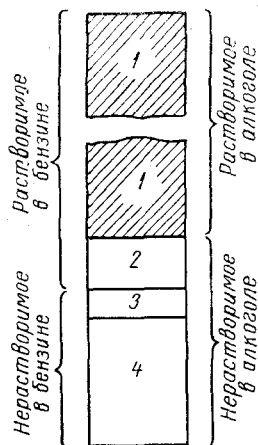


Рис. 103. Растворимые и нерастворимые компоненты отработавшего масла:

1 — масло; 2 — продукты окисления масла и топлива; 3 — пыль и продукты износа деталей; 4 — сажа (от неполного сгорания топлива)

Расход циркуляционного и цилиндрического масла у малооборотных ДВС. При использовании третьего типа смазки удельный расход циркуляционного масла у ДВС этого типа мал. По данным некоторых дизельных заводов, он составляет около 25 кг масла в сутки на 10 тыс. э. л. с. Некоторые зарубежные заводы включают удельный расход циркуляционного масла в общий удельный расход. Практически при невентилируемых картерах и при хорошей плотности соединений картера, фундаментной рамы и трубопроводов масляных систем расход циркуляционного масла складывается из потерь при чистке фильтров и маслоохладителей, при периоди-

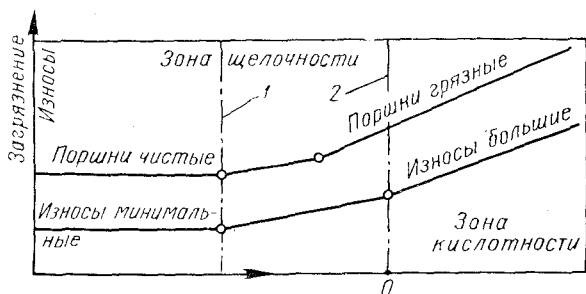


Рис. 104. Графики износов и чистоты рабочих поршней в зависимости от содержания щелочей в масле:

1 — щелочное число в мг КОН на 1 г масла равно процентному содержанию в топливе серы плюс 0,1; 2 — щелочное число масла равно 0

ческой чистке сточных масляных цистерн, при отстое и сепарировании масла. Поэтому среднюю убыль циркуляционного масла для этого типа двигателей обычно можно считать равной 1,5—2,5 кг в сутки на 1000 э. л. с. мощности двигателей.

Удельный расход цилиндрического масла для основных типов двигателей этого класса приведен в табл. 19 [18; 20]. В действительности удельные расходы без ущерба для работоспособности двигателей и их долговечности можно принимать меньше указанных в таблице. Они устанавливаются владельцами двигателей в процессе эксплуатации. Так, у двигателя «Бурмейстер и Вайн» (тип 962-VTF-115; 5000 э. л. с.) на теплоходе «Fergplant» за 30 тыс. ч работы удельный расход цилиндрического масла составляет 0,25 г/э. л. с. ч и суточный циркуляционного — 0,75 г/э. л. с. Однако при работе двигателей на высокосернистом (свыше 1% серы) топливе расход масла должен быть увеличен во избежание быстрого износа поршневых колец.

Влияние очистки масла на продолжительность его работы. Как показывают результаты исследований, наиболее эффективная очистка масла и минимальные износы у многооборотных ДВС достигаются применением тонкого фильтрования и центробежной очистки при условии включения этих средств в полномерный поток

Удельные расходы цилиндрического масла у малооборотных ДВС

Система двигателя	Удельные расходы в г/э. л. с. ч для диаметров цилиндров		
	500—600	740—760	840—880
МАН	0,5—0,7	0,5—0,7	—
«Зульцер»	1,0—1,2	0,5—0,6	0,5—0,6
ФИАТ	—	0,7—0,8	0,7—0,8
«Сторк»	—	0,65	0,6
«Бурмейстер и Вайн»	0,5—0,6	0,4—0,6	0,3—0,4

масла; очистка и центрифугирование масла в параллельных потоках мало эффективны. Фильтрующие пакеты тонкой очистки масла улавливают до 10% несгораемых и до 90% сгораемых, а центробежные очистители — до 50% несгораемых и до 50% сгораемых отложений. Несгораемые отложения состоят из минеральных веществ (частицы металла, песок и др.); сгораемые содержат до 80% смол, 10% оксикислот и до 10% карбидов.

Создание фильтров тонкой очистки и тем более высокоэффективных центробежных очистителей для полномерных потоков циркуляционного масла является задачей практически неразрешимой, если учесть, что у современных специальных центробежных сепараторов для очистки масла и топлива наибольшая номинальная производительность достигает 7—8 тыс. л/ч, а надежное их действие обеспечивается при значительной меньшей производительности, и что производительность систем циркуляционной смазки измеряется от десятков до нескольких сотен тонн в час. Следовательно, в настоящее время приходится мириться с использованием фильтров тонкой очистки и центробежных очистителей на байпасных линиях с производительностью до 10% от всего потока масла. Существующие центробежные очистители полномерных потоков циркуляционного масла, используемые у некоторых малооборотных ДВС, дают ничтожно малый эффект [45].

Срабатываемость присадок. Присадки в масле по мере увеличения продолжительности его работы непрерывно срабатываются: а) на нейтрализацию кислых продуктов сгорания топлива и продуктов окисления самого масла; б) адсорбируются на частицах продуктов, загрязняющих масло, и вместе с ними улавливаются фильтрами; в) адсорбируются на материале фильтрующих пакетов и на поверхностях деталей двигателей; г) сгорают вместе с маслом.

Наиболее интенсивное срабатывание присадок происходит в первые 50—100 ч работы, особенно при использовании фильтрующих пакетов АСФО. Это объясняется более интенсивным в этот период окислительным процессом в масле и расходом щелочей присадок на нейтрализацию получающихся кислот. Обедняются присадки в масле также и при центробежной очистке.

Систематическим доливом свежего масла и рациональной продолжительностью использования фильтрующих пакетов в фильтрах тонкой очистки можно добиваться стабилизации содержания присадок в работающем масле на приемлемом уровне, и благодаря этому повышать продолжительность работы масла.

Продолжительность работы масла в ДВС. Продолжительность работы масла в ДВС зависит от качества самого масла и от стойкости и эффективности присадок, придающих ему необходимые физико-химические свойства. Главная доля успеха в использовании присадок может быть достигнута только усилиями нефтеперерабатывающей промышленности и ее научно-исследовательских институтов.

Учитывая реальные качества отечественных масел и присадок к ним, необходимо принимать некоторые меры при проектировании силовых установок с ДВС, а именно: увеличивать до разумных величин вес заряда масла в системах циркуляционной смазки; применять высокоэффективные средства тонкого фильтрования при рациональных сроках их использования; выбирать рациональные температурные режимы для работы масла в системах и др. На основании уже выполненных исследовательских работ удалось увеличить продолжительность работы циркуляционного масла у ДВС, имеющих широкое распространение в народном хозяйстве, как показано в табл. 20.

Таблица 20

Продолжительность работы масел

Тип дизелей	Марка масла	Продолжительность работы, ч	
		прежняя	настоящая
Д6 и Д12	МС-20	100	2000—3000
М-756	М12-1	100	3000—6000
Д54, КДМ46, Д35	ДП-14	120	240—420

Исследовательские работы по повышению качества масел и присадок к ним, а также по созданию рациональных условий их использования в ДВС должны быть развернуты в еще больших масштабах, так как это принесет народному хозяйству страны огромные выгоды.

26. СИСТЕМЫ СМАЗКИ ДВС

Системы смазки ДВС должны быть изолированы от других систем силовых установок. Напорные трубы масляных насосов должны иметь соединения для возможности подачи масла в двигателя силовой установки любым насосом. Приемные трубы масляных циркуляционных насосов должны быть оборудованы или сетками, установленными в месте входа масла в трубу, или фильтрами грубой очистки во избежание случайного попадания твердых предметов и грязи в насосы. Фильтры всех видов должны быть по возможности двухместными, допускающими чистку одной половины фильтра при работе двигателя на другой его половине. Перед пуском двигателей в ход необходимо предусматривать их прокачку подогретым маслом, для чего сточные масляные цистерны или маслобаки высокооборотных двигателей должны иметь средства подогрева масла паром, горячей водой или при помощи электрогрелок с элементами закрытого типа (см. рис. 96). Должны предусматриваться средства легкого пополнения циркуляционных систем маслом из цистерн запаса и транспортирование его в пределах силовой установки, а также трубы приема масла извне и откачка за пределы помещения установки.

Сточные масляные цистерны или масляные баки высокооборотных ДВС при заполнении их на $3/4$ объема должны вмещать весь заряд масла. Объем масляных баков высокооборотных двигателей может быть определен из нормы $0,1-0,2$ л/э. л. с.; большее значение рекомендуется использовать для ДВС малых мощностей (до 250 э. л. с.) и меньшее — для больших мощностей (до 6000 э. л. с.). Объем сточных масляных цистерн малооборотных ДВС может быть определен из нормы $3-4$ л/э. л. с. Цистерны и масляные баки должны иметь по возможности развитую высоту за счет уменьшения площади основания. Так, для бака емкостью $0,1$ м³ желательно иметь высоту $0,8$ м и площадь основания $0,125$ м² (или $d_{осн} = 0,4$ м).

Цистерны и масляные баки должны иметь надежные средства контроля уровня масла, являющегося косвенным показателем исправности самой системы циркуляционной смазки и смежных с ней систем (топливной — пропуски топлива в масло; водяного охлаждения — пропуск воды в масло через неисправности в маслоохладителях).

У высокооборотных ДВС масляные баки являются также и средством отделения воздуха от масла. Для обеспечения надежного отделения воздуха необходимо струю масло-воздушной эмульсии, поступающей в бак, направлять на вертикальную стенку бака или обеспечивать сток по плоскости, наклоненной на $20-30^\circ$ к горизонту. Воздух из масляных сточных цистерн и баков должен отводиться по трубам за пределы машинных отделений. Воздушные трубы на выходных концах должны иметь защитные

устройства (сетки) против распространения взрыва при соприкосновении воздуха, насыщенного парами масла, с открытым пламенем или искрами; у высокооборотных ДВС с наддувом воздушные трубы от масляных баков подводят к всасывающим патрубкам нагнетателей. Сточные масляные цистерны и баки должны иметь средства контроля и удаления из них воды.

Запас масла в силовой установке с ДВС зависит от ее назначения, но он должен быть не меньше, чем нормальный заряд масла в циркуляционной системе, что позволит заполнить систему свежим маслом при случайной его утере (разрыв дюритовых соединений труб, прокладок и пр.). Кроме этого, в запасе должно быть масло для систематического пополнения убыли.

Если присадки к маслу предполагается вводить на силовой установке, в системе смазки должны быть предусмотрены смесители и дозаторы. Маслохранилища крупных силовых установок должны быть оборудованы средствами подогрева масла и средствами контроля его температуры.

В системах смазки рабочих цилиндров должны предусматриваться специальные цистерны с раздаточными трубами и кранами наполнения лубрикаторов.

Основные технические данные современных отечественных маслоохладителей и формулы для определения их активных поверхностей охлаждения приведены в гл. X.

Воздушные масляные холодильники отличаются малой эффективностью. Так, при диаметре трубок воздушных маслоохладителей $d_{mp} = 14 \div 20$ мм общий коэффициент теплопередачи от масла к воздуху для обретенных трубных пучков находится в пределах $3-5$ ккал/м²·ч°·С. Даже введением сложных турбулизирующих устройств в трубки маслоохладителей не удастся повысить общий коэффициент выше $10-11$ ккал/м²·ч°·С. Коэффициент обречения труб воздушных маслоохладителей не должен быть больше 5 при высоте ребер $h = 0,4d_{mp}$. Если применение воздушного масляного холодильника с обретенными трубами неизбежно, то для повышения коэффициента теплопередачи от масла к воздуху рекомендуется использовать турбулизатор, конструкция которого представлена на рис. 129 (поз.3). Диаметр проволоки равен $2-3$ мм; шаг пружины — $10-12$ мм; толщина пластинок — $1,0-1,5$ мм (из листовой латуни или алюминия); шаг закрутки пластинок — $100-120$ мм.

Для водяных масляных охладителей с трубками диаметром до 10 мм введение только пластинчатых турбулизаторов при движении масла внутри трубок повышает коэффициент теплопередачи от масла к воде примерно на 25% .

При независимых циркуляционных насосах должно предусматриваться два насоса равной производительности, из которых один резервный. Для нескольких двигателей можно ограничиваться одним резервным насосом циркуляционной смазки.

Напорные трубы масляных циркуляционных насосов должны защищаться пружинными перепускными клапанами, которые в состоянии пропустить большую часть масла при полной производительности насоса. Клапаны регулируются на давление 1,25 рабочего. Перепускные пружинные клапаны часто встраиваются в насосы.

Системы циркуляционной смазки ДВС должны иметь автоматические устройства аварийно-предупредительной сигнализации с обязательным автоматическим регулированием температуры масла и защитой двигателя по минимальному давлению масла.

Масляные циркуляционные системы перед первым пуском двигателей должны прокачиваться маслом со скоростями, превышающими рабочие. Для промывки этих систем проектными организациями должна разрабатываться специальная технология со схемой циркуляции масла. Для промывки используются масла, имеющие пониженную вязкость при температуре окружающей среды; масло не должно проходить через подшипники двигателей. Для обеспечения чистоты масляных систем промывке подвергаются одновременно все устройства, входящие в их состав; картеры тяжелых малооборотных двигателей промываются из гибких шлангов этим же маслом. Улавливание грязи на первой стадии промывки осуществляется при помощи штатных фильтров грубой и тонкой очистки, которые на конечной стадии рекомендуется заменять специальными фильтрующими устройствами, где в качестве фильтрующего материала используются многослойные (2—3 слоя) мешки из шелкового полотна с прочным проволочносетчатым каркасом. Контроль чистоты масляных систем на последней стадии промывки осуществляется путем периодического осмотра фильтрующих мешков, промытых в керосине вместе с содержащимися в них включениями. В качестве циркуляционных насосов при промывке масляных систем можно использовать независимые штатные насосы, а если последние навешены на двигатели, для промывки систем должны использоваться специальные промывочные насосы. По окончании промывки сточные масляные цистерны и баки подвергаются контролю и очистке. Продолжительность процесса промывки может измеряться десятками часов и зависит от степени загрязнения системы. Для персонала, производящего эту операцию, не требуется специальных указаний или рекомендаций, так как состояние фильтрующих мешков после каждой контрольной промывки и просмотра содержимого в них укажет на степень чистоты системы. Еще более жесткие требования к чистоте циркуляционных масляных систем должны предъявляться на дизельных заводах, чтобы шейкам валов и вкладышам подшипников не были причинены значительные повреждения.

Необходимо соблюдать идеальную чистоту масляных циркуляционных систем перед первыми пусками двигателей, так как

несоблюдение этого условия может привести к серьезным последствиям. Показателями для контроля за работой систем циркуляционной смазки являются температура масла при входе в двигатель (t_m) и при выходе из него, давление масла при входе в двигатель, разность давлений масла до и после фильтров, контролируемая с помощью стрелочных дифманометров.

Скорость масла в трубах циркуляционных масляных систем можно принимать для всасывающих линий при $t_m < 20^\circ \text{C}$ не более

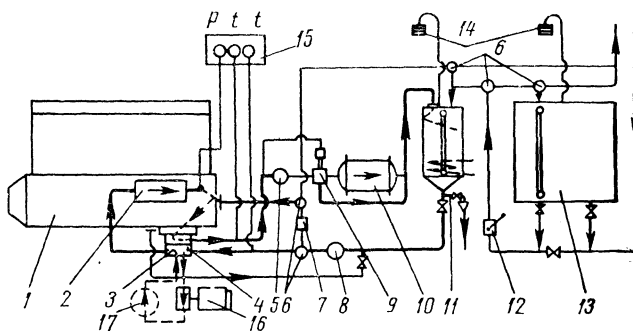


Рис. 105. Схема системы циркуляционной смазки мощного быстроходного двигателя:

1 — двигатель; 2 — фильтр тонкой очистки; 3 — откачивающий масляный насос; 4 — нагнетающий масляный насос; 5 — фильтр тонкой очистки; 6 — трехходовые краны переключения; 7 — ручной насос для прокачки двигателя перед пуском; 8 — фильтр грубой очистки; 9 — автоматический регулятор температуры масла; 10 — маслоохладитель; 11 — маслобак с подогревом масла; 12 — ручной масляный насос оперативного назначения; 13 — цистерна запаса масла; 14 — защитные противозрывные устройства на воздушных трубах; 15 — щиток контрольных приборов; 16 — промывочный насос; 17 — шелковый фильтр

1,0 м/сек и при $t_m > 20^\circ \text{C}$ — не более 1,5 м/сек; для напорных линий — не более 1,5 м/сек и 2,0 м/сек соответственно.

На рис. 105 представлена принципиальная схема масляной циркуляционной системы для быстроходных дизелей мощностью 1500 э. л. с. и более. В схеме предусмотрена откачка масла из картера двигателя на случай чрезмерного наполнения картера маслом, которое может произойти вследствие ряда последовательных неудавшихся пусков двигателя или по другим причинам. Для неавтоматизированных двигателей мощностью до 500 э. л. с. насос 7 может быть ручным; для автоматизированных и для более мощных ДВС необходимо предусматривать насосы с электроприводом. Регулирование температуры масла может производиться при помощи регулятора 9 типа РТПД. (регулятор температуры прямого действия), устанавливаемого в поток масла. В эту схему могут быть включены промывочный насос 16 и шелковый фильтр 17; пунктирными линиями показаны дополнительные трубы, которые могут быть и гибкими шлангами; они подсоединяются к штатным трубам, которые на этот случай отключаются от своих мест на двигателе.

На рис. 106 показана схема системы циркуляционной смазки двигателей типа Д100. Ее особенности заключаются в следующем. Перепад давления масла в охладителе 12 ($F = 48,5 \text{ м}^2$) поддерживается равным $1,1 \text{ кг/см}^2$ при помощи пружинного перепускного клапана 14. При горячем масле этот клапан не действует; перепуск масла предусмотрен на случай, когда масло застывает в маслоохладителе. Регулирование температуры масла осуществ-

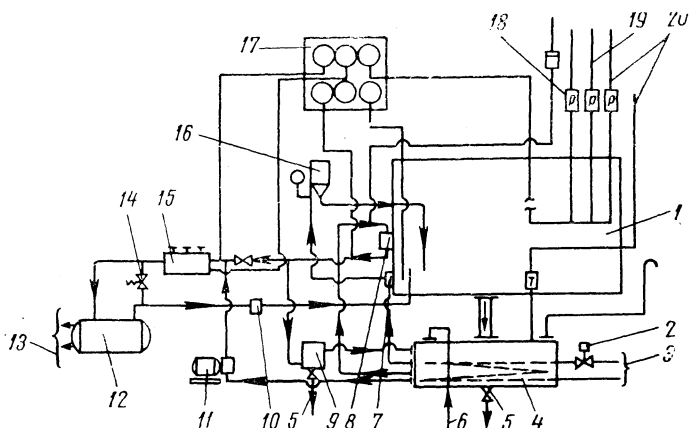


Рис. 106. Схема масляной циркуляционной системы двигателей типа Д100:

1 — двигатель; 2 — клапан с электромеханическим приводом для пополнения масла; 3 — подвод и отвод горячей воды для подогрева масла; 4 — сточная масляная цистерна; 5 — слив масла; 6 — наполнение сточной масляной цистерны; 7 — масляный насос центробежного очистителя; 8 — главный масляный циркуляционный насос; 9 — фильтр тонкой очистки; 10 — датчик терморегулятора воды, охлаждающей масло; 11 — насос прокачки масла перед пуском двигателя; 12 — маслоохладитель; 13 — вода, охлаждающая масло; 14 — пружинный предохранительно-перепускной клапан; 15 — фильтр грубой очистки; 16 — центробежный очиститель; 17 — щиток контрольно-измерительных приборов; 18 — в схему к пульту предупредительной сигнализации; 19 — к автомату отключения нагрузки; 20 — к пульту дистанционного пуска, управления и остановки

вляется при помощи регулятора типа РТПД-100, который включен в поток охлаждающей воды 13 (см. рис. 117). Чувствительный элемент регулятора 10 включен в маслопровод между маслоохладителем 12 и двигателем 1. Кроме фильтра грубой очистки 15 в схеме предусмотрены фильтр тонкой очистки 9 с бумажными пакетами и центробежный очиститель 16 с пропускной способностью 5000 л/ч и $n = 5000 \text{ об/мин}$. Фильтр 9 пропускает часть горячего масла, подаваемого насосом 8; количество масла отрегулировано при помощи дроссельной шайбы, установленной на входе в трубу, подводящую масло к фильтру. Центробежный очиститель 16 работает совместно со специальным насосом 7 производительностью до 12 тыс. л/ч при давлении $8\text{—}10 \text{ кг/см}^2$. Прокатка двигателя маслом перед пуском обеспечивается независимым электронасосом 11 производительностью до 12 тыс. л/ч .

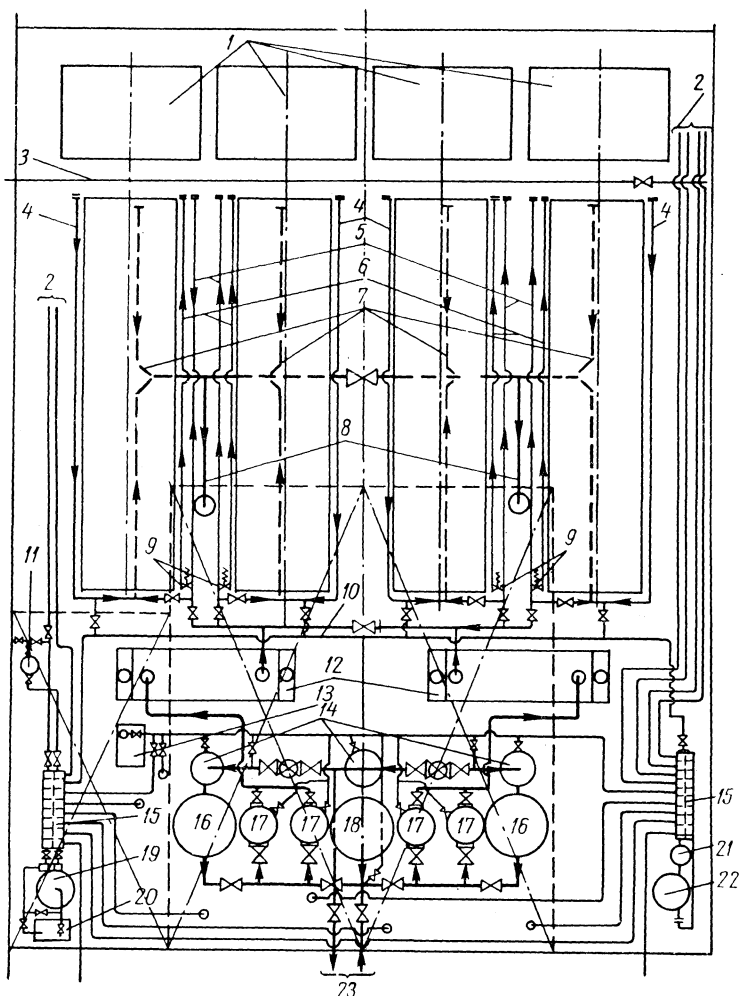


Рис. 107. Схема системы циркуляционной смазки и охлаждения поршней одной секции судовой установки мощностью 12 тыс. э. л. с.:

1 — электрогенераторы; 2 — трубы к цистернам хранения запасов масла; 3 — трубы приема и выдачи масла; 4 — сточные трубы системы охлаждения поршней; 5 — напорные коллекторы-распределители системы охлаждения поршней; 6 — напорные коллекторы системы циркуляционной смазки; 7 — сточные трубы из поддонов двигателей в сточные цистерны; 8 — в сточные цистерны правого и левого бортов; 9 — редукционные клапаны для снижения давления циркуляционной смазки; 10 — трубы осушения (зачистки) главной масляной системы; 11 — зачистный масляный насос; 12 — маслоохладители; 13 — сточная масляная цистерна для осушения главной системы смазки; 14 — приемные масляные фильтры; 15 — распределительно-клапанные коробки вспомогательной масляной системы; 16 — главные масляные циркуляционные насосы; 17 — фильтры тонкой очистки масла; 18 — резервный масляный циркуляционный насос; 19 — центробежный масляный сепаратор; 20 — подогреватель масла перед сепаратором; 21 — приемный фильтр маслоперекачивающего насоса 22; 23 — трубы связи системы циркуляционной смазки с другим машинным отделением

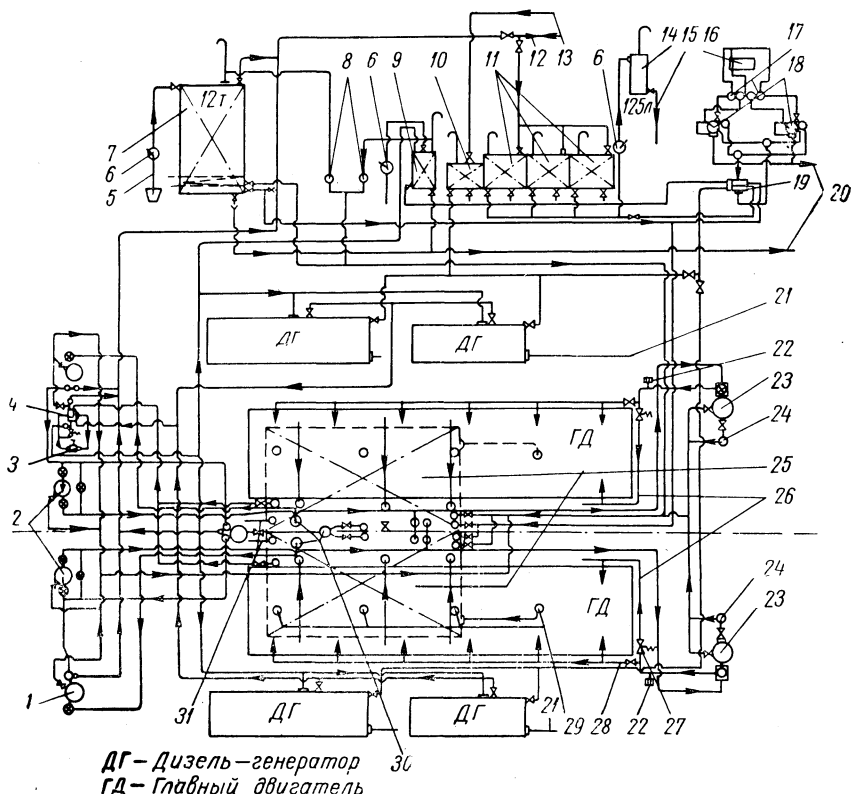


Рис. 108. Схема системы циркуляционной смазки и охлаждения поршней двух главных двигателей судовой установки общей мощностью 13 200 э. л. с.:

1 — главные циркуляционные насосы (правого и левого двигателей и резервный), 2 — масляные фильтры; 3 — насос для осушения сточных масляных цистерн главных двигателей и картеров дизель-генераторов; 4 — клапано-распределительная коробка; 5 — прием масла ручным насосом 6 из переносных сосудов; 7 — отстойная масляная цистерна с подогревом; 8 — глазки (стекла) для контроля перелива масла; 9 — отстойная масляная цистерна дизель-генераторов; 10 — запас масла для дизель-генераторов; 11 — запас циркуляционного и цилиндрического масла для главных двигателей; 12 — прием чистого и откачка грязного масла; 13 — прием чистого масла для дизель-генераторов; 14 — расходная цистерна цилиндрического масла; 15 — труба к лубрикатам смазки цилиндров; 16 — подогреватель масла перед сепараторами; 17 — клапаны переключения; 18 — центробежные масляные сепараторы; 19 — клапано-распределительная коробка; 20 — в сборную цистерну отходов топлива и масла; 21 — трубы вентиляции картеров от каждого дизель-генератора, выведенные за пределы машинного отделения и снабженные противозрывными устройствами; 22 — датчики предупредительно-аварийной сигнализации, предупреждающие о падении давления масла; 23 — маслоохладители; 24 — воронки; 25 — сточные масляные цистерны главных двигателей емкостью по 26 м³; 26 — масло на смазку главных двигателей; 27 — редукционные масляные клапаны; 28 — масло на охлаждение поршней; 29 — трубы стока масла из главных двигателей в сточные масляные цистерны; 30 — приемные масляные фильтры масляных циркуляционных насосов; 31 — воздушно-вентиляционные трубы сточных масляных цистерн, выведенные за пределы машинных отделений и снабженные противозрывными устройствами

Циркуляция масла при работающем двигателе обеспечивается насосом 8 производительностью до 80 тыс. л/ч при давлении 5 кг/см².

На рис. 107 показана схема масляной циркуляционной системы одной группы дизель-генераторов 1 судовой дизель-электрической СУ общей мощностью $3000 \times 4 = 12000$ э. л. с. при числе оборотов 325—345 об/мин. Рабочие поршни двигателей охлаждаются циркуляционным маслом, которое подается к коллекторам 5 под давлением 5 кг/см². До 75% масла дросселируется через пружинные перепускные клапаны 9 и поступает в распределительные коллекторы 6 под давлением 2,5—3,0 кг/см². Полезной особенностью рассматриваемой системы является наличие так называемого зачистного масляного трубопровода, обслуживаемого специальным зачистным насосом 11. С помощью этого трубопровода удастся избежать больших потерь масла при чистках фильтров 14 и 17, при ревизиях маслоохладителей 12 и при разборке труб. Все цистерны для хранения запасов циркуляционного и цилиндрического масла расположены вне машинного отделения, которое связано с ними при помощи трубопроводов 2.

На рис. 108 приведена более подробная схема системы циркуляционной смазки и охлаждения рабочих поршней судовой СУ общей мощностью 13200 э. л. с. Схема включает в себя маслопроводы, обслуживающие дизель-генераторы, а также цистерны запасов масла и отстойные. Действие системы и взаимосвязь ее элементов можно проследить по схеме, снабженной стрелками, показывающими движение масла в трубах, а также с помощью подрисовочной спецификации. Эта система пригодна как для судовых, так и для стационарных силовых установок.

27. РЕГЕНЕРАЦИЯ МАСЕЛ

Как указывалось выше, до 90% отработавшего масла представляет собой основу, которая, будучи очищенной от вредных примесей, кислот и смол, может быть опять использована для смазки ДВС. Очистка отработавших масел и восстановление их первоначальных физико-химических свойств носит название регенерации [45].

Так как степень загрязнения масел различна, то и способы их очистки обладают большей или меньшей сложностью. Отработавшие масла должны собираться и храниться строго по маркам. Если одна и та же марка масла имеет различную степень загрязнения, то рекомендуется сбор и хранение производить раздельно по степеням их загрязнения. Все практикуемые методы регенерации состоят из отдельных технологических элементов или операций в соответствии с принятым способом очистки, зависящим от степени загрязнения масла. Примерный перечень отдельных технологических операций, применяемых на практике, включает: а) отстой загрязненного масла с подогревом до 75—100° С

(рекомендуется как обязательная первая стадия очистки); б) сепарирование с промывкой (рекомендуется для масла, загрязненного оргкислотами и механическими примесями); в) фильтрование с помощью пресс-фильтров (заменяет сепарирование при отсутствии центробежных сепараторов); г) контактную обработку щелочными глинами (применяется при отсутствии сепараторов, когда масло имеет кислотность и загрязнено продуктами его разложения); д) обработку серной кислотой (применяется для углубленной очистки масла от органических продуктов его распада); е) щелочную обработку (используется для очистки окисленных масел и для нейтрализации остаточной кислотности после кислотной обработки); ж) удаление примеси топлива (применяется при очистке масла главным образом высокооборотных дизелей).

Эти технологические элементы очистки применяются на практике в различных сочетаниях, зависящих от характера и степени загрязнения отработавшего масла.

ГЛАВА IX

ВОЗДУШНО-ПУСКОВЫЕ СИСТЕМЫ ДВС

28. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ВОЗДУШНО-ПУСКОВЫМ СИСТЕМАМ

Двигатели внутреннего сгорания средней и большей мощности пускаются в ход сжатым воздухом. Только высокооборотные двигатели малой и очень редко средней мощности имеют электростартерный пуск. Поэтому воздушно-пусковая система, в состав которой входят такие агрегаты, как компрессоры и воздухохранители, является важным элементом установки с ДВС.

Все двигатели с воздушным пуском в зависимости от особенностей их пусковых устройств могут быть разбиты на две группы: а) пускающиеся при любом положении коленчатых валов; б) пускающиеся из так называемого пускового положения. К первой группе относятся главные судовые ДВС, приводящие в действие гребные винты постоянного шага, и все автоматизированные дизель-генераторы и силовые агрегаты с дистанционным пуском. Ко второй группе можно отнести неавтоматизированные дизель-генераторы всех видов и назначений как сухопутных, так и судовых силовых установок, а также другие неавтоматизированные силовые агрегаты различного назначения. Пуск из пускового положения неизбежен у ДВС с малым числом рабочих цилиндров.

При проектировании воздушно-пусковых систем силовых установок с ДВС необходимо учитывать что, являясь удобным и эффективным носителем потенциальной энергии, сжатый воздух несет в себе и опасность для обслуживающего персонала. Поэтому следует неуклонно выполнять все известные мероприятия

по обеспечению надежного пуска ДВС и требования по охране труда. С наибольшей полнотой рекомендации по надежности и безопасности воздушно-пусковых систем отражены в Правилах Регистра СССР, касающихся судовых силовых установок с ДВС. Эти правила основаны на длительном отечественном и зарубежном опыте по постройке и эксплуатации самых мощных, самых совершенных и самых разнообразных силовых установок с ДВС. Они исходят как из условия обеспечения безопасности плавания в очень тяжелых и сложных условиях, включая вероятность полной утери сжатого воздуха из всех воздухохранителей, так и из условия обеспечения безопасности обслуживающего персонала.

При проектировании воздушно-пусковых систем сухопутных силовых установок с ДВС необходимо руководствоваться правилами Котлонадзора Министерства электростанций СССР и другими, приведенными в главе III.

Некоторые из требований и рекомендаций Регистра СССР в сокращенном виде приводятся ниже, и так как они во многом согласуются с правилами Котлонадзора, то их можно рекомендовать и для использования в сухопутных силовых установках.

В судовых силовых установках хранение запасов пускового воздуха для главных дизелей и для вспомогательных дизель-генераторов должно быть раздельным.

Запас пускового воздуха для главных двигателей должен храниться в двух баллонах, из которых один используется как оперативный и второй — как резерв с полным запасом сжатого воздуха.

Для главных судовых реверсивных ДВС, работающих на гребные винты постоянного шага, емкость воздухохранителей должна обеспечивать 12 пусков главных двигателей от холодного состояния без подкачки воздуха компрессорами. Если главные двигатели нереверсивны (работают или на винты регулируемого шага, или на гребные винты через редукторно-реверсивные устройства с отключающими муфтами, или на главные генераторы), запасы пускового воздуха могут быть уменьшены в два раза.

Для вспомогательных дизель-генераторов емкость пусковых баллонов должна обеспечивать шестикратный пуск одного наибольшего из установленных агрегатов от холодного состояния без подкачки воздуха.

Производительность двух главных компрессоров должна обеспечить восстановление запасов пускового воздуха главных двигателей от остаточного давления 5 кг/см^2 до наибольшего рабочего давления за 1 ч.

Судовые силовые установки кроме главных компрессоров должны иметь так называемые первичные электрокомпрессоры, работающие от аварийных дизель-генераторов с обеспеченным ручным пуском (четырёхтактных) мощностью не более 15 э. л. с.

и двухтактных — не более 25 э. л. с. Вместо первичного электрокомпрессора допускается установка надежно действующего ручного компрессора, с помощью которого в течение 1 ч можно наполнить сжатым воздухом пусковой баллон рабочего дизель-генератора.

Допускается отбор сжатого (пускового) воздуха на вспомогательные нужды (звуковая сигнализация, автоматика, ремонтные работы, хозяйственные нужды) из воздухохранителей оперативного использования главных и вспомогательных дизелей при условии пополнения расхода сжатого воздуха с помощью электрокомпрессоров, имеющих автоматическое управление.

Для автоматического пополнения расхода пускового воздуха могут быть использованы первичные компрессоры, если они в состоянии справиться с этой задачей. В противном случае должны быть предусмотрены дополнительные компрессоры требуемой производительности; использование главных компрессоров для этой цели не разрешается.

Все воздушные компрессоры должны быть оборудованы автоматами, прекращающими подачу сжатого воздуха в воздухохранители при достижении предельно допустимого давления в них.

Следует избегать установки воздушных баллонов на давления больше тех, которые необходимы для пуска двигателей.

В случаях использования воздухохранителей высокого давления после каждого редуционного клапана, понижающего давление воздуха, должны быть установлены предохранительные клапаны, защищающие ресиверы и трубопроводы; предохранительные клапаны должны быть отрегулированы на давления, превышающие рабочие на $1-2 \text{ кг/см}^2$.

В качестве воздушных предохранительных клапанов могут быть использованы только пружинные клапаны, имеющие устройства для их опломбирования инспектором технадзора после проверки работы в действительных условиях.

Все ступени воздушных компрессоров должны быть оборудованы промежуточными воздухоохладителями, сепараторами, клапанами продувания сепараторов, манометрами и предохранительными клапанами, отрегулированными на давления, превышающие нормальные на $1-2 \text{ кг/см}^2$. Температура воздуха, поступающего в воздухохранители, не должна быть больше 60°C . Шкалы манометров должны быть рассчитаны на давление $2p + (2-5) \text{ кг/см}^2$, где p — нормальное давление воздуха.

Корпуса воздухоохладителей компрессоров на случай разрыва воздушных трубок должны быть защищены от разрушения (со стороны воды) мембранами, представляющими собой калиброванные чугунные или бронзовые пластины. Установка резиновых армированных пластин вместо металлических мембран запрещается. ОТК завода-поставщика компрессоров должны снабжать мембраны, установленные на корпусах воздухоохладителей, и

запасные актами испытаний образцов партии (плавки) с указанием давлений, при которых они разрушаются. Давление, при котором происходит разрушение мембран, не должно превышать давления при гидравлических испытаниях корпусов воздухоохладителей.

Для воздушно-пусковых систем рекомендуется применять биметаллические трубы (наружная часть стальная, внутренняя — латунная) и стальную арматуру. При давлениях, меньших 15 кг/см^2 , допускается использование арматуры из высокопрочного чугуна.

В табл. 21 приведены объемы воздушных пусковых баллонов при давлении пускового воздуха 30 кг/см^2 и производительность

Таблица 21

Объемы пусковых баллонов и часовые производительности всех главных компрессоров для главных судовых двухтактных дизелей в зависимости от диаметра и числа цилиндров

Число рабочих цилиндров	Объем <i>A</i> пусковых баллонов в м^3 и производительность <i>B</i> главных компрессоров, в $\text{л}^3/\text{ч}$	Диаметры в мм и мощности в э. л. с. рабочих цилиндров							
		$\frac{240}{75 \div 100}$	$\frac{290}{100 \div 175}$	$\frac{360}{175 \div 300}$	$\frac{480}{300 \div 400}$	$\frac{560}{400 \div 500}$	$\frac{600}{500 \div 700}$	$\frac{720}{700 \div 900}$	$\frac{760}{500 \div 1300}$
4	<i>A</i> <i>B</i>	0,5 8	1,0 18	1,5 20	4 90	6 140	7 160	10 230	14 320
5	<i>A</i> <i>B</i>	0,75 10	1,0 18	1,5 20	4 90	6 140	7 160	10 230	14 320
6	<i>A</i> <i>B</i>	0,75 10	1,5 22	2,0 30	4 90	6 140	8 180	10 230	15 340
7	<i>A</i> <i>B</i>	1,0 18	1,5 22	2,0 30	4 90	6 140	8 180	11 250	15 340
8	<i>A</i> <i>B</i>	1,0 18	2 34	2,5 40	4 90	7 160	8 180	11 250	16 370
9	<i>A</i> <i>B</i>	— —	2 34	2,5 4,0	5 115	7 160	9 210	12 280	18 410
10	<i>A</i> <i>B</i>	— —	— —	2,5 40	5 115	8 180	10 230	13 300	19 440
11	<i>A</i> <i>B</i>	— —	— —	3,0 50	5 115	9 210	11 250	15 340	21 480
12	<i>A</i> <i>B</i>	— —	— —	3,0 50	6 140	9 210	11 250	16 370	22 500

независимых главных компрессоров, отнесенная к атмосферному давлению, установленные для главных судовых дизелей на основе мировой практики.

Стационарные силовые установки в зависимости от числа установленных силовых агрегатов и их мощности комплектуются одним или двумя главными компрессорами, способными при совместной работе восстановить запасы пускового воздуха от давления $5-7 \text{ кг/см}^2$ до полного рабочего давления в течение 30 мин. Если силовая установка расположена в районе, лишенном посторонней электроэнергии, в комплекте ее оборудования должны быть предусмотрены аварийный или первичный электрокомпрессор, работающий от дизель-генератора с ручным пуском или дизель-генератор-компрессор с таким же двигателем и разобщительной муфтой, позволяющей включать и выключать компрессор во время работы двигателя. Ручные компрессоры могут быть использованы в качестве первичных, но только для обеспечения пуска вспомогательного дизель-генератора, с помощью которого можно пустить

Т а б л и ц а 22

Краткие сведения о некоторых отечественных воздушных компрессорах

Марки компрессоров	Производительность, $\text{м}^3/\text{мин}$	Наибольшее давление, <i>ати</i>	Скорость вращения, <i>об/мин</i>	Число цилиндров	Мощность двигателей, <i>квт</i>	Завод-изготовитель
ЭКП-70/25	1,17	25	965—980	2	16,5	Уральский компрессорный
ЭКП-140/25	2,34	25	965—980	2	~22,5	То же
ЭКП-210/25	3,50	25	965—980	2	48	»
ЭКП-280/25	4,08	25	965—980	2	~64	»
ВК-25-ЭА	1,25	25	730	2	22	Мелитопольский дизельный
ВКУ-60/40	1,0	40	970	2	13	Уральский компрессорный
20К-36/1	0,43—0,5	30—60	500—1500	2	10—11	Коломенский дизельный
К2-150	1,33	150	1200	2	10—8,8	Мелитопольский дизельный
ЭК2-150	1,33	150	1200	2	10—8,8	То же
АК2-150	1,33	150	1200	2	10—8,8	»

главные электрокомпрессоры. Если автоматизированная стационарная силовая установка использует сжатый воздух для питания автоматики и для дистанционного пуска силовых агрегатов, в ее составе должны предусматриваться два электрокомпрессора с автоматическим пуском и остановкой.

Запасы пускового воздуха в воздухохранителях стационарных неавтоматизированных силовых установок могут приниматься из расчета поочередного пуска всех установленных силовых агрегатов при одновременной подкачке воздуха в пусковые баллоны главными компрессорами.

Для автоматизированных силовых установок с дистанционным пуском одновременно всех силовых агрегатов должен предусматриваться запас пускового воздуха, достаточный для двух- или трехкратного их пуска без пополнения баллонов работающими компрессорами. Для выбора компрессоров в табл. 22 приведены краткие сведения о наиболее часто используемых отечественных компрессорах [39].

29. ДАВЛЕНИЕ И УДЕЛЬНЫЕ РАСХОДЫ ПУСКОВОГО ВОЗДУХА

Наибольшее (начальное) давление p_1 пускового воздуха для подавляющего большинства современных ДВС колеблется в пределах 25—30 кг/см^2 .

Наименьшее давление p_2 пускового воздуха, при котором двигатель может быть пущен в ход, в значительной степени зависит от его состояния в момент пуска. Хорошо отрегулированный двигатель, будучи остановленным после работы под нагрузкой, может быть легко пущен сразу же после остановки при наименьшем давлении пускового воздуха $p_2 \approx 0,2 p_1$. Этот же двигатель в холодном состоянии может быть пущен при наименьшем давлении $p_2 = (0,25—0,3) p_1$.

Величину $\frac{p_1 - p_2}{p_1} = \kappa$ называют коэффициентом использования пусковых баллонов. Если $p_1 = 30 \div 20 \text{ кг/см}^2$, то для пуска прогретого двигателя $p_2 = 6 \div 4 \text{ кг/см}^2$ и $\kappa = \frac{(30 \div 20) - (6 \div 4)}{30 \div 20} = 0,8$; для пуска в холодном состоянии при $p_2 = 0,25 p_1$ $\kappa = 0,75$ и при $p_2 = 0,3 p_1$ $\kappa = 0,7$.

Так, при официальных испытаниях на заводском стенде двигатель системы «Зульцер» типа 9RSAD-76 в прогретом состоянии безотказно запускался при давлении пускового воздуха $p_2 = 4,0 \text{ кг/см}^2$, т. е. при $p_1 = 30 \text{ кг/см}^2$ $\kappa \approx 0,87$.

В целях создания больших запасов потенциальной энергии сжатого воздуха в малых объемах в некоторых СУ с высокооборотными ДВС давление в воздухохранителях доводится до 150—220 кг/см^2 , а непосредственно перед двигателем понижается (редуцируется) до 75—80 кг/см^2 . При этом следует иметь

в виду, что из-за большого переохлаждения пускового воздуха при входе в рабочие цилиндры удельный расход его возрастает, пусковые качества двигателей ухудшаются, а резкие переходы от очень низкой температуры к рабочей могут вызвать появление трещин в местах установки пусковых клапанов.

Удельным расходом пускового воздуха считают его расход на один пуск, отнесенный к 1 л. с. и выраженный в л при атмосферном давлении и нормальной температуре. Удельный расход пускового воздуха зависит от многих факторов, из которых существенными являются число рабочих цилиндров двигателя, давление пускового воздуха, температура охлаждающей воды и циркуляционного масла в период пуска, качество регулирования органов газораспределения и пуска, состояние топливной аппаратуры и др.

При одинаковом тепловом состоянии и нормальном регулировании органов газораспределения, пуска и топливной аппаратуры с увеличением числа рабочих цилиндров и уменьшением начального давления пускового воздуха удельный расход его всегда уменьшается. Это объясняется тем, что с увеличением числа рабочих цилиндров продолжительность открытия пусковых клапанов по углу поворота коленчатого вала уменьшается, а вместе с ней уменьшается степень наполнения рабочих цилиндров ρ сжатым воздухом (с полным

Таблица 23

Изменение продолжительности открытия пусковых клапанов двухтактных ДВС и степени наполнения цилиндров в зависимости от числа цилиндров

Показатели	Число рабочих цилиндров										
	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
Продолжительность открытия пусковых клапанов по углу поворота коленчатого вала в град:	теоретическая	90	72	60	51,5	45	40	36	32,6	30	
	действительная	100	80	68	59	52	47	42	38	35	
Действительная степень наполнения цилиндров пусковым воздухом, отнесенная к ходу поршня:	полному, ρ'	0,64	0,46	0,35	0,28	0,22	0,18	0,15	0,13	0,11	
	полезному, ρ''	0,88	0,63	0,48	0,38	0,30	0,25	0,21	0,18	0,15	

давлением p_1) и увеличивается степень последующего его расширения. Это приводит к более полному использованию потенциальной энергии пускового воздуха и к уменьшению удельного его расхода. В табл. 23 приведены данные, подтверждающие сказанное; они получены для выполненных двухтактных двигателей с учетом 27%-ной потери хода поршня, которая соответствует высоте выпускных окон, но без учета влияния камеры сжатия, что не искажает общий результат. На рис. 109 приведена диаграмма Брикса для четырехцилиндрового (цилиндры 1—4) и восьмици-

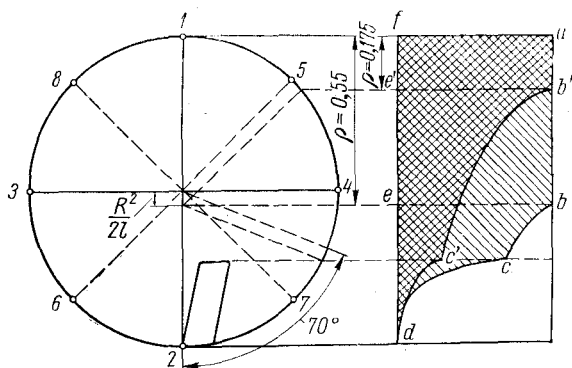


Рис. 109. Диаграмма Брикса и индикаторные диаграммы пуска в координатах $p-v$

линдрового (цилиндры 1—8) двигателей, показывающая влияние продолжительности открытия пусковых клапанов на изменение степени наполнения рабочих цилиндров ρ пусковым воздухом с давлением p_1 .

При построении диаграммы, как и при составлении табл. 23, принято: высота выпускных окон составляет 27% от полного хода поршня; радиус мотыля $R = 1$; длина шатуна $L = 5R$; эксцентриситет Брикса $\frac{R^2}{2L} = 0,1$; продолжительность открытия пусковых клапанов — теоретическая (90° — для четырехцилиндрового и 45° — для восьмицилиндрового двигателей). Наполнение рабочего цилиндра пусковым воздухом при четырех цилиндрах — линия ab ($\rho \approx 0,550$) и при восьми цилиндрах — линия ab' ($\rho \approx 0,175$); работа расширения в первом случае выражается площадью $bcde$, а работа статического давления пускового воздуха — площадью $abef$. Для второго случая работа расширения определяется площадью $b'c'de'$ и работа статического давления — $ab'e'f$. По отношению площадей ($bcde$ к $abef$ и $b'c'de'$ к $ab'e'f$) можно судить о степени использования потенциальной энергии пускового воздуха у четырех- и восьмицилиндрового двигателей.

Изменение удельных расходов пускового воздуха у двухтактных ДВС в зависимости от числа рабочих цилиндров

Диаметр цилиндра, мм	Показатели	Число рабочих цилиндров									
		4	5	6	7	8	9	10	11	12	
480	Мощность двигателя в э. л. с.	1500	1875	2250	2625	3000	3375	3750	4125	4500	
	Объем пусковых баллонов в л	4000	4000	4000	4000	4000	5000	5000	5000	6000	
	Удельный расход в л/э. л. с. на 1 пуск	5,3	4,3	3,6	3,0	2,7	3,0	2,7	2,7	2,40	2,60
600	Мощность двигателя в э. л. с.	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	
	Объем пусковых баллонов в л	7000	7000	8000	8000	8000	9000	10 000	11 000	11 000	
	Удельный расход в л/э. л. с. на 1 пуск	7,0	5,6	5,3	4,6	4,0	4,0	4,0	4,0	3,7	
760	Мощность двигателя в э. л. с.	5200	6500	7800	9100	10 400	11 700	13 000	14 300	15 600	
	Объем пусковых баллонов в л	14 000	14 000	15 000	15 000	16 000	18 000	19 000	21 000	22 000	
	Удельный расход в л/э. л. с. на 1 пуск	5,4	4,3	3,9	3,3	3,1	3,10	2,9	2,9	2,8	
Средний удельный расход		5,9	4,7	4,3	3,6	3,3	3,25	3,2	3,1	3,0	

У четырехтактных ДВС при пуске из любого положения продолжительность открытия пусковых клапанов по углу поворота коленчатого вала в два раза больше, чем у двухтактных машин, при одинаковом числе оборотов, но число пусковых цилиндров, действующих за один оборот коленчатого вала, в два раза меньше.

В табл. 24 приведены удельные расходы пускового воздуха при $p_1 = 30 \text{ кг/см}^2$ и $p_2 = 6 \text{ кг/см}^2$ для 12 последовательных пусков двигателей, имеющих различные диаметры рабочих цилиндров и различное их число

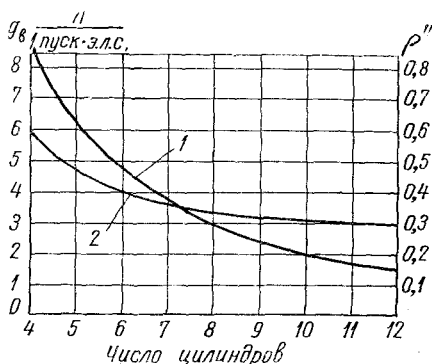


Рис. 110. Зависимость пусковых параметров от числа рабочих цилиндров:

1 — степень наполнения ρ'' рабочих цилиндров сжатым воздухом, отнесенная к полезному ходу поршня; 2 — удельный расход пускового воздуха g_v

при одинаковом диаметре, а на рис. 110 — графики изменения среднего удельного расхода пускового воздуха и степени наполнения для рабочего цилиндра диаметром 76 см.

Приведенные выше удельные расходы, начальные и конечные давления пускового воздуха могут быть использованы и для расчетов объемов воздухохранивателей стационарных ДВС, для которых число последовательных пусков никакими нормами не регламентируется. Однако все современные автоматизированные системы управления и пуска двигателей пред-

дусматривают две, а в некоторых случаях и три последовательных попытки пуска, поэтому для расчетов объемов воздухохранивателей рекомендуется принимать трехкратный последовательный пуск одного, группы или всех двигателей силовой установки от холодного состояния.

Для определения объемов пусковых баллонов рекомендуется формула

$$V_{п.б} = \frac{N g_v z}{p_1 k 1000} = \frac{N g_v z}{(p_1 - p_2) 1000} \text{ м}^3, \quad (113)$$

где N — мощность двигателя в э. л. с.; g_v — удельный расход пускового воздуха при атмосферном давлении и нормальной температуре в л/э. л. с. на 1 пуск; z — число пусков, обеспечиваемое емкостью баллона без подкачки компрессорами.

У выполненных воздухохранивателей большой емкости отношение длины барабана L к диаметру D находится в пределах 2,5—4,0; при этом диаметр обычно не превышает 1,5 м, так как с ростом D необходимо увеличивать толщину стенок барабана и днищ. Диаметр воздухохранивателя находится по формуле

$$D = \sqrt[3]{\frac{V_{п.б}}{2,5 \div 4,0}}. \quad (114)$$

Если D окажется больше 1,5 м, то для хранения требующегося запаса пускового воздуха необходимо предусматривать 2 баллона.

При проектировании и изготовлении воздухохранителей необходимо руководствоваться правилами Котлонадзора (для сухопутных) и Регистра СССР (для судовых силовых установок). На воздухохранители распространяется значительное число требований, предъявляемых к паровым котлам. Так же, как и котлы, они находятся под постоянным контролем инспекции этих двух организаций и подлежат периодическим осмотрам, ревизиям и испытаниям. Наружные осмотры производятся не реже одного раза в год с целью проверки технического состояния воздухохранителей, их арматуры и контрольно-измерительных приборов. Не реже одного раза в четыре года воздухохранители подвергаются внутренним освидетельствованиям, а не реже одного раза в восемь лет — гидравлическим испытаниям. В зависимости от технического состояния воздухохранителя инспектор надзора вправе подвергнуть его любому виду освидетельствования независимо от указанных выше сроков или наложить запрет на его эксплуатацию. Вся техническая документация, представляемая Котлонадзору или Регистру СССР на получение права эксплуатации воздухохранителей, должна оформляться проектными организациями наряду с проектом и рабочими чертежами.

Воздухохранители предпочтительнее устанавливать вертикально, при горизонтальной установке ось баллона должна быть наклонена к горизонту не меньше чем на 10° . Трубки приема конденсата системы продувки должны быть подведены к месту скопления воды и масла и установлены с зазором 10 мм между срезом трубки и корпусом. Воздушные баллоны должны устанавливаться с учетом удобства для их наружных осмотров, внутренних освидетельствований и испытаний. Места, где на корпусе баллонов нанесены клейма инспекций, должны быть на видном месте, не должны закрашиваться и должны быть оконтурены рамкой красного цвета. Если размеры воздухохранителя позволяют осуществить лазы для внутренней очистки, то они должны иметь размеры 300×400 мм и располагаться малой осью по образующей цилиндрической части воздухохранителя; наименьшие допустимые размеры лазов 280×380 мм.

30. ТИПОВЫЕ СХЕМЫ, СПЕЦИАЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА И ЭЛЕМЕНТЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ВОЗДУШНО-ПУСКОВЫХ СИСТЕМ

Воздушно-пусковые системы силовых установок с ДВС по степени их сложности можно разделить на три группы, краткие описания которых и соответствующие иллюстрации приводятся ниже.

На рис. 111 представлена схема простейшей воздушно-пусковой системы, которая широко используется для пуска главных

образом высокооборотных дизелей и некоторых типов газовых двигателей. В системах этого типа через воздухораспределитель 2 проходит собственно пусковой воздух, а пусковые клапаны 1 автоматически прекращают доступ пускового воздуха в те рабочие цилиндры (I—VI), в которых происходят вспышки топлива. Для таких систем во избежание возможных взрывов воздухохранителей начальные давления пускового воздуха в баллонах 3 или после редукционных клапанов, если в системе воздушного пуска используются воздухохранители на давления больше $75-80 \text{ кг/см}^2$, следует принимать больше давления вспышки p_2 .

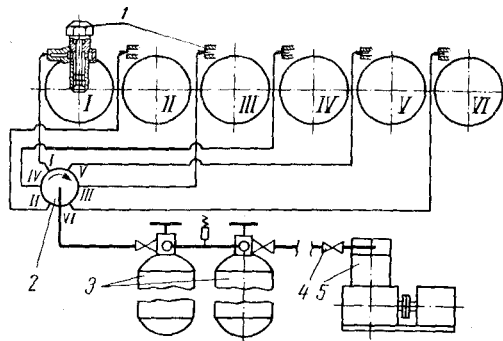


Рис. 111. Воздушно-пусковая система бы-
строходных двигателей

При работе с воздушным компрессором 5 следует обращать внимание на необходимость защиты обслуживающего персонала путем установки невозвратно-запорного клапана 4, который даже при открытом клапане на

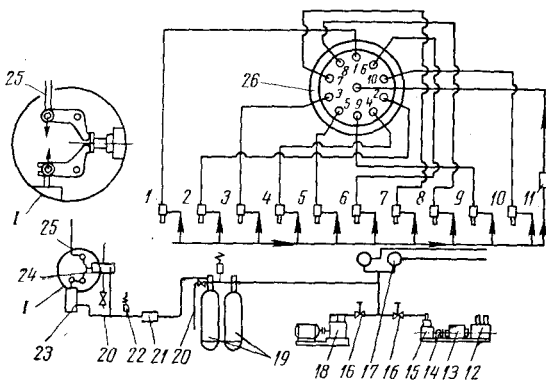


Рис. 112. Схема автоматизированной воздушно-
пусковой системы

баллоне не должен пропускать сжатого воздуха от баллонов к компрессору. В остальной части действие системы не требует пояснений.

На рис. 112 показана схема воздушно-пусковой системы для нереверсивного двигателя средней и большой мощности с автоматизированным пуском и автоматическим поддержанием давления пускового воздуха в баллонах 19 в заданных пределах. Пуск осу-

ществляется при помощи пусковых клапанов 1—10 с пневматическим управлением через воздухораспределитель 26. В системе предусмотрено ручное управление 25. Автоматизация пуска обеспечивается введением в схему электропневматического привода 23, описанного в главе XIV, для управления маневровым клапаном 24, а автоматическое поддержание давления в заданных пределах обеспечивается введением в схему манореле 17 и специальной магнитной станции, которая производит пуск и остановку электрокомпрессора 18 по сигналам манореле 17. В системе имеется агрегат, состоящий из первичного дизеля 12, электрогенератора 13, муфты 14 для включения компрессора 15. Для защиты пусковой системы предусмотрены невозвратно-запорные клапаны 16, воздушный редуктор 21, предохранительные клапаны 22 и клапаны продувания 20, а также блокировочное устройство 11, обеспечивающее защиту двигателя от пуска при включенном валоповоротном устройстве (это устройство схематически показано на рис. 113, поз. 33).

На рис. 113 приведена схема воздушно-пусковой системы реверсивного судового двигателя средней и большой мощности, по которой можно проследить принципиальную взаимосвязь главных элементов. Наименование и назначение элементов поз. 1—16, входящих в рассматриваемую систему, приведены в подрисовочном перечне, остальные описаны в тексте.

При открывании одного или обоих клапанов 17 сжатый воздух поступит в главный стопорный клапан 19, который открывается с поста управления двигателя непосредственно перед пуском или перед маневрированием. При открытом клапане 19 сжатый воздух поступит к главному маневровому клапану 21 и к золотнику 23 поста управления двигателя, который на схеме изображен в положении «стоп». В этом положении, как и в положении «работа», золотник 23 направляет сжатый воздух в надпоршневое пространство главного маневрового клапана 21. Под действием силы пружины и давления сжатого воздуха на поршень запирающего органа главный маневровый клапан не пропустит сжатого воздуха. При пуске двигателя «вперед» или «назад» поворачивается валик пускового устройства с кулаком 22, и так как золотник, следуя за профилем кулака под действием пружины, разобьет надпоршневую полость главного маневрового клапана 21 с трубой сжатого воздуха и соединит ее с атмосферой, то под действием сжатого воздуха, находящегося в подпоршневой полости клапана, он откроется и обеспечит доступ пускового воздуха в воздушно-пусковой коллектор 18 и к пусковым клапанам 24, имеющим пневматическое управление с помощью воздухораспределительного устройства 26—30. Но хотя сжатый воздух и будет находиться непосредственно в полостях пусковых клапанов 24, они не откроются до тех пор, пока воздухораспределительное устройство не откроет доступ сжатого воздуха в надпоршневую полость 25

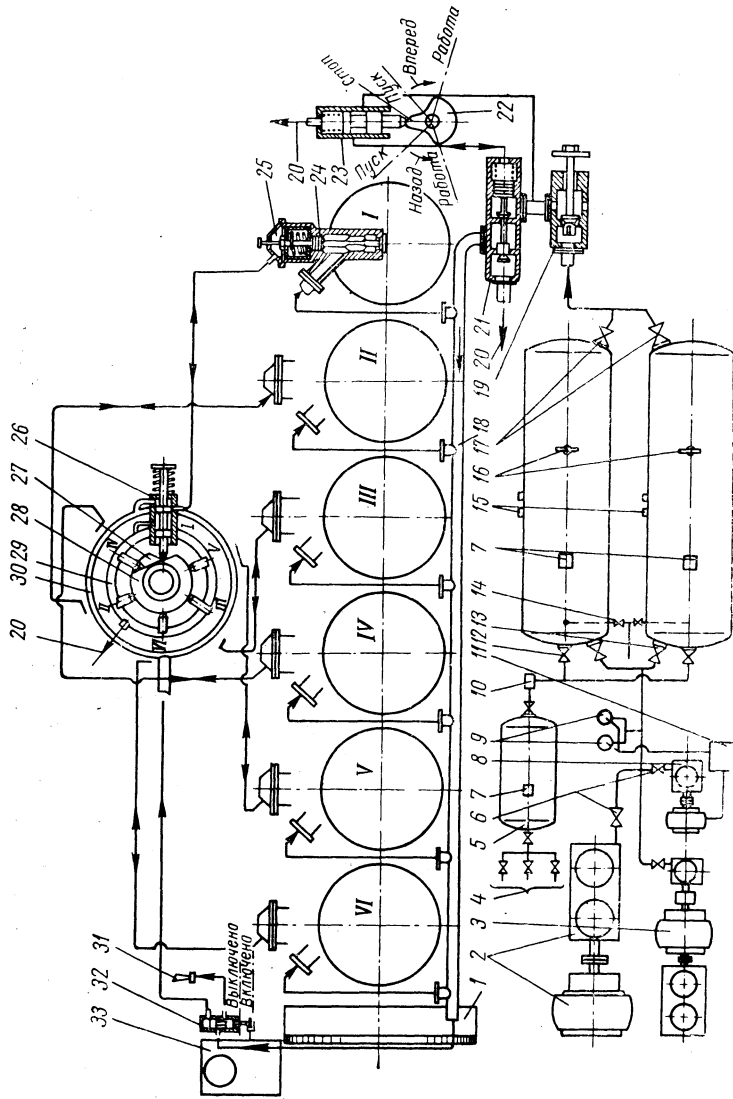


Рис. 113. Схема воздушно-пусковой системы реверсивного двигателя:

1 — маховик с зубчатым венцом для валоповоротной машины; 2 — главный электрокомпрессор; 3 — первичный дизель-генератор - компрессор с фрикционной муфтой сцепления между генератором и компрессором; 4 — потребители сжатого воздуха низкого давления (5—6 атм); 5 — баллон сжатого воздуха для хозяйственных нужд; 6 — невзаратно-запорные клапаны на линии нагнетания компрессоров; 7 — предохранительные клапаны; 8 — вспомогательный электрокомпрессор для автоматического поддержания давления сжатого воздуха в заданных пределах; 9 — манореле системы автоматического поддержания давления сжатого воздуха до 5—6 атм; 10 — редуктор, понижающий давление баллона низкого давления; 11 — магнитная станция системы, управляющей компрессором; 12 — разобщительные клапаны питания баллона низкого давления; 13 — клапаны наполнения воздухом пусковых баллонов; 14 — клапаны системы продувания воздухохранителей; 15 — предохранительные пробки из легкоплавкого сплава (до 100° С); 16 — манометры

того из клапанов, который должен обеспечить вращение коленчатого вала двигателя в требуемом направлении.

Одновременно с поворотом кулака 22 пускового устройства вправо или влево в воздухораспределительном устройстве в плоскость установки золотников 26 подводятся кулачки 27 или 28 (переднего или заднего хода), которые перемещаются без препятствий, так как все золотники 26 оттянуты пружинами в крайнее внешнее положение. Одновременно с подачей пускового воздуха к пусковым клапанам 24 он должен поступить и в кольцевую трубу 30 воздухораспределителя, но на пути его следования установлен блокировочный золотник 32 валоповоротного устройства. На схеме этот золотник изображен в положении, когда валоповоротное устройство включено, потому что сжатый воздух отсюда направляется в звуковое сигнальное устройство 31, оповещающее личный состав о том, что валоповоротное устройство не отключено и двигатель не может быть пущен.

Если валоповоротное устройство выведено из сцепления с маховиком 1, золотник 32 открывает доступ сжатого воздуха в кольцевую трубу 30 и из нее в золотники 26. Преодолевая сопротивление пружин, сжатый воздух прижимает все золотники к кулаку 27 или 28 (в зависимости от направления, в котором должен быть пущен двигатель), и ближе к центру кулака переместится тот золотник, который окажется против впадины на кулаке, открывая доступ сжатого воздуха в надпоршневое пространство 25 клапана 24. Клапан 24 откроет доступ пускового воздуха в рабочий цилиндр. Двигатель начнет вращаться, кулак 27 (или 28) будет обеспечивать подачу пускового воздуха в рабочие цилиндры I—VI в порядке их работы на топливе.

Пусковые клапаны 24 должны иметь требуемую продолжительность открытия по углу поворота коленчатого вала, что обеспечивается профилями кулаков 27 и 28. Момент прекращения подачи сжатого воздуха в надпоршневую полость 25 наступает тогда, когда золотник 26 своим движением от центра к периферии закрывает доступ сжатого воздуха из кольцевой трубы 30 и сообщит пространство 25 с атмосферой через кольцевую трубу 29 и патрубков 20.

Пусковое устройство поста управления имеет пять положений, как это показано на рис. 113. При пуске золотник 23 находится в впадине кулака 22 и выпускает в атмосферу сжатый воздух из надпоршневого пространства главного маневрового клапана 21, благодаря чему он открывается и посылает сжатый воздух к пусковым клапанам 24. В трех остальных положениях кулака золотник 23 перепускает сжатый воздух в надпоршневую полость главного маневрового клапана 21, и он закрывается. При открытом маневровом клапане хвостовой клапан разобщает среднюю и левую полости, а при закрытом маневровом клапане сообщает их между собой, в результате чего средняя полость, коллектор 18

и клапан 24 освобождаются от сжатого воздуха после завершения каждого пуска двигателя.

Если судно идет полным ходом вперед, то прекращение подачи топлива в рабочие цилиндры главного двигателя не приводит к немедленной остановке, и коленчатый вал продолжает вращаться в том же направлении с уменьшающейся скоростью за счет потока энергии от гребного винта к двигателю. Пустить двигатель на задний ход, пока его коленчатый вал вращается в направлении переднего хода, не представляется возможным.

У многих современных главных судовых двигателей для ускоренного торможения используется сжатый воздух, который подается в рабочие цилиндры во время хода сжатия от момента закрытия органов газораспределения до верхней мертвой точки. Задаваясь величиной конечного давления сжатия $p_c = 39 \text{ кг/см}^2$, степенью сжатия $\epsilon = 14$, показателем политропы сжатия $n_1 = 1,35$ и начальным давлением пускового воздуха $p_1 = 25 \text{ кг/см}^2$ и используя известные зависимости из теории ДВС [5], находим, что работа торможения будет приблизительно в пять раз больше работы сжатия при обычных условиях, а работа расширения воздуха при $p_c = p_1$ составит примерно 70% от работы расширения воздуха с начальным давлением, равным p_c .

Так как для ускоренного торможения двигателя используется сжатый воздух и пусковые клапаны, то управление последними становится более сложным. При пневматическом управлении такими пусковыми клапанами они не только открываются, но и закрываются с помощью сжатого воздуха.

ГЛАВА X

СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС

31. ТЕПЛОЫДЕЛЕНИЕ В ОХЛАЖДАЮЩУЮ СРЕДУ

Вследствие высокой температуры, развивающейся в рабочих цилиндрах и достигающей в конце горения топлива при каждом рабочем цикле примерно 1750°C , необходим постоянный отвод теплоты от рабочих цилиндров, их крышек и очень часто от рабочих поршней. Чаще всего двигатели имеют водяное охлаждение. Значительно реже они охлаждаются воздухом, продуваемым через оребренные внешние поверхности рабочих цилиндров и головок с помощью вентиляторов, приводимых в действие от двигателя.

Для расчета элементов систем охлаждения необходимо знать относительное количество теплоты a_0 , выделившейся в цилиндрах при полном сгорании топлива, или абсолютное удельное коли-

чество теплоты q_o , уносимой с охлаждающей средой. Величины a_o и q_o связаны зависимостью

$$q_o = a_o g_e Q_H^P \text{ ккал/э. л. с. ч.}, \quad (115)$$

где g_e — удельный эффективный расход топлива двигателем в кг/э. л. с. ч. ; Q_H^P — низшая теплота сгорания топлива в ккал/кг. Величины a_o и q_o входят в качестве основных элементов в тепловой баланс двигателей, а определение их численных значений должно вытекать из анализа всех элементов баланса.

Как известно, эффективный к. п. д. двигателя η_e связан с величиной удельного расхода теплоты q_m . Так, при $\eta_e = 0,24 \div 0,42$ удельный расход теплоты двигателем определится из условия

$$q_m = \frac{q_e}{\eta_e} = \frac{632,3}{0,24 \div 0,42} = 2640 \div 1505 \text{ ккал/э. л. с. ч.} \quad (116)$$

Из этого количества q_e , т. е. $632,3 \text{ ккал/э. л. с. ч.}$, преобразуется в полезную работу, а остальная часть, т. е. $\sim 2000 - 875 \text{ ккал/э. л. с. ч.}$, распределяется соответствующим образом между следующими элементами теплового баланса:

- q_o — потеря теплоты с охлаждающей средой;
 - q_2 — » » с отработавшими газами;
 - q_m — » » с циркуляционным маслом;
 - $q_{н.б}$ — удельная теплота, определяющая так называемую невязку баланса, или потерянная теплота, не поддающаяся непосредственному измерению (неполнота сгорания и др.) и определяемая косвенно, как разность
- $$q_{н.б} = q_m - (q_o + q_2 + q_m + q_e) \text{ ккал/э. л. с. ч.} \quad (117)$$

У поршневых ДВС значения элементов теплового баланса колеблются в широких пределах. Так, относительное (отнесенное к q_m) тепловыделение в охлаждающую воду лежит в пределах $a_o = 0,14 \div 0,28$; относительные потери с отработавшими газами $a_2 = 0,34 \div 0,36$; с циркуляционным маслом — $a_m = 0,02 \div 0,06$; невязка баланса — $a_{н.б} = 0,02 \div 0,08$. Меньшие значения приведенных величин относятся к дизелям большой мощности (главным образом судовым) и большие — к газовым двигателям.

Для реальных машин элементы их теплового баланса, в том числе и величины a_o и q_o , бывают известны. Если же данные об элементах теплового баланса отсутствуют, то необходимо знать величину удельного расхода топлива, по которому определяется величина q_m из условия

$$q_m = g_e Q_H^P \text{ ккал/э. л. с. ч.} \quad (118)$$

По известному q_m путем приближенной оценки данных по однотипным машинам можно оценить и значение q_o . Оценка значения q_o вне связи с остальными элементами теплового баланса может привести к грубой ошибке.

**Относительные и удельные значения
элементов теплового баланса двухтактных дизелей
без наддува системы «Зульцер»**

Показатели двигателя		Диаметр рабочего цилиндра, мм					
		300	480	560	600	720	760
Мощность рабочего цилиндра в э. л. с.		150	300	400	500	700	900
Число оборотов в об/мин		250	225	155	150	125	115
Эффективный к. п. д.		0,373	0,377	0,388	0,391	0,396	0,396
Удельный расход теплоты q_m		1700	1680	1650	1620	1600	1600
Теплота, теряемая с отработавшими газами	a_g	0,386	0,375	0,370	0,360	0,360	0,350
	q_g	656	630	610	583	576	560
Теплота, теряемая с охлаждающей водой	a_o	0,176	0,165	0,160	0,155	0,150	0,160
	q_o	300	277	264	251	240	256
Теплота, теряемая с маслом, включая охлаждение поршней	a_m	0,034	0,05	0,056	0,058	0,060	0,060
	q_m	58	84	92,5	94	96,5	96,5
Теплота, теряемая с маслом только на охлаждение поршней	a_n	0,028	0,043	0,049	0,050	0,051	0,051
	q_n	48	72	80	81	82	82
Теплота, теряемая на охлаждение форсунок	a_f	0,002	0,004	0,005	0,005	0,006	0,005
	q_f	3	6	7,5	8	9	8
Невязка баланса	$a_{н. б}$	0,03	0,03	0,027	0,032	0,029	0,030
	$q_{н. б}$	51	51	44	52	47	48

Примечание. Значения q приведены в ккал/э. л. с. ч; a — величины безразмерные.

В табл. 25 приведены сведения об элементах теплового баланса некоторых ДВС. Для двигателя с противоположно движущимися поршнями системы «Доксфорд» (диаметр цилиндра 750 мм; общий ход двух рабочих поршней 2500 мм; цилиндровая мощность 1475 э. л. с. при 110 об/мин; $\eta_e = 0,37$) элементы теплового баланса имеют следующие значения: $a_z = 0,372$; $a_o = 0,149$ (в цилиндрах — 0,081; в верхнем поршне — 0,037, в нижнем поршне — 0,031); $a_m = 0,039$; $a_{н.б} = 0,07$. Для двигателя «Бурмейстер и Вайн» типа 1284VT2-BF-180 (мощность 27,6 тыс. э. л. с.; $\eta_e = 0,413$) — $a_z = 0,354$; $a_o = 0,110$; $a_m = 0,078$ (включая охлаждение поршней); $a_f = 0,0026$; $a_{н.б} = 0,042$. Элементы теплового баланса двигателя «Веркспуур» (диаметр цилиндра 680 мм; ход поршня 1250 мм; цилиндровая мощность 805 э. л. с. при 125 об/мин; $\eta_e = 0,405$) имеют следующие значения: $a_z = 0,36$; $a_o = 0,15$; $a_m = 0,04$; $a_{н.б} = 0,045$. Следует учесть, что у двигателей с наддувом потеря теплоты с отработавшими газами возрастает, а потеря теплоты с охлаждающей водой убывает по сравнению с аналогичными двигателями без наддува.

32. КАЧЕСТВО ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ, ЕЕ ОБРАБОТКА И РЕЖИМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС

До конца первой половины нашего столетия большое число ДВС охлаждалось при помощи так называемых разомкнутых систем, в которые охлаждающая вода подавалась из открытых водоемов (реки, озера, моря) и выбрасывалась в них, пройдя через маслоохладители, цилиндры и крышки двигателей. При таких системах охлаждения наибольшая допустимая температура охлаждающей воды на выходе из крышек рабочих цилиндров не должна превышать 55° С. При более высоких температурах возникает опасность образования накипи на охлаждаемых деталях. Но даже и при более низких температурах наблюдается отложение солей на поверхностях, омываемых необработанной водой. Количество отложений зависит от жесткости воды, конструктивных особенностей двигателей и интенсивности прокачки охлаждающей воды через них. Это объясняется тем, что контролируемая температура воды на выходе из крышек рабочих цилиндров является усредненной, но в отдельных зонах внутри цилиндров и крышек она значительно больше или меньше средней. Там, где температура охлаждающей воды близка к 80° С, идет интенсивное накипеобразование. При охлаждении ДВС с помощью разомкнутых систем водяные полости рабочих цилиндров, крышек и выпускных коллекторов заносятся осадками, нарушающими теплообмен между горячими деталями и охлаждающей водой, а при использовании морской воды, кроме этого, происходит интенсивное разрушение деталей двигателей вследствие электрохимического воздействия на них омывающей соленой воды. Агрессивность морской воды

возрастает с повышением ее температуры, а средство борьбы с этим явлением — установка цинковых протекторов — не всегда достигает цели.

С начала второй половины нашего столетия эти системы охлаждения используются главным образом в силовых установках ранних выпусков, однако они постепенно заменяются закрытыми системами охлаждения, у которых в замкнутом контуре циркулирует постоянное количество чистой воды. Эта первичная вода отдает теплоту, уносимую из двигателя, воде открытых водоемов или воздуху с помощью поверхностных водоохлаждателей или в градирнях и брызгальных бассейнах.

Вновь сооружаемые силовые установки за редким исключением оборудуются закрытыми системами охлаждения. Переход к закрытым системам охлаждения ДВС продиктован экономической целесообразностью повышения средней и максимальной температуры охлаждающей воды, а также необходимостью защиты двигателей от разрушений и засорений накипью и илом. Наибольшая температура охлаждающей воды в закрытых системах в настоящее время доходит до 100°C , а в системах высокотемпературного охлаждения — до $120\text{—}125^{\circ}\text{C}$. При таких температурах природная вода обычно не пригодна для использования в закрытых системах охлаждения ДВС и требует соответствующей обработки [3; 13; 14; 51].

Вызывает большие помехи и вода вторичных (разомкнутых) контуров, которая отдает теплоту, воспринятую от первичной воды закрытых систем, воздуху в градирнях и в брызгальных бассейнах. При использовании для этой цели воды с значительным содержанием взвешенных частиц и солей карбонатной жесткости на трубках теплообменных аппаратов, омываемых жесткой водой, происходит интенсивное образование солей и илистых отложений, которые полностью выводят их из строя, нарушая нормальный теплообмен [4].

Природная вода, используемая для охлаждения ДВС, делится на поверхностную (реки, озера, моря) и подземную, добываемую с помощью колодцев различного типа. Подземная вода практически прозрачна, но содержит большое количество растворенных в ней различных солей. На протяжении года солевой состав подземных вод изменяется мало. Поверхностные воды, кроме крупных закрытых водоемов и морей, в течение года претерпевают значительные изменения по степени их засорения взвешенными примесями и растворенными в них солями. Солеосодержание подземных и поверхностных вод колеблется в пределах от 200 до 1500 мг/л. Вода океанов имеет содержание солей до 35 тыс. мг/л. В воде океанов и морей преобладают хлориды (до 90%); карбонаты составляют лишь 0,3%. В подземных, речных и озерных водах преобладают карбонаты (до 60%); содержание хлоридов составляет не более 5%.

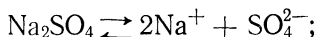
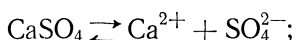
В воде имеется три вида примесей:

а) взвешенные, или грубо дисперсные;

б) коллоидно-растворенные;

в) растворенные вещества — газы: O_2 , CO_2 , H_2S и др.; соли: хлориды $CaCl_2$, $MgCl_2$, $NaCl$; сульфаты $CaSO_4$, Na_2SO_4 , $MgSO_4$; нитраты $NaNO_3$, KNO_3 ; силикаты Na_2SiO_3 , $Ca(HSiO_3)_2$; бикарбонаты $Ca(HCO_3)_2$, $Mg(HCO_3)_2$, $Fe(HCO_3)_2$ и др.

Соли, растворенные в воде, находятся в состоянии так называемой электролитической диссоциации, образуя положительно заряженные ионы (катионы) и отрицательно заряженные (анионы):



В дальнейшем рассматривается не солевой, а ионный состав природных вод. Следовательно, природная вода имеет в своем составе катионы: кальция (Ca^{2+}), магния (Mg^{2+}) и натрия (Na^+), и анионы: бикарбонатный (HSO_3^-), карбонатный (CO_3^{2-}), хлор-ион (Cl^-), сульфат-ион (SO_4^{2-}) и др.

Основными показателями качества воды являются:

а) прозрачность — вода для закрытых систем охлаждения ДВС должна иметь начальную прозрачность, определяемую по ГОСТу 3351—46;

б) сухой остаток — суммарное количество нелетучих веществ, присутствующих в воде в коллоидном и молекулярно-дисперсном состоянии в $мг/л$ или в $г/м^3$, взвешенных после выпаривания профильтрованной воды и просушки при $105—110^\circ C$; если это количество больше $1000 мг/л$, то вода не пригодна для охлаждения двигателей;

в) окисляемость — выражается в $мг/л$ кислорода или перманганата калия ($KMnO_4$), необходимых для окисления органических веществ, растворенных в воде; природная вода имеет окисляемость от 2 до $30 мг/л O_2$;

г) жесткость;

д) щелочность.

С 1952 г. в СССР жесткость воды, согласно ГОСТу 6055—51, определяется не в градусах ($1^\circ N$ соответствует $10 мг/л CaO$), а по содержанию в ней катионов кальция и магния и выражается в миллиграмм-эквивалентах на 1 л воды ($мг-экв/л$); для очень умягченной воды — в микрограмм-эквивалентах на 1 л воды

(мкг-экв/л); 1000 мкг-экв/л = 1,0 мг-экв/л. Ниже приводятся данные для перехода от градусов жесткости (°Н) к мг-экв/л:

°Н	мг-экв/л	мкг-экв/л
1,0	0,357	357
2,8	1,0	1000

Жесткость воды 1 мг-экв/л соответствует содержанию в ней 20,04 мг/л Ca^{2+} или 12,16 мг/л Mg^{2+} .

Щелочность выражается в тех же единицах, что и жесткость, и показывает суммарное содержание в воде гидроксильных (OH^-), карбонатных (CO_3^{2-}) и бикарбонатных (HCO_3^-) анионов; в природных водах щелочность преимущественно бикарбонатная.

Природная вода любого качества путем очистки может быть доведена до состояния, пригодного для первоначального заполнения и пополнения убыли закрытых систем охлаждения ДВС. Методов очистки загрязненной природной воды очень много, но для систем охлаждения ДВС ввиду малых расходов воды можно рекомендовать лишь некоторые из них:

1) использование конденсата паровых котлов, обслуживающих силовые установки с ДВС;

2) длительное кипячение воды в огневых, паровых или электрических кипятильниках;

3) приготовление конденсата в паровых, огневых или электрических дистилляторах (электродистиллятор марки АД-25 производительностью 25 л/ч; паровой дистиллятор МСП производительностью 25 л/ч);

4) для прозрачных (подземных) вод — фильтрация через Na-катионитовые однопоточные фильтры малой производительности;

5) для непрозрачных (поверхностных) вод — последовательное фильтрование через фильтры-осветители и через Na-катионитовые фильтры-умягчители;

6) опреснение воды с помощью вакуумных опреснителей, использующих горячую воду систем охлаждения ДВС;

7) применение очищенной воды, полученной в результате использования пара систем охлаждения двигателей для опреснения больших масс соленой воды в мощных силовых установках с системами ВТО.

В зависимости от мощности силовой установки для закрытых систем охлаждения ДВС может быть использован один из приведенных способов очистки. Первые три способа не нуждаются в пояснениях. Седьмой способ рассматривается в гл. XII. Так как четвертый способ представляет собой составной элемент пятого, то достаточно рассмотреть только пятый и шестой способы приготовления охлаждающей воды для закрытых систем охлаждения ДВС.

Схема очистительной установки для пятого способа очистки воды представлена на рис. 114 и включает в себя фильтр-осветитель воды 5 и фильтр-умягчитель 11. Для осветления поверхностных вод рекомендуется механическое фильтрование через слой 19 кварцевого песка или дробленого антрацита со средним размером зерен 0,6—1,2 мм в напорных однопоточных фильтрах 5 под давлением, создаваемым насосами (до 6 кг/см²) или напорными резервуарами 3 (до 15 м вод. ст.). Скорость фильтрования — до 10 м/ч;

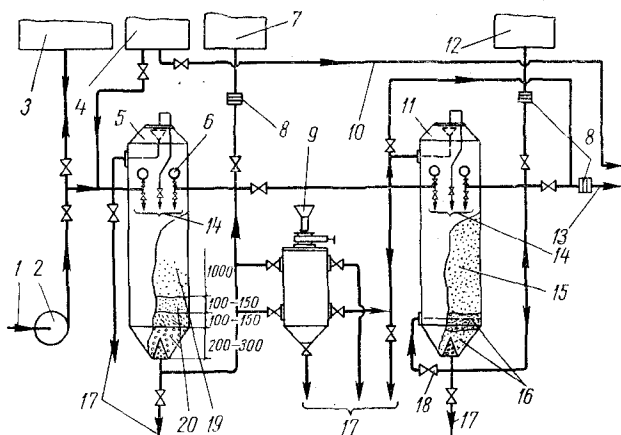


Рис. 114. Схема водоочистки, состоящая из механического и Na-катионитового фильтра

высота фильтрующего слоя 19 — до 1,0 м; высота поддерживающих и дренирующих слоев 20 из крупнозернистого песка и гравия — до 0,5 м.

Во избежание перемешивания материалов поддерживающих слоев с материалом основного фильтрующего слоя при промывке фильтра обратным током воды из бака 7 размеры их зерен должны быть значительно больше зерен основного фильтрующего слоя. Рекомендуется применять три слоя сверху вниз: 100—150 мм с зерном 1,0—2,5 мм; 100—150 мм с зерном 2,5—5,0 мм и 200—300 мм с зерном 5—10 мм. Спуск воды в дренаж осуществляется по трубам 17. Конструкция фильтров и рекомендации по их обслуживанию описаны в специальной литературе [3; 14]. Для сбора охлаждающей воды из двигателей в случае их ремонтов и ревизий предусмотрены цистерна 4 и труба 10.

Для умягчения жестких вод, используемых в закрытых системах охлаждения ДВС, рекомендуется использовать Na-катионитовые фильтры 11 такой же конструкции, как и фильтры-осветители 5, и с таким же поддерживающим слоем 16. Загрязнение фильтров 5 и 11 контролируется манометрами 6.

Процесс катионитового умягчения воды заключается в ее фильтровании через слой 15 зернистого катионита со скоростью до 15 м/ч. Наиболее доступным катионитом является сульфоуголь (диаметр зерен 0,3—1,2 мм; насыпной вес сухого катионита 0,55 т/м³ и влажного — 0,42 т/м³; рабочая емкость поглощения 285—355 г-экв/м³; верхний предел термической стойкости 70° С; годовой износ 10—15 %).

При Na-катионировании жесткая вода 1 обменивает содержащиеся в ней катионы кальция и магния на катионы натрия, содержащиеся в катионите. В результате такого обмена катионит истощается и подлежит периодической (через 8—12 ч работы) регенерации при помощи 8—10 %-ного раствора поваренной соли (NaCl) с удельным весом 1,06—1,07 кг/л.

Фильтрование жесткой воды через Na-катионитовый фильтр не изменяет ее щелочности и анионного состава, так как присутствующие в ней анионы SO₄²⁻, Cl⁻ и др. переходят в умягченную воду, жесткость которой снижается до 0,010—0,015 мг-экв/л, а сухой остаток несколько возрастает.

Na-катионитовая обработка жестких вод состоит из четырех последовательных операций.

1. Умягчение жесткой воды с помощью установки, приведенной на рис. 114, заключается в ее прокачке насосом 2 (или под напором из бака 3) через фильтр 5 со скоростью до 10—15 м/ч и через фильтр 11 со скоростью до 10—15 м/ч. Высота слоя 15 катионита должна быть не меньше 0,7 мм; высота столба воды над слоем катионита — 0,7—0,8 м. Накапливающийся в фильтрах 5 и 11 воздух периодически выпускается через средний кран 14. Очищенная вода отводится по трубе 13. В этом режиме фильтру-умягчитель 11 может работать 8—12 ч. Об истощении катионита судят по остаточной жесткости обработанной воды, которая не должна быть больше 0,05 мг-экв/л, или 0,15° Н.

2. Взрыхление слоя катионита обратным, восходящим током промывочной воды из бака 12, в который она по трубе 18 подается в процессе предыдущей регенерации. Интенсивность взрыхления соответствует скорости обратного тока воды через слой катионита (8—12 м/ч); продолжительность взрыхления составляет ~15 мин; контроль осуществляется по прозрачности сточной воды. При первых регенерациях надо следить за тем, чтобы зерна катионита не уносило обратным током воды в дренаж, для чего подбирают необходимый диаметр отверстия регулирующей (дрессельной) шайбы 8.

3. По окончании взрыхления через слой катионита пропускают 8—10 %-ный раствор поваренной соли. Скорость фильтрования раствора — 3—4 м/ч; продолжительность фильтрования — 12—15 мин. Доза соляного раствора для одной регенерации готовится заблаговременно и равна объему дозатора — солерастворителя 9.

4. По окончании регенерации катионита он промывается водой для удаления продуктов обмена (CaCl_2 , MgCl_2) и остатков раствора NaCl в дренаж через сливную трубу 17. Скорость промывки при спуске в дренаж — 4—5 м/ч; продолжительность — около 25 мин. После спуска в дренаж катионит промывается водой, направляемой в бак 12 и используемой при последующей регенерации для взрыхления слоя катионита. Скорость этой промывки — 6—8 м/ч; продолжительность — около 25 мин. Количество расходуемой поваренной соли на одну регенерацию катионита составляет ~200 г на 1 г-экв вытесняемых из умягченной воды катионов кальция и магния; при этом остаточная жесткость умягченной воды в зависимости от начальной ее жесткости будет

Начальная жесткость							
в мг-экв/л	10	20	30	40	50	60	70
Остаточная жесткость							
в мг-экв/л	0,01	0,015	0,020	0,035	0,070	0,110	0,155

Поваренная соль, используемая для регенерации катионита, не должна содержать солей кальция и магния. После каждой регенерации дозатор 9 должен быть промыт от грязи обратным током воды в дренаж. Количество воды, расходуемой на одну регенерацию катионита, составляет 10—15 % от количества умягчаемой воды. Содержание хлоридов в умягченной воде не должно превышать их содержания в исходной воде больше, чем на 50 мг/л.

Площадь поперечного (горизонтального) сечения Na-катионитовых фильтров определяется по формуле

$$F = \frac{Q_0 H (T + t)}{fh} \text{ м}^2, \quad (119)$$

где Q_0 — производительность фильтра в $\text{м}^3/\text{ч}$; H — жесткость исходной воды в мг-экв/л; $T + t$ — общая продолжительность одного цикла в ч (T — время полезной работы и t — время, затрачиваемое на регенерацию катионита); f — емкость поглощения катионита в г-экв/м³; h — высота (толщина) катионитового слоя в фильтре в м.

Объем катионита в фильтре равен

$$V_k = Fh \text{ м}^3. \quad (120)$$

Вес катионита в фильтре составляет

$$G_k = V_k \gamma_k \text{ т}, \quad (121)$$

где γ_k — насыпной (удельный) вес сухого катионита т/м³.

Общая емкость поглощения заряда катионита в фильтре будет

$$E = V_k f. \quad (122)$$

Условная скорость фильтрования равна

$$\omega = \frac{Q_0}{F}. \quad (123)$$

Расход поваренной соли на одну регенерацию находится по формуле

$$G_c = \frac{Eg_c}{1000} \text{ кг}, \quad (124)$$

где g_c — удельный расход соли на одну регенерацию, равный 200 г на 1 г-экв вытесненных из умягчаемой воды катионов кальция и магния.

Пример 11. Задана производительность катионитового фильтра $Q_в = 1,0 \text{ м}^3/\text{ч}$ при начальной жесткости исходной воды $H = 5,8 \text{ мг-экв/л}$ или $5,8 \text{ г-экв/м}^3$; $T + t = 8 \text{ ч}$.

Емкость поглощения катионита $f = 320 \text{ г-экв/м}^3$; высота фильтрующего слоя катионита $h = 1,45 \text{ м}$; удельный вес катионита $\gamma_k = 0,55 \text{ т/м}^3$; удельный расход поваренной соли на регенерацию катионита $g_c = 200 \text{ г/г-экв}$.

Сечение (горизонтальное) фильтра по формуле (119)

$$F = \frac{Q_в H (T + t)}{fh} = \frac{1,0 \cdot 5,8 \cdot 8}{320 \cdot 1,45} = 0,1 \text{ м}^2.$$

Объем заряда катионита в фильтре по формуле (120)

$$V_k = Fh = 0,1 \cdot 1,45 = 0,145 \text{ м}^3.$$

Вес заряда катионита по формуле (121)

$$G_k = V_k \gamma_k = 0,145 \cdot 0,55 = 0,08 \text{ т}.$$

Емкость поглощения заряда катионита по формуле (122)

$$E = V_k f = 0,145 \cdot 320 = 46,4 \text{ г-экв} \quad (46\,400 \text{ мг-экв}).$$

Условная скорость фильтрования по формуле (123)

$$\omega = \frac{Q_в}{F} = \frac{1,0}{0,1} = 10 \text{ м/ч}.$$

Расход поваренной соли на одну регенерацию по формуле (124)

$$G_c = \frac{Eg_c}{1000} = \frac{46,4 \cdot 2000}{1000} = 9,3 \text{ кг}.$$

Количество умягченной воды за один цикл

$$G_в = \frac{E}{H} = \frac{46\,400}{5,8} = 8000 \text{ л}.$$

В тех случаях, когда во втором (разомкнутом) контуре охлаждения используется соленая или жесткая вода, для замкнутых систем охлаждения дистиллированная вода может быть получена с помощью вакуумных испарителей (см. п. 41). Общепринятых норм для определения пригодности воды, используемой в закрытых системах охлаждения ДВС, пока не установлено.

Заводы, выпускающие двигатели, рекомендуют различные рецепты антикоррозионных присадок к пресной охлаждающей воде, не указывая норм допускаемых вредных примесей в ней. Существуют отдельные ведомственные нормы на охлаждающую воду для тепловозных дизелей, получаемую в виде конденсата пара

или длительным кипячением, и на питательную воду паровых котлов низкого давления. Обобщая эти сведения, можно, в виде первой попытки, для определения пригодности воды для закрытых систем охлаждения ДВС рекомендовать данные, приведенные в табл. 26.

Т а б л и ц а 26

**Качество очищенной охлаждающей воды
для закрытых систем охлаждения ДВС**

Способ очистки воды	Остаточная жесткость, мг-экв/л	Щелочность Щ _{о. в.} мг-экв/л	Сухой остаток S _{о. в.} мг/л
Использование конденсата пара и опреснение	0,2	—	—
Кипячение	0,2	1,5—2,5	—
Осветление и Na-катионирование *	0,01—0,02	Щ _{о. в.} = N ₀	S _{о. в.} = S ₀ + 5N ₀

Пр и м е ч а н и е. N₀ и S₀ — жесткость и сухой остаток неочищенной (исходной) воды.

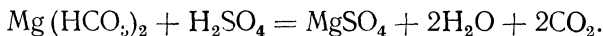
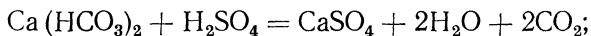
* Количество анионов (Cl⁻, SO₄²⁻, HCO₃⁻) в очищенной воде остается таким же, как и в исходной воде.

Чтобы уменьшить агрессивность воды по отношению к омываемым деталям, перед заливкой в закрытые системы охлаждения в нее вводят антикоррозийные присадки: хромпик (до 1,5 % от веса воды), каустическую соду (0,5—0,75 кг/м³), тринатрийфосфат (0,15—0,20 кг/м³) и др. В западно-европейской практике в качестве антикоррозионной присадки широко используется специальное масло «Дромус».

Очищенной или умягченной водой заполняются только закрытые системы охлаждения ДВС. Эта вода не имеет контакта с атмосферным воздухом, если не считать свободного ее уровня в компенсационных цистернах или баках, поэтому ее естественная убыль очень мала. Во избежание потерь очищенной воды из систем охлаждения двигателей при ревизиях и ремонтах она должна не сбрасываться в дренаж, а направляться в сборные цистерны для последующего ее осветления в механических фильтрах, как это показано на схеме рис. 114.

Вода вторичных (открытых) контуров при охлаждении в градирнях и брызгальных бассейнах имеет непосредственный контакт с атмосферным воздухом, в результате чего она испаряется, теряет растворенную в ней уголекислоту и уносится воздухом в виде мелких капель. Повышение концентрации солей (вследствие испарения) и утеря уголекислоты приводят к интенсивному отложению сульфатных солей и низкотемпературному

накипеобразованию. Чтобы поддержать концентрацию солей на требуемом уровне, часть циркуляционной воды сбрасывается в дренаж и заменяется свежей. Общая часовая потеря воды, циркулирующей в системе, достигает в летние дни 10 % и более. По этой причине системы вторичного контура охлаждения ДВС заполняют неочищенной водой и, чтобы уменьшить накипеобразование, в нее вводят тринатрийфосфат или гексаметафосфат натрия в количествах 2—4 г на 1 м³ охлаждающей воды. При повышении жесткости и малом содержании сульфатов для борьбы с холодным накипеобразованием в охлаждающую воду вводят серную кислоту в количестве, зависящем от карбонатной жесткости и определяемом на основании формул химических реакций:



Во избежание биологического загрязнения поверхностей, омываемых водой открытого контура, в воду вводят медный купорос (1—10 мг/л), хлорамин (2—3 мг/л), гипохлорат натрия (до 10 мг/л) и перманганат калия (0,3—0,6 мг/л). В воду открытого контура можно также вводить хлор из расчета 2—4 мг/л путем добавки в воду 5—10 %-ного раствора хлорной извести.

33. ТИПОВЫЕ СХЕМЫ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

Вследствие большого разнообразия систем охлаждения ДВС целесообразно рассмотреть только наиболее характерные из них. Самыми распространенными являются схемы систем охлаждения,

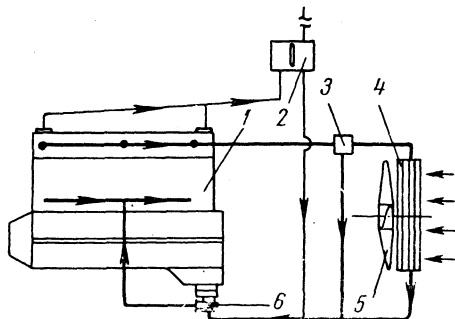


Рис. 115. Схема системы водо-воздушного охлаждения:

1 — двигатель; 2 — компенсационный бак; 3 — терморегулятор; 4 — воздушный водоохладитель; 5 — вентилятор; 6 — циркуляционный насос системы охлаждения

применяемых в силовых установках с высокооборотными дизелями. Эти системы имеют один замкнутый контур циркуляции охлаждающей воды, а в качестве второго, разомкнутого контура используется или поток воздуха (рис. 115), прокачиваемого через воздушный водоохладитель 4 вентилятором 5, или поток воды, прокачиваемой через водяной водоохладитель (рис. 116). В последнем случае для разомкнутого контура используется вода открытых водоемов.

Действие системы охлаждения по рис. 115 не требует пояснений. Что касается системы охлаждения по рис. 116, то ее особенностью при использовании двигателя 2 в качестве главного судового яв-

ляется то, что в силовых установках скоростных судов насос заборной воды 13 имеет малую производительность и обеспечивает охлаждение силового агрегата на холостом и малом ходу. В этом режиме клапан 8 закрыт, а клапаны 9 и 11 открыты. На среднем и полном ходах, когда объект движется относительно воды со скоростью v , в напорно-скоростном козырьке 10 создается скоростной напор $H = \frac{v^2}{2g}$, а в отсасывающем козырьке 12 в это время создается пониженное давление. Эти два однозначно действующих

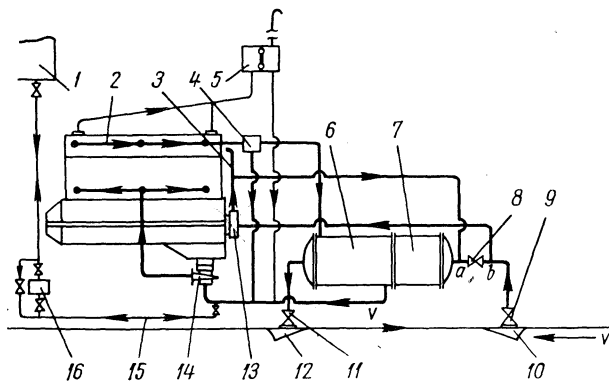


Рис. 116. Схема системы водо-водяного охлаждения

фактора и обеспечивают необходимую интенсивность циркуляции заборной воды через маслоохладитель 7 и водоохладитель 6; при этом клапан 8 должен быть открыт. Так, если $v = 10$ м/сек (36 км/ч), то $H \approx \frac{100}{20} = 5$ м вод. ст., или $0,5$ кг/см². Для объектов с малым значением v и для стационарных установок переключатель ab и клапан 8 должны быть упразднены, а насос заборной воды 13 должен обладать производительностью, обеспечивающей работу двигателя при полной мощности. Замкнутая система охлаждения имеет циркуляционный насос 14, терморегулятор 4 и компенсационный бак 5. Она может быть заполнена или осушена с помощью трубы 15, насоса 16 и бака 1. Выхлопные коллекторы охлаждаются заборной водой, подаваемой по трубе 3.

На рис. 117 представлена схема системы охлаждения двигателя Д100, используемой в стационарных или судовых установках. Система обслуживается тремя насосами. Главный циркуляционный насос 3 замкнутой системы охлаждения навешен на двигатель. Для циркуляции воды в разомкнутой системе охлаждения используется независимый насос 12. Для прогрева двигателя перед пуском или для поддержания его в горячем резерве в систему охлаждения включены циркуляционный независимый насос 4 и подогрева-

тель воды 6 замкнутой системы охлаждения. В качестве греющего теплоносителя 5 может использоваться горячая вода с температурой 75—90° С или пар низкого давления. Уровень воды в компенсационном баке 18 контролируется поплавковым реле 19, а пополнение его водой обеспечивается автоматически через электромагнитный клапан 17. В качестве регулятора температуры воды 15 в замкнутом контуре циркуляции использован регулятор РТПД-100.

Для двигателей с независимыми насосами охлаждения схемы систем при непосредственном воздушном охлаждении воды замкну-

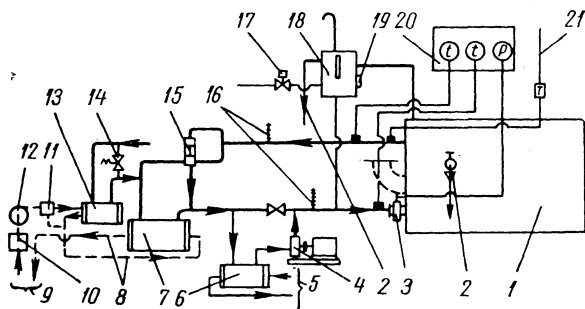


Рис. 117. Схема системы охлаждения двигателей Д100:

1 — двигатель; 2 — пробный кран и слив; 3 — главный циркуляционный насос системы охлаждения; 4 — насос прокачки при обогреве двигателя; 5 — теплообменный аппарат для обогрева двигателя; 6 — теплообменный аппарат для обогрева двигателя; 7 — водоохладитель; 8 — подвод и отвод холодной воды; 9 — холодная вода разомкнутой системы охлаждения; 10 — приемный фильтр; 11 — термостат, регулирующий температуру масла; 12 — циркуляционный насос разомкнутой системы охлаждения; 13 — маслоохладитель; 14 — масляные трубы; 15 — терморегулятор РТПД-100; 16 — ртутные термометры; 17 — клапан с электромагнитным приводом для пополнения убыли воды в компенсационном баке; 18 — компенсационный бак; 19 — реле уровня; 20 — щиток приборов контроля; 21 — к щитку аварийно-предупредительной сигнализации

того контура представлены на рис. 118, а при использовании трехконтурной системы охлаждения с градирней и установкой для подкисления добавочной воды — на рис. 119. Последняя схема еще довольно часто применяется в отечественных силовых установках для умеренных широт.

Из сравнения этих двух систем охлаждения видна предельная простота первой и не всегда оправданная сложность второй. Для использования первой схемы необходимо иметь двух- или трехскоростные осевые вентиляторы большой производительности с поворотными лопастями и высокоэффективные теплообменники для воздушного охлаждения воды и масла. Вторая схема рекомендуется для использования при высокой температуре воздуха. Интенсивное испарение воды разомкнутого контура способствует понижению ее температуры на 10—15° С против температуры воздуха.

Рис. 118. Система водо-воздушного охлаждения для мощных стационарных двигателей:

1 — компенсационный бак; 2 — терморегулятор; 3 — двигатель; 4 — воздушный водоохладитель; 5 — воздушный маслоохладитель; 6 — осевой вентилятор; 7 — циркуляционный насос; 8 — система опорожнения и заполнения двигателей водой

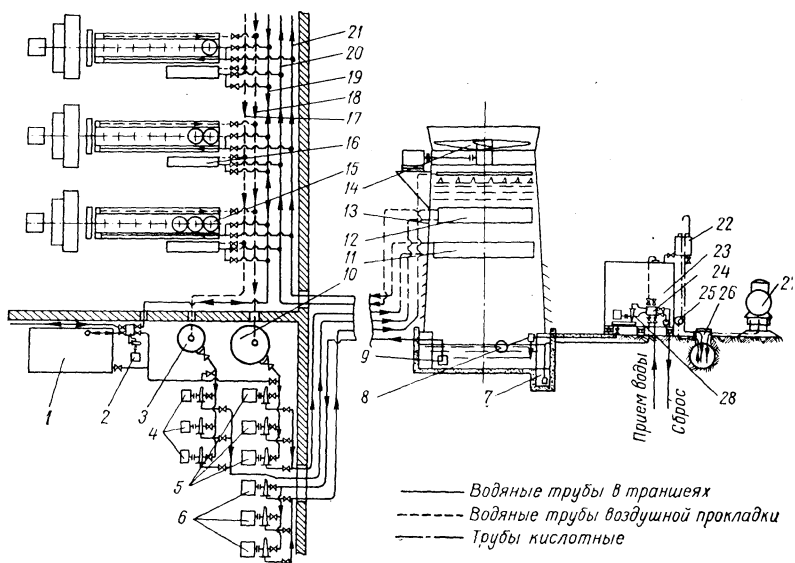
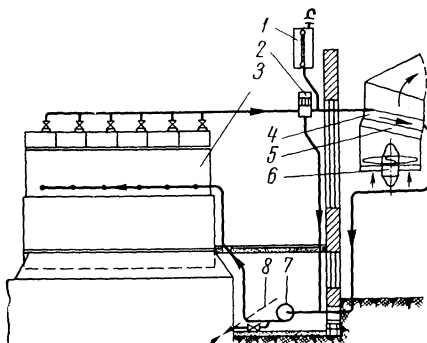


Рис. 119. Схема трехконтурной системы охлаждения:

1 — цистерна очищенной воды; 2 — насос для наполнения и откачки воды из замкнутых контуров охлаждения и из силовых агрегатов; 3 — компенсационно-сточная цистерна холодного контура охлаждения масла; 4 — циркуляционные насосы холодного контура; 5 — циркуляционные насосы горячего контура охлаждения рабочих цилиндров и крышек; 6 — циркуляционные насосы разомкнутого или открытого контура; 7 — приемный колодец для осушения бассейна градирни; 8 — регулятор уровня воды в бассейне градирни; 9 — приемная сетка-фильтр; 10 — компенсационно-сточная цистерна горячего контура охлаждения; 11 — охладители воды горячего контура; 12 — охладители воды холодного контура; 13 — градирня; 14 — осевой электровентилятор; 15 — двигатели силовых агрегатов; 16 — маслоохладители; 17 — сборный коллектор холодного контура; 18 — сборный коллектор горячего контура; 19 — труба для откачки воды из двигателей, распределительных и сборных коллекторов; 20 — распределительный коллектор холодного контура; 21 — распределительный коллектор горячего контура; 22 — дозировочный кислотный бак; 23 — смесительная цистерна; 24 — клапанно-распределительная коробка; 25 — кислотный насос; 26 — кислотная цистерна; 27 — железнодорожная кислотная цистерна; 28 — водяной насос оперативного назначения

На рис. 120 показана схема двухконтурной системы водо-водяного охлаждения с использованием во втором контуре воды открытого водоема.

Действие систем охлаждения по рис. 118, 119 и 120 ясно из схем, а взаимосвязь их элементов — из подрисуночных подписей.

При разработке дизельными заводами схем систем охлаждения, рекомендуемых ими для судовых силовых установок, должны быть выполнены специальные рекомендации Регистра СССР. Образец системы охлаждения

судовых двигателей общей мощностью до 40 тыс. э. л. с. представлен на рис. 121.

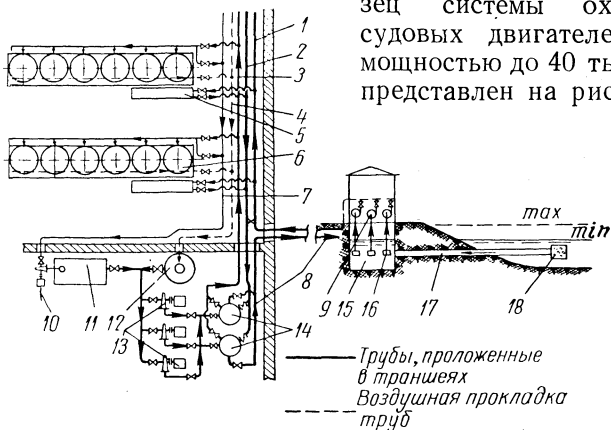


Рис. 120. Схема двухконтурной системы охлаждения:

1 — напорный распределительный и 2 — сборный коллекторы разомкнутой системы охлаждения; 3 — напорный распределительный и 4 — сборный сливной коллекторы замкнутой системы охлаждения; 5 — маслоохладители; 6 — двигатели; 7 — приемный коллектор для опорожнения двигателей; 8 — сливная труба разомкнутой системы охлаждения; 9 — циркуляционные насосы разомкнутой системы охлаждения; 10 — насос для откачки воды из двигателей и из коллекторов замкнутой системы охлаждения; 11 — цистерна для хранения очищенной воды; 12 — компенсационно-сливной бак замкнутой системы; 13 — циркуляционные насосы замкнутой системы; 14 — водоохладители; 15 — приемный колодец водонасосной станции; 16 — приемные сетки на всасывающих трубах насосов; 17 — приемная труба из водоема; 18 — фильтр-сетка

Охлаждение турбоагнетателей (цилиндров и крышек) производится водой закрытых систем охлаждения, трубопроводы которых монтируются непосредственно на двигателях. Охлаждение топливных форсунок может производиться топливом, и в этих случаях трубы подвода и отвода топлива к ним входят в состав топливных систем, монтируемых на двигателях. Типовая схема системы охлаждения форсунок приведена на рис. 122. Труба нисходящего тока между компенсационным баком 5 и насосами 2 обеспечивает постоянный обмен воды в баке. При охлаждении форсунок 4 водой предусматриваются независимые системы, включающие в себя обычно два независимых взаимозаменяемых циркуляционных насоса 1 (один резервный), водоохладители 3, фильтры 2 и компенсационные баки 5. Общий теплоотвод от форсунок, производительность насосов 1 и поверхность водоохладителя 3

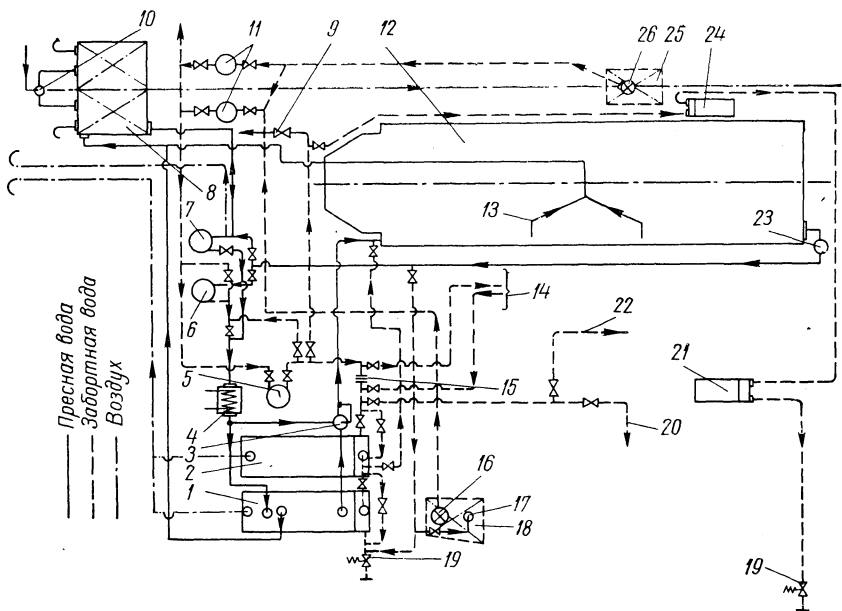


Рис. 121. Схема системы охлаждения судового двигателя «Бурмейстер и Вайн» мощностью до 25 тыс. э. л. с.:

1 — водоохладитель пресной воды; 2 — маслоохладитель; 3 — терморегулятор; 4 — подогреватель циркуляционной воды перед пуском двигателя; 5 — циркуляционный насос заборной воды; 6 — резервный циркуляционный насос для замкнутой и разомкнутой систем; 7 — циркуляционный насос замкнутой системы охлаждения; 8 — расширительная цистерна; 9 — заборная вода на охлаждение подшипников гребного вала; 10 — трубы и кран для заполнения системы охлаждения пресной водой; 11 — фильтры заборной воды; 12 — главный двигатель (правый); 13 — паровоздушные трубы из сборного водяного коллектора; 14 — заборная вода на охлаждение воздуха после турбоагнетателей; 15 — дроссельное устройство, обеспечивающее циркуляцию воды через воздухоохладители; 16 — бортовой приемный клапан заборной воды; 17 — горячая вода в ледовый ящик; 18 — ледовый ящик (бортовой); 19 — пружинный сливной клапан; 20 — заборная вода на охлаждение вспомогательных дизель-генераторов; 21 — маслоохладитель турбоагнетателей главного двигателя; 22 — заборная вода на охлаждение воздушных компрессоров; 23 — смотровое (контрольное) стекло на сливной трубе охлаждения главного двигателя; 24 — охладитель дизельного топлива; 25 — ледовый ящик донного приемного клапана заборной воды; 26 — донный приемный клапан

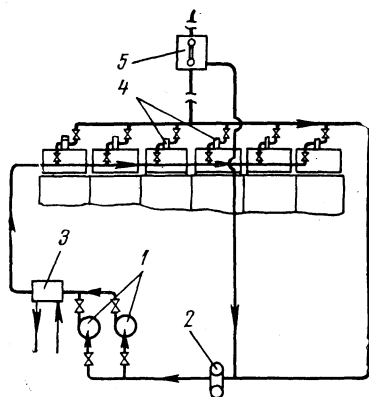


Рис. 122. Схема открытой системы охлаждения форсунок

определяются на основании удельных теплоотводов от форсунок в охлаждающую среду. Температура воды на входе в форсунки должна поддерживаться в пределах 60—70 и на выходе 75—85° С.

Охлаждение рабочих поршней может производиться маслом или водой, что определяется заводом — изготовителем двигателя. При охлаждении маслом может быть использовано циркуляционное масло, и тогда многие элементы собственно системы охлаждения поршней входят в состав системы циркуляционной смазки (см. рис. 107 и 108). У систем охлаждения поршней этого типа затра-

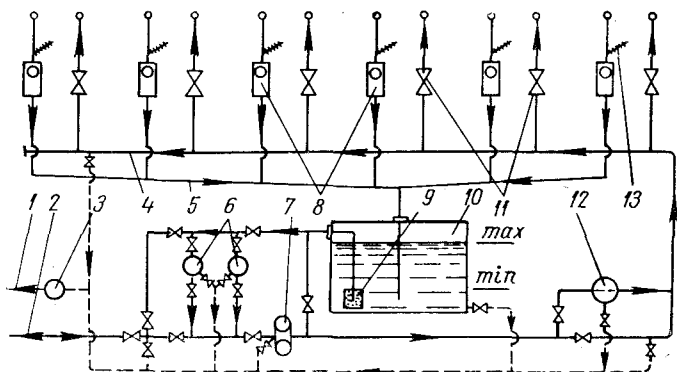


Рис. 123. Схема системы охлаждения поршней (—) и зачистной системы (— —)

чивается повышенная мощность на привод масляных циркуляционных насосов, так как, во-первых, удельная теплоемкость масла почти в два раза меньше, чем у воды, и, во-вторых, насосы нагнетают все масло при давлении (3,5—5,0 кг/см²), которое необходимо для обеспечения охлаждения поршней и для смазки головных подшипников, в то время как значительная часть масла, идущая на циркуляционную смазку двигателей, проходит через редукционные клапаны, понижающие его давление до 1,5—2,0 кг/см².

В связи с высокой теплонапряженностью мощных двухтактных малооборотных дизелей, работающих с наддувом, охлаждение поршней в них производится большей частью водой. На рис. 123 показана система независимого масляного или водяного охлаждения поршней, имеющая циркуляционные насосы 6, сточную масляную цистерну 10 с фильтром 9 на приемной трубе, фильтры тонкой очистки 7, маслоохладитель 12 и коллекторы: распределительный 4 и сточный 5. Контроль охлаждения поршней ведется как по наличию потоков в нисходящих трубах, осуществляемый при помощи сигнальных вертушек или специальных глазков 8, так и по температуре жидкости — с помощью термометров 13. Интен-

сивность потоков регулируется клапанами 11. Следует обращать внимание на уменьшение потерь масла при ревизиях систем охлаждения или их элементов. Для этого в систему охлаждения включают вспомогательный зачистной насос 3, имеющий трубопровод 1 в отстойную масляную цистерну. С помощью этого насоса производится осушение сточной масляной цистерны 10, трубопроводов 2 и 4, фильтров 7, охладителей 12, циркуляционных насосов 6 и др. Приемные трубы зачистной системы должны быть подведены к самым низким точкам осушаемых объектов. Для заполнения маслом цистерны 10 и откачки масла из нее насосами 6 имеется трубопровод 2.

При использовании в качестве теплоносителя воды насос 3 и система осушения отсутствуют; во время ревизий системы вода из нее откачивается штатными насосами в сборную водяную цистерну.

Производительность циркуляционных насосов систем охлаждения зависит от удельного и общего количества теплоты, отдаваемой в охлаждающую жидкость, а также от повышения температуры охлаждающей жидкости в результате теплообмена и может быть определена по формуле

$$G_o = \frac{Q_o}{\Delta t_o c_{жс}} = \frac{N_e q_o}{(t_{вых} - t_{вх}) c_{жс}} \text{ кг/ч}, \quad (125)$$

где Q_o — общая теплоотдача в охлаждающую жидкость в ккал/ч ; Δt_o — повышение температуры охлаждающей жидкости в результате теплообмена в $^{\circ}\text{C}$; обычно $\Delta t_o = 10 \div 20^{\circ}\text{C}$; $c_{жс}$ — удельная теплоемкость охлаждающей жидкости (для масла $\sim 0,5 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$, для воды — $1,0 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$); q_o — удельное тепловыделение в охлаждающую жидкость в ккал/э. л. с. ч (см. табл. 25); N_e — мощность двигателя в э. л. с.

Активная поверхность теплопередачи охладителей [50] может быть определена по формуле

$$F = \frac{Q_o}{\Delta tk} \text{ м}^2, \quad (126)$$

где k — общий коэффициент теплопередачи от горячего теплоносителя к холодному в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; $\bar{\Delta t}$ — среднеарифметический температурный напор между теплоносителями, определяемый как разность средних температур теплоносителей в пределах теплообменника $\frac{t'_{вх} + t'_{вых}}{2} - \frac{t''_{вх} + t''_{вых}}{2}$.

Подробно об охладителях воды и масла изложено в п. 34.

34. СИСТЕМЫ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ И ИХ РАСЧЕТ

На протяжении последних 50 лет инженерная мысль дважды возвращалась к вопросу использования систем высокотемпературного охлаждения (ВТО) поршневых двигателей внутреннего сгорания.

После первой мировой войны преимущество ВТО пытались использовать в авиации с целью уменьшения лобового сопротивления самолетов путем сокращения или полной ликвидации лобовой поверхности водоохладителей. На некоторых опытных самолетах того времени водоохладители действительно были ликвидированы, а двигатели охлаждались за счет выкипания воды в них. На самолет принимался запас дистиллированной воды, как и запас топлива. Температура кипения изменялась от $t_{\max} > 100$ до $t_{\min} < 100^\circ \text{C}$ в зависимости от высоты полета h . Так, при $h = 5000 \text{ м}$ давление воздуха равно $\sim 0,53 \text{ ата}$ и температура кипения воды $t_{\min} \approx 82^\circ \text{C}$; на высоте $h = 10\,000 \text{ м}$ давление равно $\sim 0,26 \text{ ата}$ и температура кипения $t_{\min} \approx 65^\circ \text{C}$.

Быстрое развитие реактивных и турбореактивных двигателей положило конец опытам с ВТО в авиации. После второй мировой войны в США появились наземные силовые установки, главным образом компрессорные станции газопроводов, на которых были использованы системы ВТО. В настоящее время в США с помощью систем ВТО охлаждаются двигатели самых разнообразных типов и назначений общей мощностью, значительно превышающей 1 млн. э. л. с.

С 1952 г. системы ВТО начали применяться в отечественных силовых установках газовой промышленности [11, 12]. Общая мощность силовых установок, работающих с этими системами охлаждения, составляет около 60 тыс. л. с. Работы по дальнейшему внедрению систем ВТО в промышленные силовые установки ведутся в настоящее время в США, СССР, Англии, Франции, ФРГ и других государствах.

Современные системы ВТО можно разбить на два основных типа: на системы чисто испарительного охлаждения и системы ВТО с внешним парообразованием [28]. В системах первого типа охлаждающая вода кипит непосредственно у охлаждаемых ею поверхностей; в системах второго типа вода кипит только вне двигателей. В последнее время в американской практике нашли широкое применение системы ВТО смешанного типа, у которых вода кипит и в двигателях, и за их пределами.

Простейшей системой ВТО является чисто испарительная, которая может быть использована для охлаждения двигателей с большими объемами зарубашечных пространств и значительными проходами для движения пароводяной смеси, образующейся внутри полостей охлаждения. Ее действие можно проследить по схеме на рис. 124, из которой видно, что давление p_1 , а следовательно,

и температура t_1 воды, пароводяной смеси и пара во всех частях системы одинаковы. Это и является главной отличительной чертой данной системы ВТО. В ней нет и циркуляционного насоса охлаждающей воды, так как циркуляция воды обеспечивается за счет разности удельных весов столба воды от зеркала испарения в пароотделителе 2 до входа в двигатель γ' и пароводяной смеси в двигателе и в трубах ее отвода (γ_H).

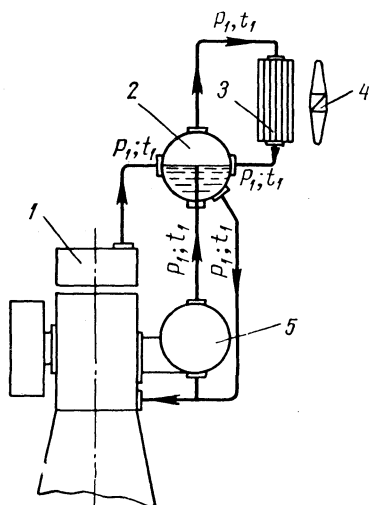


Рис. 124. Схема системы испарительного охлаждения с естественной циркуляцией:

1 — двигатель; 2 — пароотделитель;
3 — конденсатор; 4 — вентилятор;
5 — охлаждаемый выхлопной коллектор

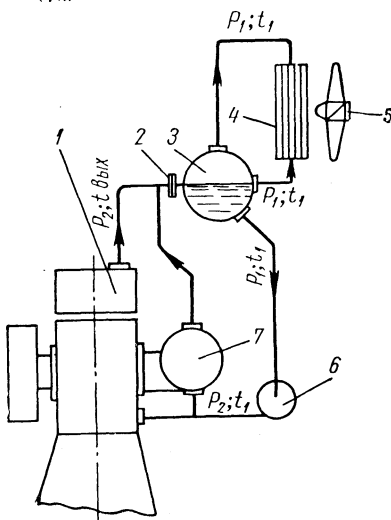


Рис. 125. Схема системы ВТО с внешним парообразованием:

1 — двигатель; 2 — дроссельное устройство; 3 — пароотделитель; 4 — конденсатор; 5 — вентилятор; 6 — главный циркуляционный насос; 7 — охлаждаемый выхлопной коллектор

Если двигатель, подлежащий переводу на ВТО, имеет малые объемы зарубашечных пространств, а проходы для движения воды и пароводяной смеси загромождены ребрами, то для его охлаждения может быть использована система ВТО с внешним парообразованием, схема которой приведена на рис. 125. В этой системе охлаждения вода в двигателе не кипит потому, что температура выходящей воды $t_{\text{вых}}$ меньше так называемой определяющей температуры t_2 , соответствующей давлению p_2 , создаваемому насосом b в совокупности с дроссельным устройством 2. Допустим, что давление и температура за дросселем $p_1 = 2,5 \text{ ага}$ и $t_1 = 127^\circ \text{ С}$. Если дроссельное устройство 2 совместно с насосом b создадут в двигателе давление охлаждающей воды $p_2 = 3 \text{ ага}$, то этому давлению соответствует температура кипения $t_2 \approx 133^\circ \text{ С}$. Следовательно, необходимо обеспечить расчетные и действительные температуры по условию $t_1 < t_{\text{вых}} < t_2 = 133^\circ \text{ С}$.

Для полной мощности двигателя и предельного значения $t_{\text{вых}}$ разность $t_2 - t_{\text{вых}}$ должна находиться в пределах $3-4^\circ \text{C}$, т. е. в рассматриваемом примере $t_{\text{вых}}$ должна лежать в пределах $129-130^\circ \text{C}$, а возможное повышение температуры охлаждающей воды в двигателе будет находиться в пределах $\Delta t = 2 \div 3^\circ \text{C}$. Тогда удельное количество охлаждающей воды, прокачиваемой через двигатель насосом, определится из условия

$$g_0 = \frac{q_0}{\Delta t_{\text{о.ж.}}} \text{ кг/э. л. с. ч.} \quad (127)$$

Большая тепловая напряженность современных поршневых ДВС и повышенные по этой причине требования надежности любой системы охлаждения, в том числе и системы ВТО, заставляют искать достаточно точные методы расчета параметров и элементов этих систем, а также методы и средства их проверки в действии. Поэтому возникла необходимость определять так называемые циркуляционные характеристики систем испарительного охлаждения, в которых гидравлические потери играют решающую отрицательную роль. Обычные методы расчета гидравлических потерь оказались недостаточными. Необходимость полного раскрытия гидравлического взаимодействия всех элементов сложных схем заставила обратиться к методу расчета с помощью эквивалентных сечений [28; 47].

В дальнейшем изложении используются следующие общеизвестные обозначения величин в зависимости от давления пара p_1 : t_1 , γ' , γ'' , r_1 , i_1' , i_{1n}' , i_1 . Эти величины заимствуются из стандартных таблиц насыщенного пара и только величина i_{1n}' определяется по диаграмме $i - s$ в зависимости от p_1 и t_n .

Главными исходными величинами при анализе систем ВТО являются элементы теплового баланса при обычном охлаждении:

- a_0 — относительные тепловые потери с охлаждающей водой;
- q_0 и Q_0 — удельные и общие часовые потери теплоты с охлаждающей водой;
- a_2 — относительные тепловые потери с отработавшими газами;
- q_2 и Q_2 — удельные и общие часовые потери теплоты с отработавшими газами.

Для любого двигателя, подлежащего переводу на ВТО, эти величины должны быть определены испытаниями при обычном охлаждении, но при двух значениях средней температуры охлаждающей воды, а именно $t_{cp1} = 50 \div 60$ и $t_{cp2} = 85 \div 90^\circ \text{C}$. Известно, что по мере роста средней температуры охлаждающей воды тепловыделение в охлаждающую воду уменьшается, а в отработавшие газы, в циркуляционное масло и невязку баланса — растет. Так как расчеты циркуляции воды в системе испарительного

охлаждения или расчеты параметров системы ВТО при внешнем парообразовании производятся для температуры охлаждающей воды, бóльшей 100°C , то необходимо знать хотя бы приближенно величины a'_o , q'_o , Q'_o , a'_z , q'_z и Q'_z для средней температуры $t'_{cp} > 100^{\circ}\text{C}$.

Большим числом исследований установлено, что зависимость величин a'_o , q'_o и Q'_o от t'_{cp} является линейной. Следовательно, пользуясь рис. 126, можно написать [28]:]

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\Delta Q_o}{t_{cp2} - t_{cp1}} = Q_{o1} \beta,$$

откуда угловой коэффициент равен

$$\beta = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{Q_{o1}}.$$

Если произвести измерение величин Q_{o1} и Q_{o2} для средних температур охлаждающей воды t_{cp1} и t_{cp2} соответственно, то величина углового коэффициента определится из равенства

$$\beta = \frac{Q_{o1} - Q_{o2}}{(t_{cp2} - t_{cp1}) Q_{o1}}. \quad (128)$$

Зная величины a_o , q_o и Q_o для $t_{cp} < 100^{\circ}\text{C}$ и значение углового коэффициента β рассматриваемого двигателя, можно с достаточной для практических целей точностью определить численные значения величин a'_o , q'_o и Q'_o для средней температуры охлаждающей воды $t'_{cp} > 100^{\circ}\text{C}$:

$$\left. \begin{aligned} Q'_o &= Q_o [1 - (t'_{cp} - t_{cp}) \beta]; \\ q'_o &= q_o [1 - (t'_{cp} - t_{cp}) \beta]; \\ a'_o &= a_o [1 - (t'_{cp} - t_{cp}) \beta]. \end{aligned} \right\} \quad (129)$$

Для предварительной оценки величин a'_o , q'_o и Q'_o рекомендуются следующие значения угловых коэффициентов: для высокооборотных ДВС $\beta = 0,0030 \div 0,0040$, для тяжелых тронковых ДВС $\beta \approx 0,0015 \div 0,0020$ и для крейцкопфных ДВС $\beta \approx 0,0010 \div 0,0012$.

Таким образом, по данным испытаний любого двигателя при обычном охлаждении можно определить значения величин a'_o , q'_o и Q'_o при работе этого же двигателя с высокотемпературным охлаждением. Так как $Q'_o < Q_o$, $q'_o < q_o$ и $a'_o < a_o$, то разность $Q_o - Q'_o = \Delta Q_o$ должна быть учтена при последующих расчетах.

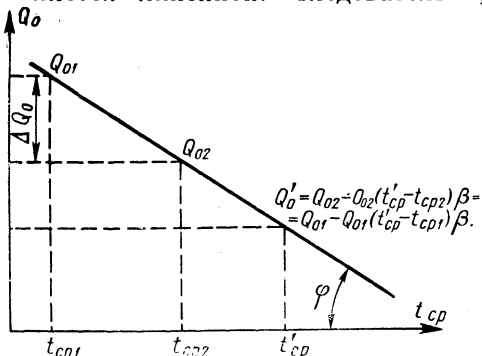


Рис. 126. График зависимости Q_o от t_{cp}

Это легко сделать, используя выражение

$$\Delta Q_o \approx \Delta Q_e + \Delta Q_m + \Delta Q_{н.б}. \quad (130)$$

Величина ΔQ_o может быть определена по формуле

$$\Delta Q_o = Q_o (t'_{cp} - t_{cp}) \beta, \quad (131)$$

а ее распределение между элементами теплового баланса при высокотемпературном охлаждении можно произвести пропорционально значениям Q_e , Q_m и $Q_{н.б}$ для обычного охлаждения.

Основными параметрами системы испарительного охлаждения являются: а) давление p_1 и температура t_1 ; б) кратность циркуляции K [28].

Давление пара p_1 в современных системах ВТО определяется той допустимой температурой охлаждающей воды, при которой обеспечивается надежная смазка рабочих цилиндров и подвижность поршневых колец. В свою очередь, надежная смазка определяется температурой поверхности (зеркала) рабочего цилиндра в месте остановки первого уплотнительного поршневого кольца, когда рабочий поршень находится в верхней мертвой точке. Для малооборотных дизелей эта температура должна быть не выше 200°C и для высокооборотных — не выше 250°C . Для обеспечения подвижности поршневых колец наибольшая температура поршня у верхнего уплотнительного кольца не должна быть больше 180°C у малооборотных и 230°C у высокооборотных двигателей.

Из этих соображений в современных системах ВТО температура охлаждающей воды не превышает 125°C при давлении пара не более $2,5 \text{ кг/см}^2$ *. При таком начальном давлении температура перегрева пара может быть доведена до $t_n = 250^\circ \text{C}$ за счет использования теплоты отработавших газов. При этих условиях достигается достаточно эффективное использование пара в турбинах низкого давления.

Кратностью циркуляции называется отношение веса циркулирующей через двигатель воды G_o к весу получаемого пара G_n :

$$K = \frac{G_o}{G_n}. \quad (132)$$

Количество пара, получаемого от системы ВТО, определяется по формуле

$$G_n = g_n N_e = \frac{q_o'}{r_1} N_e \text{ кг/ч}, \quad (133)$$

где r_1 — удельная теплота парообразования в ккал/кг при установленном для системы ВТО давлении пара p_1 .

* Допустимая температура воды в системе ВТО для каждой марки двигателя должна быть установлена заводом-изготовителем в зависимости от его тепловой напряженности.

Из сведений, опубликованных в американской периодической печати, можно установить, что минимальное допустимое значение K должно быть больше 18.

Величина K в паровых котлах рабочего давления до 16 кг/см^2 находится в пределах 150—200. С уменьшением давления пара кратность циркуляции в котлах увеличивается. Двигатель с испарительным охлаждением практически обращается в паровой котел низкого давления при очень напряженных в тепловом отношении теплопередающих стенках, особенно в районе газового стыка и крышки рабочего цилиндра, для которой тепловой поток лежит в пределах от 175 до 275 тыс. $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$.

Для некоторых двигателей удельный расход охлаждающей воды при обычном охлаждении достигает $100 \text{ кг/э. л. с. ч}$. Для этих же двигателей удельная паропроизводительность систем ВТО $g_n \approx 1,0 \text{ кг/э. л. с. ч}$ и, следовательно, $K \approx 100$. У большинства современных ДВС удельный расход воды составляет $g_n \approx 50 \text{ кг/э. л. с. ч}$; при удельной паропроизводительности $g_n \approx 0,5 \text{ кг/э. л. с. ч}$, что также дает значение $K \approx 100$.

Придавая большое значение кратности циркуляции как одному из основных показателей надежности силового агрегата, охлаждаемого с помощью системы испарительного охлаждения, для вновь проектируемых систем следует добиваться $K = 100$, и только в крайних случаях можно допускать $K = 75$.

С одной стороны, кратность циркуляции K зависит от отношения $\frac{G_o}{G_n}$, влияющего на величину так называемого движущего напора — физического фактора, который обеспечивает естественную циркуляцию воды в системе охлаждения, и с другой стороны, K зависит от гидравлических потерь, вызываемых циркуляцией воды и пароводяной смеси в ней.

Движущий напор определяется по формуле [28]

$$P_d = H_p (\gamma' - \gamma_n) \text{ кг/м}^2, \quad (134)$$

где H_p — располагаемый статический напор, определяемый по чертежу или по расчетной схеме (рис. 127); γ' — удельный вес воды в системе испарительного охлаждения в кг/м^3 , определяемый по таблицам насыщенного пара для принятого давления пара p_1 ; γ_n — средний удельный вес пароводяной смеси в восходящем потоке в кг/м^3 . Частные его значения в точках 1, 2, 3, ... (γ_{n1} ,

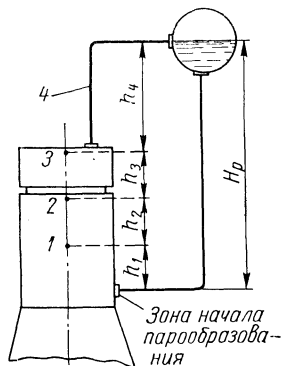


Рис. 127. Расчетная схема системы испарительного охлаждения

$\gamma_{n2}, \gamma_{n3}, \dots$) определяются по формуле

$$\gamma_{n1} = \Phi \gamma'' + (1 - \Phi) \gamma', \quad (135)$$

где

$$\Phi = \frac{\gamma'}{\gamma' - K\gamma''}. \quad (136)$$

Общий средний удельный вес пароводяной смеси в восходящем потоке определяется по формуле

$$\gamma_n = \frac{\gamma_{n1}h_1 + \gamma_{n2}h_2 + \gamma_{n3}h_3 \dots}{h_1 + h_2 + h_3 \dots}. \quad (137)$$

Так как содержание пара в пароводяной смеси по высоте восходящего потока различно, то и кратность циркуляции будет изменяться от $K = \infty$ при входе в зарубашечное пространство цилиндра до конечной величины на выходе из крышки цилиндра.

В дальнейшем под расчетной кратностью циркуляции понимается ее значение при выходе пароводяной смеси из двигателя. Чтобы определить значения γ_{n1}, γ_{n2} и т. д., надо знать интенсивность парообразования по высоте восходящего потока, которая зависит от интенсивности тепловыделения в охлаждающую воду в рассматриваемых точках 1, 2, 3, 4. При расчетах циркуляции можно считать, что половина удельного и общего тепловыделения в охлаждающую воду приходится на крышки рабочих цилиндров и вторая половина — на стенки рабочих втулок цилиндров.

Если удельное тепловыделение в охлаждающую воду q'_0 будет состоять из равных частей для цилиндра и крышки, то для каждой из них выполняется условие

$$\frac{q'_0 N_e}{r_1} = \frac{1}{2} A, \quad \text{где } A = \frac{q_0 N_e}{r_1} = G_n.$$

Допустим, что в точке 1 имеет место парообразование в размере $G_{n1} = \frac{1}{4} A$, тогда

$$\frac{G_o}{G_{n1}} = \frac{G_o}{\frac{1}{4} A} = \frac{4G_o}{G_n} = 4K,$$

откуда

$$G_o = 4KG_{n1} = \frac{1}{4} A 4K = AK.$$

Для точки 2

$$G_{n2} = \frac{1}{2} A; \quad \frac{G_o}{G_{n2}} = \frac{G_o}{\frac{1}{2} A} = 2K; \quad G_o = AK.$$

Таким образом, расход воды через рабочий цилиндр неизменен, а величина K изменяется от ∞ до конечной величины, зависящей от G_n . Как видно из приводимых формул, задаваясь значениями K и определяя величины γ_n , можно находить движущие напоры при

различных давлениях пара в системе испарительного охлаждения. И так как с изменением K изменяется интенсивность циркуляции воды и пароводяной смеси в рассматриваемой системе испарительного охлаждения, то для каждого задаваемого значения K и давления пара p_1 необходимо определять и полные гидравлические потери для системы. Общая потеря напора в системе равна сумме гидравлических потерь в ее элементах.

В каждом элементе системы гидравлические потери определяются на основании общих положений, а для тех элементов, по которым движется пароводяная смесь, — на основании специальных формул [28].

Задаваясь давлениями пара в системе испарительного охлаждения $p_1 = 1,0; 2,0; 3,0, \dots \text{ атм}$, а также кратностями циркуляции $K = 50, 100, 150, \dots$, производят табличный расчет движущих напоров P_d и гидравлических потерь ΔP . По данным табличного расчета строят графики (рис. 128), с помощью которых и определяются вероятные значения кратностей циркуляции для рабочего диапазона давлений пара в системе.

Кривая ab называется циркуляционной, или гидравлической, характеристикой системы испарительного охлаждения, по которой можно судить об изменении кратности циркуляции в пределах возможных изменений давления пара p_1 .

Если система испарительного охлаждения состоит из двух, трех и более контуров циркуляции, то для каждого из них должны быть построены графики по типу приведенных на рис. 128 и по ним определены вероятные кратности циркуляции в каждом контуре.

При проектировании новых систем испарительного охлаждения необходимо предусматривать средства для контроля действительных значений величин K . Для этой цели на одном из силовых агрегатов установки рекомендуется иметь средства для измерения расхода воды, проходящей через двигатель, и количества конденсата пара, стекающего из конденсатора. Подробный расчет систем испарительного охлаждения изложен в специальной литературе [28]. Расчет параметров и элементов систем ВТО с внешним парообразованием производится методом последовательных приближений, который рассматривается ниже на примере такой системы для экспериментальной установки с двигателем Д12 мощностью 300 э. л. с. Согласно результатам проведенных испытаний этого

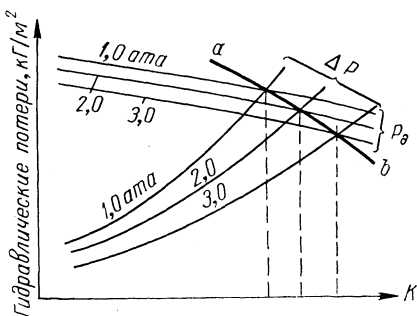


Рис. 128. Графики для определения кратности циркуляции K в зависимости от давлений пара и гидравлических сопротивлений системы охлаждения

двигателя, при обычном охлаждении удельный теплоотвод в охлаждающую воду при $t_{cp1} = 75^\circ \text{C}$ равен $q_{o1} = 300 \text{ ккал/э. л. с. ч}$ и при $t_{cp2} = 90^\circ \text{C}$ $q_{o2} = 275 \text{ ккал/э. л. с. ч}$.

По формуле (128) находим угловой коэффициент β :

$$\beta = \frac{q_{o1} - q_{o2}}{(t_{cp2} - t_{cp1}) q_{o1}} = \frac{300 - 275}{(95 - 75) 300} = 0,004.$$

Производительность навешенного на двигатель насоса системы охлаждения при работе без дроссельного устройства равна $G_o = 28\,500 \text{ л/ч}$, а при работе с дросселем, отрегулированным на перепад давлений, $\Delta p = p_2 - p_1 = 0,8 \text{ кг/см}^2$, $G_o = 12\,000 \text{ л/ч}$ или $g_o = \frac{G_o}{N_e} = \frac{12\,000}{300} = 40 \text{ л/э. л. с. ч}$. Потери напора в системе охлаждения на участке циркуляционный насос — двигатель — дроссель при $G_o = 12\,000 \text{ л/ч}$ составляют приблизительно $0,1 \text{ кг/см}^2$. Расчет произведем для давлений пара в пароподделителе $p_1 = 1,5; 2,0; 2,5; 3,0$ и $3,5 \text{ ата}$, а в качестве конкретного примера рассмотрим порядок расчета для давления пара $p_1 = 2,5 \text{ ата}$ и $t_1 = 126,8^\circ \text{C}$.

I приближение. Повышение температуры охлаждающей воды в пределах двигателя по формуле (127) равно

$$\Delta t = \frac{q_{o1}}{g_o c_{\text{ж}}} = \frac{300}{40 \cdot 1,0} = 7,5^\circ \text{C}.$$

Температура охлаждающей воды при выходе из двигателя

$$t_{\text{вых}} = t_1 + \Delta t = 126,8 + 7,5 = 134,3^\circ \text{C}.$$

Средняя температура охлаждающей воды в пределах двигателя

$$t'_{cp} = \frac{t_1 + t_{\text{вых}}}{2} = \frac{126,8 + 134,3}{2} = 131^\circ \text{C}.$$

Ожидаемое удельное тепловыделение в охлаждающую воду при этой средней температуре воды по формуле (129) будет

$$\begin{aligned} q'_o &= q_{o1} [1 - (t'_{cp} - t_{cp1}) \beta] = \\ &= 300 [1 - (131 - 75) 0,004] = 233 \text{ ккал/э. л. с. ч}. \end{aligned}$$

II приближение. Повышение температуры охлаждающей воды в пределах двигателя

$$\Delta t = \frac{233}{40} = 5,8^\circ \text{C}.$$

Температура воды при выходе из двигателя

$$t_{\text{вых}} = 126,8 + 5,8 = 132,6^\circ \text{C}.$$

Средняя температура охлаждающей воды в двигателе

$$t'_{cp} = \frac{126,8 + 132,6}{2} = 129,7^\circ \text{C}.$$

Таблица расчетных и действительных параметров системы ВТО с внешним парообразованием для двигателя Д12

Наименование величин, характеризующих работу системы ВТО, обозначения и размерность		Давление пара в пароотделителе p_1 , кг/см ² (атм)				
		1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
Температура воды в пароотделителе t_1 , °C	Теоретическая	110,8	119,6	126,8	132,9	138,2
	Измеренная	110,8	119,6	126,8	132,9	138,2
Избыточное давление, создаваемое насосом, $p_2 - p_1$, кг/см ²	Теоретическое	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
	Измеренное	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Давление воды между насосом и дросселем p_2 , кг/см ² (атм)	Теоретическое	2,3	2,8	3,3	3,8	4,3
	Измеренное	2,4	2,9	3,4	3,9	4,4
Температура кипения воды (при давлении p_2) t_2 , °C	Теоретическая	124,1	130,6	136,1	141,1	145,5
	Измеренная	125,2	131,6	137,0	141,8	146,0
Температура воды на выходе из двигателя $t_{вых}$, °C	Теоретическая	117,2	125,7	132,7	138,6	143,7
	Измеренная	118	126	133	139	144
Разность температур, гарантирующая отсутствие кипения воды $t_2 - t_{вых}$, °C	Теоретическая	6,9	4,9	3,4	2,5	1,8
	Измеренная	7,2	5,6	4,0	2,8	2,0
Повышение температуры воды в двигателе $t_{вых} - t_1$, °C	Теоретическое	6,4	6,1	5,9	5,7	5,5
	Измеренное	7,2	6,4	6,2	6,1	5,8
Средняя температура воды в двигателе t_{cp} , °C	Теоретическая	114,0	122,6	129,9	135,8	140,9
	Измеренная	114,4	122,8	129,8	135,9	141,1
Удельный теплоотвод в охлаждающую воду q_0 , ккал/э. л. с. ч	Теоретический	256	243	234	227	221
	Измеренный	250	240	230	218	206
Теплота парообразования r_1 , ккал/кг	Теоретическая	531,1	526,4	521,6	517,3	513,6
Удельное количество пара, получаемого от системы ВТО, g_p , кг/э. л. с. ч	Теоретическое	0,48	0,46	0,45	0,44	0,43
	Измеренное	0,47	0,46	0,44	0,42	0,40

Ожидаемое удельное тепловыделение в охлаждающую воду при 129,7° С

$$q'_o = 300 [1 - (129,7 - 75) 0,004] = 234 \text{ ккал/э. л. с. ч.}$$

Согласно третьему приближению, $\Delta t = 5,9^\circ \text{ С}$; $t_{\text{вых}} = 132,7^\circ \text{ С}$; $t'_{\text{ср}} = 129,9^\circ \text{ С}$; $q'_o = 234 \text{ ккал/э. л. с. ч.}$

Избыточное давление, создаваемое циркуляционным насосом охлаждения в системе ВТО (перед дроссельным устройством) и обеспечиваемое соответствующей регулировкой дросселя, равно

$$p_2 = p_1 + \Delta p = 2,5 + 0,8 = 3,3 \text{ ата.}$$

Температура кипения воды при $p_2 = 3,3 \text{ ата}$ по таблицам насыщенного пара будет $t_2 = 136,1^\circ \text{ С}$. Разность температуры, гарантирующая отсутствие кипения воды в двигателе, равна $t_2 - t_{\text{вых}} = 136,1 - 132,7 = 3,4^\circ \text{ С}$. Теплота парообразования по таблицам насыщенного пара для давления $p_1 = 2,5 \text{ ата}$ равна $r_1 = 521,6 \text{ ккал/кг}$. Удельное количество пара, получаемого от системы ВТО, находится по формуле (133):

$$g_n = \frac{q'_o}{r_1} = \frac{234}{521,6} = 0,45 \text{ кг/э. л. с. ч.}$$

Для других давлений пара расчетные величины приведены в табл. 27.

Переход от обычного охлаждения к ВТО сопровождается перераспределением теплоты топлива, сгоревшего в цилиндрах ДВС, между элементами теплового баланса, а также изменениями параметров рабочего процесса и температурного уровня деталей цилиндрико-поршневой группы. Так, для $p_1 = 2,5 \text{ ата}$ удельный теплоотвод в охлаждающую воду будет $q'_o = 234 \text{ ккал/э. л. с. ч}$; $\Delta q = 300 - 234 = 66 \text{ ккал/э. л. с. ч}$ и при $N_e = 300 \text{ э. л. с.}$ $\Delta Q_o = 20\,000 \text{ ккал/ч}$. Эта теплота должна быть распределена между элементами теплового баланса согласно рекомендациям, изложенным выше.

Что касается изменений параметров рабочего процесса и ожидаемых температур в характерных точках рабочих втулок (гильз) цилиндров и поршней, то они поддаются достаточно точной количественной оценке на основании теоретических исследований, проверенных по данным испытаний ряда двигателей.

35. МЕХАНИЗМЫ И УСТРОЙСТВА, ВХОДЯЩИЕ В СОСТАВ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ, И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИХ ПАРАМЕТРОВ

В состав оборудования систем охлаждения двигателей входят различные механизмы и устройства.

Циркуляционные насосы. Сюда относятся насосы закрытых (замкнутых) и открытых (разомкнутых) систем охлаждения, из которых первые обслуживают системы, обеспечивающие непо-

средственный теплоотвод от охлаждаемых деталей двигателей, а вторые — системы, отводящие теплоту от теплоносителей закрытых систем при помощи поверхностных теплообменных аппаратов. У высокооборотных ДВС циркуляционные насосы центробежного, вихревого и очень редко объемного типов навешиваются на двигатели и имеют, как правило, нестандартное исполнение. Системы охлаждения двигателей средних и больших мощностей с умеренным (до 750) и малым (до 300) числом оборотов обслуживаются независимыми стандартными центробежными электронасосами. В целях экономии места (площади пола) для систем охлаждения судовых ДВС используются вертикальные центробежные электронасосы. Для морских судов корпуса и рабочие колеса насосов систем охлаждения часто выполняются из бронзы.

Для независимых систем охлаждения рабочих поршней при использовании в качестве теплоносителя воды применяются центробежные электронасосы горизонтального и вертикального исполнения, а при использовании масла — объемные электронасосы (главным образом винтовые) вертикального исполнения. При необходимости насосы для систем охлаждения могут быть подобраны по каталогу.

Часовая производительность насосов закрытых систем охлаждения определяется по формуле (125). Часовая производительность циркуляционных насосов разомкнутых систем охлаждения определяется по формуле

$$G_o = \frac{Q_{общ}}{1000 \Delta t_{сж}} m/ч, \quad (138)$$

где

$$Q_{общ} = Q_o + Q_m + Q_n + Q_f = (q_o + q_m + q_n + q_f) N_e. \quad (139)$$

Здесь Δt_o — суммарное повышение температуры воды разомкнутого контура при ее прохождении через охладители; для воды $c_{ж} = 1,0 \text{ ккал/кг} \cdot ^\circ\text{C}$; для масла $c_{ж}$ можно определить по формулам Краусольда:

$$\left. \begin{aligned} \text{Для } \gamma_m > 0,9 \quad c_{ж} &= 0,937 - 0,56\gamma_m + 0,0011(t - 15); \\ \text{» } \gamma_m < 0,9 \quad c_{ж} &= 0,711 - 0,38\gamma_m + 0,0011(t - 15); \\ \text{» } \gamma_m &= 0,88 - 0,92 c_{ж} = 0,50 - 0,48 \text{ ккал/кг} \cdot ^\circ\text{C}. \end{aligned} \right\} \quad (140)$$

В этих формулах γ_m — удельный вес масла при 15°C ; t — действительная температура масла.

Довольно часто циркуляционные насосы замкнутых и разомкнутых систем охлаждения судовых СУ имеют одинаковую производительность и используются для обеих систем. Для стационарных СУ с большим числом двигателей выбор числа циркуляционных насосов для каждой системы должен быть согласован с графиком работы ее силовых агрегатов. При одновременной работе всех двигателей целесообразно иметь не меньше двух действующих

насосов в каждой системе и по одному насосу в резерве. Рабочий напор у циркуляционных насосов систем охлаждения цилиндров и крышек, а также насосов разомкнутых систем колеблется в пределах 1,5—2,5 кг/см^2 , а в системах охлаждения поршней — 3,5—5,0 кг/см^2 .

Водо- и маслоохладители. Активная поверхность теплопередачи водо- и маслоохладителей определяется по формуле (126), в которой общий коэффициент теплопередачи для приближенных оценок может быть определен по формуле

$$k = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (141)$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке трубки; α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к холодному теплоносителю.

Из всего разнообразия типов водо- и маслоохладителей [1] рекомендуются следующие:

- I — из гладких круглых трубок;
- II — из круглых трубок, оребренных наружной поперечно-винтовой накаткой, с высотой ребер 2—3 мм, шагом ребер 2,5—3,0 мм и коэффициентом оребрения 1,5;
- III — из круглых гладких трубок с проволочными или другого вида турбулизаторами внутри трубок;
- IV — из плоских трубок с турбулизаторами внутри в виде турбулизирующей решетки у маслоохладителей, или турбулизирующих столбиков, выштампованных в стенках трубок и расположенных в шахматном порядке, у водоохладителей.

В охладителях I и II горячий теплоноситель омывает пучки трубок поперечным потоком снаружи, но может циркулировать и внутри трубок; в охладителях III и IV горячий теплоноситель циркулирует только внутри трубок; охладители III используются только для охлаждения масла [1; 50]. Охладители всех рассмотренных типов должны обеспечивать общий коэффициент теплопередачи k : для маслоохладителей типа I — не менее 250 и для остальных типов — не менее 400 $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$; для водоохладителей типа I — не менее 1800, типа II — не менее 3200; типов III и IV — не менее 3000 $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$. Эти значения могут быть получены при скоростях масла 0,5—1,0 м/сек для типов I и II и 0,2—0,5 м/сек — для типов III и IV; при скоростях охлаждающей воды 0,5—1,2 м/сек для всех типов охладителей. При этом наружные диаметры круглых трубок составляют 8, 10 и 12 мм для охладителей типов I, II и III, а размеры плоских трубок — $27 \times 4,5$ мм у маслоохладителей и $50 \times 4,5$ у водоохладителей, толщина стенок у круглых трубок равна 0,5—1,0 мм и у плоских — 0,5—0,35 мм.

Гидравлические потери Δp в маслоохладителях для потока масла, у типов I и II должны быть не более 0,5—0,6 кг/см^2

и у типов III и IV — не более $0,8 \text{ кг/см}^2$; для потоков воды у всех типов — не более $0,3 \text{ кг/см}^2$. Гидравлические потери в водоохладителях для потока горячей воды должны быть не более $0,5 \text{ кг/см}^2$ и для потока холодной воды — не более $0,3 \text{ кг/см}^2$.

Расчетные температуры холодной воды на входе в маслоохладители составляют не более 32°C и на входе в водоохладители — не более 40°C . Для тепловозных дизелей температура воды на входе в охладители должна быть не меньше 60°C при температуре воздуха 40°C . Средние расчетные температуры масла для судовых и стационарных ДВС обычно не меньше 60°C и для тепловозных — 70°C .

Коэффициент использования веса трубного пучка равен

$$K_g = \frac{Q}{G_m \Delta t} \text{ ккал/кг} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}, \quad (142)$$

где G_m — вес пучка трубок в кг; Δt — температурный напор между горячим и холодным теплоносителями; Q — количество теплоты, передаваемой пучком трубок, в ккал/ч.

Коэффициент K_g имеет следующие значения: для маслоохладителей типа I — 20, типа II — 30, типа III — 24 и типа IV — 35; для водоохладителей типа I — 150, типа II — 300, типа III — 175 и типа IV — 200. Коэффициент использования объема трубного пучка равен

$$K_v = \frac{Q}{V_m \Delta t} \text{ ккал/дм}^3 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}, \quad (143)$$

где V_m — объем пучка трубок в дм^3 .

Коэффициент K_v имеет следующие значения: для маслоохладителей типа I — 30, типа II — 50, типов III и IV — 45; для водоохладителей типа I — 250, типа II — 450, типов III и IV — 300.

Коэффициент энергетической эффективности охладителей при к. п. д. насосов не менее 0,6 равен

$$E = \frac{Q}{A (N_m + N_o)}, \quad (144)$$

где $A = 632,3 \text{ ккал/э. л. с. ч}$; N_m и N_o — мощности масляного и водяного насосов в э. л. с., определяемые по формуле

$$N_m = N_o = \frac{G \Delta P}{3600 \cdot 75 \gamma \eta} \text{ л. с.}, \quad (145)$$

где G — весовая производительность насоса в кг/ч ; ΔP — гидравлические потери в масляной и водяной полостях охладителей в кг/м^2 ; γ — удельный вес теплоносителя в кг/м^3 ; η — к. п. д. насоса.

Коэффициент E имеет следующие значения: для маслоохладителей типа I — 120, типа II — 150, типов III и IV — 100; для водоохладителей типа I — 600, типа II — 1000, типов III и IV — 900.

Критерии Нуссельта, необходимые для определения коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 , входящих в формулу (141), могут быть определены по формулам (146)—(152):

$$Nu_m = B Re_m^n Pr_m^{\frac{1}{3}} \left(\frac{Pr_m}{Pr_{cm}} \right)^{0.14} \left(\frac{s_1}{d} \frac{s_2}{d} \right)^{0.5}; \quad (146)$$

$$Nu_m = 0,48 Re_m^{0.4} Pr_m^{0.43}; \quad (147)$$

$$Nu_m = 0,27 Re_m^{0.54} Pr_m^{0.4}; \quad (148)$$

$$Nu_m = 0,89 Re_m^{0.45} Pr_m^{0.32}; \quad (149)$$

$$Nu_g = 0,021 Re_g^{0.8} Pr_g^{0.43} \left(\frac{Pr_g}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}; \quad (150)$$

$$Nu_g = \kappa_0 Pr_g^{0.43} \left(\frac{Pr_g}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}; \quad (151)$$

$$Nu_g = 0,41 Re_g^{0.6} Pr_g^{0.33} \left(\frac{Pr_g}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}. \quad (152)$$

В формулах (146)—(152):

Nu_m и Nu_g — критерии Нуссельта для потоков масла и воды, выражаемые формулой

$$Nu = \frac{\alpha l_0}{\lambda}; \quad (153)$$

Re_m и Re_g — критерии Рейнольдса для потоков масла и воды, определяемые по формуле

$$Re = \frac{\omega l_0}{\nu}; \quad (154)$$

Pr_m , Pr_g и Pr_{cm} — критерии Прандтля для потоков масла и воды и их пограничного слоя, определяемые по формуле

$$Pr = 3600 \frac{\nu}{a}; \quad (155)$$

α — коэффициент теплоотдачи в $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$;

l_0 — характерный размер канала, по которому течет теплоноситель, в м ;

λ — коэффициент теплопроводности в $\text{ккал}/\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$;

ω — скорость движения теплоносителя в м ;

ν — кинематическая вязкость теплоносителя в $\text{м}^2/\text{сек}$, определяемая для масла по номограмме на рис. 69, для воды — по таблицам справочных пособий;

a — коэффициент температуропроводности в $\text{м}^2/\text{ч}$, определяемый по формуле

$$a = \frac{\lambda}{c\gamma};$$

c — теплоемкость теплоносителя в $\text{ккал}/\text{кг}\cdot^\circ\text{С}$;

γ — удельный вес теплоносителя для его средней температуры в $\text{кг}/\text{м}^3$;

s_1 и s_2 — поперечный и продольный шаги трубок в пучке в м ;

d — наружный диаметр трубок в м ;

κ_0 — величина, принимаемая в зависимости от Re_0 :

$\text{Re}_0 \cdot 10^3$	2,2	2,3	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10
κ_0	2,2	3,6	4,9	7,5	10	12,2	16,5	20	24	27	30	33

Данные о применимости формул (146)—(152) при определении коэффициентов теплоотдачи α для водяных и масляных охладителей приведены в табл. 28.

Гидравлические потери в охладителях определяются на основании обычных формул гидравлики.

Для воздушных охладителей коэффициент теплопередачи мал. Так, для калориферов типа КФБ0, имеющих оребренные трубки с шахматным расположением, при скорости воды в трубках $0,6 \text{ м}/\text{сек}$ и при весовой скорости воздуха в живом сечении калорифера $v_v = 18 \text{ кг}/\text{м}^2 \cdot \text{сек}$ общий коэффициент теплопередачи $k = 53 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С}$ и при конденсации пара в них $k = 70 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С}$.

При одинаковом температурном напоре активная поверхность теплопередачи воздушных охладителей в 30—40 раз больше, чем у водоводяных.

Для воздушных маслоохладителей, komponуемых из калориферов промышленного выпуска [28], общий коэффициент теплопередачи не превышает $10 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С}$ даже при введении в их трубки турбулизаторов, представленных на рис. 129. У промышленных калориферов, используемых в качестве воздушных маслоохладителей, коэффициент оребрения в 2—3 раза превышает оптимальное значение. Чтобы получить приемлемые значения общего коэффициента теплопередачи от масла к воздуху ($25—35 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С}$), при проектировании следует использовать алюминиевые трубки с диаметром не более 14 мм , поперечное винтовое оребрение (путем накатки) с коэффициентом оребрения не более 3,5, а также обязательно вводить в трубки турбулизаторы.

**Применимость формул (146)–(152) при определении
коэффициентов теплоотдачи α для водяных и масляных охладителей**

Тип охладителя	Номер формулы	Границы применимости формул
Для маслоохладителей		
От масла к стенкам трубок		
Тип I и II при поперечном наружном обтекании трубок	(146)	$Re_m \leq 170; B = 1,15; n = 0,32$ $Re_m > 170; B = 0,27; n = 0,6$
Тип III при продольном токе внутри трубок	(147) (148)	$Re_m = 40 \div 140$ $Re_m = 140 \div 260$
Тип IV при продольном токе внутри трубок	(149)	$Re_m = 1 \div 80; d_{экс} = 7,7 \text{ мм}$
От стенок трубок к воде		
Тип I и II при продольном токе внутри трубок	(150) (151)	$Re_s = 10^4 \div 5 \cdot 10^6$ $Re_s = (2,2 \div 10) 10^3$
Тип III и IV при поперечном наружном обтекании трубок	(152)	$Re_s = 2 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^5$
Для водоохладителей		
От горячей воды к стенкам трубок		
Тип I и II при поперечном наружном обтекании трубок	(152)	$Re_s = 2 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^5$
Тип IV при продольном токе внутри трубок	(150) (151)	$Re_s = 10^4 \div 5 \cdot 10^6$ $Re_s = (2,2 \div 10) 10^3$
От стенок трубок к воде		
Тип I и II при продольном токе внутри трубок	(150) (151)	$Re_s = 10^4 \div 5 \cdot 10^6$ $Re_s = (2,2 \div 10) 10^3$
Тип IV при поперечном наружном обтекании трубок	(152)	$Re_s = 2 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^5$

Типы турбулизаторов показаны на рис. 129. Предпочтительнее применять тип 3.

Малые значения коэффициента k не могут служить препятствием для широкого использования воздушных маслоохладителей, так как увеличение их поверхности за счет дешевых воздушных теплообменных аппаратов компенсируется упразднением большого количества дорогостоящего оборудования и затрат на строительство дополнительных зданий и таких сооружений, как градирни,

брызгальные бассейны, развитое водоснабжение и др. Расчеты градирен и брызгальных бассейнов, используемых для охлаждения воды разомкнутых систем охлаждения воздухом, изложены в специальных трудах [4].

Компенсационные цистерны и баки служат для компенсации изменений объема охлаждающих жидкостей от температуры в закрытых системах охлаждения. Компенсационная емкость зависит от объема жидкости в закрытой системе. Объем воды зависит от температуры следующим образом:

t°, C	0	20	40	60	80	100	120	140
v, m^3	1,000	1,002	1,008	1,017	1,030	1,040	1,060	1,080

Для малооборотных дизелей удельная емкость компенсационных цистерн может быть принята от 0,1 до 0,2 л/э. л. с., для высокооборотных ДВС малой мощности — не более 0,1 л/э. л. с. и большой мощности — от 0,02 л/э. л. с. и более.

Компенсационные цистерны и баки устанавливаются на высоте от 0,5 до 5 м над крышками рабочих цилиндров или над головками двигателей, чтобы статический напор, под которым будет находиться система охлаждения, препятствовал парообразованию в местах с пониженной интенсивностью циркуляции. Для компенсационных цистерн во избежание застоя воды в них рекомендуется иметь свой контур циркуляции.

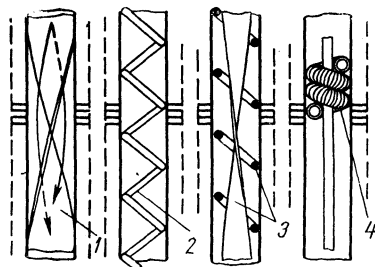


Рис. 129. Типы турбулизаторов масла в трубках маслоохладителей:

1 — пластинчатый винтовой; 2 — пружинно-проволочный; 3 — пружинно-пластинчатый; 4 — проволочно-пружинно-винтовой

Сточные цистерны. Сточные цистерны независимых систем охлаждения рабочих поршней располагаются под сборными (сточными) коллекторами. Они вмещают в себя все количество охлаждающей жидкости при заполнении цистерны на 0,7—0,8 объема. Так как жидкость имеет свободный уровень, то сточные цистерны выполняют и роль компенсаторов изменения объема охлаждающей жидкости при колебаниях температуры. Наименьший запас охлаждающей жидкости при действующей системе составляет 0,3—0,4 объема цистерны. Сточные цистерны имеют средство предварительного нагрева охлаждающей жидкости перед пуском двигателя. Удельный объем сточных цистерн может быть принят в пределах 0,5—1,0 л/э. л. с.

Фильтры. Фильтры используются для грубого фильтрования масла в системах охлаждения поршней и воды в системах охлаждения форсунок. Рекомендуется применять фильтры с сетчатыми

фильтрующими пакетами. Общая поверхность фильтрующего аппарата определяется по формуле

$$F = \frac{100f}{m} \text{ см}^2, \quad (156)$$

где m — коэффициент, определяющий долю живого сечения в общей площади фильтрующего материала в %. Для сетчатого фильтра с размером ячеек 0,3—0,25 мм при диаметре проволоки 0,22—0,18 мм $m = 33,2 \div 33,6\%$; f — живое сечение фильтрующих элементов, определяемое по формуле

$$f = 1,66 \frac{G_n}{\omega}, \quad (157)$$

здесь G_n — расчетная производительность насоса в л/мин; ω — допускаемая скорость жидкости при прохождении через фильтрующий аппарат в см/сек.

Конструктивные формы фильтров широко освещены в литературных источниках по ДВС.

Пароотделители. Пароотделители применяются для отделения пара от пароводяной смеси, поступающей непосредственно из двигателей в системах испарительного охлаждения или из дроссельных устройств в системах ВТО с внешним парообразованием. Для систем испарительного охлаждения удельный объем пароотделителей можно принимать в пределах 1,0—1,5 л/э. л. с. Для газомоторных компрессоров 10ГК-1 завода «Двигатель революции» (мощность 1000 л. с.) при их переводе на испарительное охлаждение пароотделители и сухопарники были изготовлены из трубы диаметром 500 мм и длиной 7000 мм. Пароотделители расположены горизонтально вдоль осей двигателей на высоте 1,65—1,75 м над выпускными коллекторами [28].

За рубежом в системах испарительного охлаждения применяют пароотделители цилиндрической формы с отношением $H : D = 1,0$ (см. гл. XII) и удельной емкостью до 2 л/э. л. с.

В пароотделители для систем ВТО с внешним парообразованием должны быть встроены сепараторы пара. Конструкция такого пароотделителя показана на рис. 130. Диаметр патрубков 1, 4 и 7 должен приниматься из расчета допустимых скоростей в них: для пара — не более 15 м/сек; для пароводяной смеси — не более 5 м/сек и для воды, идущей к двигателю, — не более 1,5 м/сек. Рекомендованное отношение $H : D = 2$. Конус сепаратора выполняется из перфорированной листовой стали; диаметр отверстий — 6—8 мм; число отверстий должно определяться из условия, что общее живое сечение отверстий в конусе должно быть в 8—10 раз больше живого сечения парового патрубка 1.

Манометр должен иметь шкалу на двойное рабочее давление пара. Предохранительный клапан необходимо отрегулировать

на давление, превышающее рабочее на $0,1-0,2 \text{ кг/см}^2$. Гидравлические испытания производятся под давлением не меньше $4,0 \text{ кг/см}^2$.

Конденсаторы. Конденсаторы пара применяются в системах ВТО. Используются воздушные и водяные конденсаторы безвакуумного типа; в качестве последних можно использовать стандартные трубчатые водоохладители, для которых общий коэффициент теплопередачи равен $k = 2000 \div 3000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$. В отечественных силовых установках при испарительном охлаждении двигателей использовались калориферы промышленного выпуска типов КФБ и КФБО [28] с оребренными трубками, в которых пар конденсируется при давлении, равном давлению в системе охлаждения. Общий коэффициент теплопередачи от пара к воздуху у этих калориферов мал. Так, для лучшего из них калорифера КФБО — при весовой скорости воздуха в живом сечении калорифера $v_v = 8 \div 18 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$ коэффициент k , отнесенный ко всей оребренной поверхности, лежит в пределах $47-82 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$.

Конденсаторы должны устанавливаться выше пароотделителей, чтобы конденсат из них поступал в пароотделители самотеком. Дроссельные устройства применяются в системах ВТО с внешним парообразованием. Они совместно с циркуляционными насосами препятствуют кипению воды внутри двигателей. Дроссельные устройства могут быть двух типов: закрытые (пружинные) и открытые, в виде обычных дроссельных шайб.

36. ТРУБЫ, АРМАТУРА, ПРИБОРЫ КОНТРОЛЯ И АВТОМАТИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ В СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ

Чтобы обеспечить требуемое распределение охлаждающей жидкости между рабочими цилиндрами и поршнями, устанавливается арматура для регулирования потоков через них. Регулирование интенсивности потоков охлаждающей жидкости было

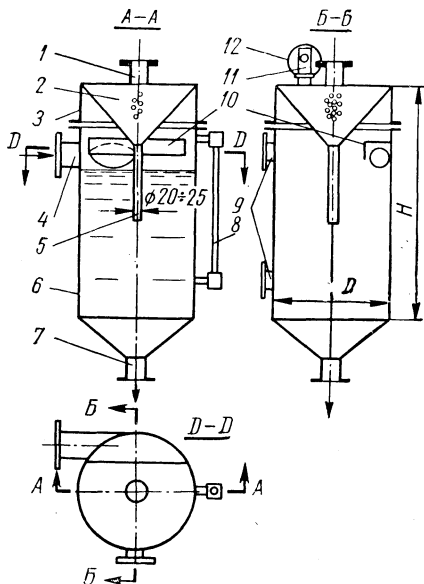


Рис. 130. Пароотделитель для системы ВТО с внешним парообразованием:

- 1 — выход пара; 2 — конус сепаратора пара; 3 — крышка; 4 — вход пароводяной смеси от двигателя; 5 — трубка стока конденсата из конуса сепаратора; 6 — корпус пароотделителя; 7 — патрубок выхода охлажденной воды к двигателю; 8 — водомерное стекло; 9 — патрубки присоединения автомата подпитки; 10 — отбойный козырек; 11 — предохранительный клапан; 12 — манометр

введено при использовании разомкнутых систем охлаждения, когда температура охлаждающей воды на входе в двигатели колебалась от 0 до 30° С. В замкнутых системах охлаждения со стабильной температурой охлаждающей воды на входе в двигатели и выходе из них и тем более в силовых установках с развитыми системами автоматического контроля и управления регулировочная арматура на цилиндрах и поршнях обычно не применяется.

Надежная работа систем охлаждения ДВС, включая и охлаждение поршней, может быть обеспечена и без регулировочной арматуры, что подтверждается опытом эксплуатации высокооборотных машин. То же относится и к двигателям всех классов, включая и малооборотные машины, переведенным на ВТО, при котором эта арматура с двигателей снимается за ненадобностью. Температура жидкости на входе в двигателя должна поддерживаться за счет изменения теплоотвода в охладителях воды и масла. Равномерность распределения охлаждающей жидкости между потребителями в этих случаях обеспечивается с помощью гидравлических расчетов систем охлаждения и в первую очередь той их части, которая является принадлежностью собственно двигателей. Гидравлические расчеты совершенно необходимы при использовании систем чисто испарительного охлаждения, в которых равномерность распределения охлаждающей воды между потребителями должна обеспечиваться при очень малых движущих напорах. Так как схемы распределения охлаждающей воды замкнутых систем между потребителями довольно сложны, то для их расчетов рекомендуется использовать метод эквивалентных сечений [28; 47].

Что касается допустимых скоростей охлаждающих жидкостей в трубах, то они могут быть приняты:

- а) для всасывающих труб насосов — не более 1,5 м/сек;
- б) для нагнетательных труб насосов — не более 2,0 м/сек;
- в) для труб пароводяных смесей — не более 5 м/сек;
- г) для пароотводных труб систем ВТО — не более 15 м/сек.

В системах охлаждения обязательно контролируется температура охлаждающей жидкости на входе в двигателя и выходе из них, причем датчики автоматических устройств, предупреждающих об опасности аварий, устанавливаются на выходных ветвях потоков. Визуальный контроль температуры ведется с помощью дистанционных термометров, а правильность показаний последних находится под контролем палочных термометров, устанавливаемых рядом с датчиками дистанционных. В системах охлаждения мощных малооборотных и некоторых других классов ДВС контролируется также и давление охлаждающих жидкостей при входе в двигатели, которое можно рассматривать как достаточно надежный косвенный показатель нормального действия систем охлаждения. Потерю давления или его уменьшение до

опасного предела можно использовать в качестве импульса в системе аварийно-предупредительной сигнализации и для автоматической остановки двигателя.

Контроль давления, аварийно-предупредительная сигнализация и защита по предельно допустимому давлению в автоматизированных системах ВТО является обязательной. В обычных системах охлаждения высокооборотных ДВС давление охлаждающей воды контролируется в редких случаях.

К автоматическим устройствам, обслуживающим системы охлаждения, относятся: регуляторы температуры прямого и непрямого действия; температурные реле и реле давления в системах аварийно-предупредительной сигнализации и автоматической остановки. Эти устройства могут использоваться в различных сочетаниях в зависимости от степени автоматизации, типа двигателей и рода силовой установки.

ГЛАВА XI

ГАЗОВОЗДУШНЫЕ ТРАКТЫ ДВС

37. ВОЗДУШНЫЕ ТРАКТЫ

Многочисленные исследования показали, что долговечность деталей цилиндро-поршневой группы ДВС в большой степени зависит от чистоты рабочего воздуха. Поэтому в настоящее время все двигатели наземных силовых установок защищаются от вредного действия пыли и песка при помощи воздушных фильтров. Конструкций фильтров очень много, и их эффективность различна, но для любой конструкции фильтра его эффективность уменьшается, если своевременно не производится очистка фильтрующих элементов.

Чем больше мощность двигателя, тем труднее обеспечить чистоту рабочего воздуха, так как пропорционально росту мощности увеличивается и расход воздуха, а следовательно, и объем фильтров. Стремление обеспечить в малых объемах фильтров хороший эффект очистки воздуха приводит к обратным результатам.

В отечественной практике очистка воздуха для автотракторных ДВС производится при помощи одного или двух фильтрующих пакетов из беспорядочно спутанной тонкой проволоки, ограниченных по двум параллельным плоскостям сетками с крупной ячейкой. Для повышения эффективности фильтрующие элементы смачиваются отработавшим маслом.

Для мощных высокооборотных дизелей очистка воздуха производится с помощью фильтра типа «мультициклон», эскиз которого приведен на рис. 131. Этот фильтр при семи микроциклонах

обеспечивает удовлетворительную очистку воздуха для дизелей мощностью до 350—400 э. л. с. В циклонах засасываемому воздуху сообщается вращательно-поступательное движение, в результате чего крупные частицы (песок) отбрасываются к стенкам наружных труб 14 и сыпаются в сборник 9. Вторая стадия очистки происходит в фильтрующих пакетах 3, состоящих из проволочной «путаницы» (канитель), стружки мягких металлов, колец Рашига и др., заключенных в соответствующие каркасы. Фильтрующие пакеты смачиваются отработавшим маслом. Скорость воздуха в выходном патрубке — не более 50 м/сек; условная скорость воздуха при прохождении через фильтрующие пакеты — 3—5 м/сек. Фильтры этого типа хорошо komponуются при трех, четырех и семи микроциклонах. Чтобы избежать скопления песка в сборнике 9, у мультициклонных фильтров можно использовать непрерывную очистку при помощи газового эжектора 12, как это показано на рис. 131.

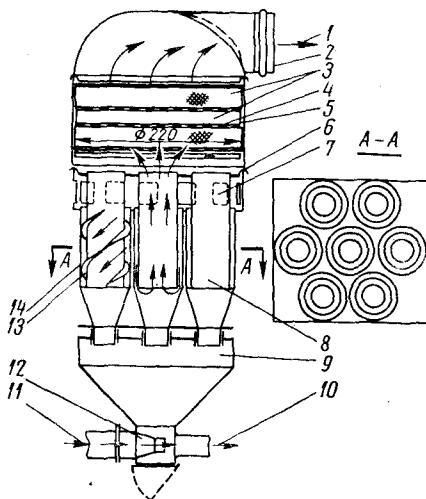


Рис. 131. Воздушный фильтр с мультициклонами:

1 — воздух к двигателю; 2 — выходной патрубок; 3 — фильтрующие пакеты; 4 — сетки, ограничивающие фильтрующие пакеты; 5 — дистанционная обечайка; 6 — уплотнение; 7 — вход воздуха; 8 — внутренняя трубка циклона; 9 — сборник песка; 10 — в атмосферу; 11 — отработавшие газы; 12 — эжектор для постоянного удаления песка из сборника 9; 13 — винтовые направляющие ребра; 14 — наружная труба циклона

Для двигателей большей мощности применяются фильтры, у которых первая стадия очистки заключается в продувании воздуха над поверхностью масляной ванны и вторая — в фильтровании через пакеты, смоченные маслом. Образец такого фильтра представлен на рис. 132; он в состоянии обеспечить очистку воздуха для двухтактного двигателя мощностью до 2 тыс. э. л. с. Конструкция фильтра не обеспечивает легкой очистки фильтрующих пакетов и промывки и перезарядки масляной ванны. Это особенно важно, если учесть, что эффективность действия фильтров этой конструкции зависит от качества их обслуживания. Если своевременно (для сельскохозяйственных машин в период полевых работ — ежесуточно, для стационарных ДВС в пустынных районах в периоды пылевых бурь — не более чем через 250 ч работы) не промывать фильтрующих пакетов и не очищать от песка сборники, их эффективность сводится к нулю, и может оказаться, что воздушный фильтр будет даже вреден для двигателя.

У двигателей с газотурбинным наддувом фильтрация воздуха осуществляется или отдельно устанавливаемыми фильтрами, или при помощи фильтрующих пакетов цилиндрической формы, охватывающих всасывающие каналы нагнетателей, а глушение шума засасываемого воздуха достигается установкой во входных каналах нагнетателей радиальных или конических разделительных дисков, облицованных с двух сторон фетром или высококачественным войлоком.

Гидравлические потери в воздушных фильтрах влияют на коэффициент наполнения рабочих цилиндров, поэтому они должны быть по возможности малы. Допустимые гидравлические потери не должны превышать 100 мм вод. ст. На коэффициент наполнения рабочих цилиндров воздухом влияют: барометрическое давление, которое зависит от состояния атмосферы и от высоты расположения силовой установки над уровнем моря; температура воздуха и его влагосодержание, определяемое в 2 на 1 кг сухого воздуха.

Барометрическое давление воздуха до высоты $h = 11\ 000$ м над уровнем моря может быть определено по формуле Ветчинкина

$$p_0 = p_{0 \text{ бар}} \frac{16\ 850 - h}{16\ 850 + h}, \quad (158)$$

где $p_{0 \text{ бар}}$ — барометрическое давление на уровне моря. Так как вес свежего заряда пропорционален удельному весу засасываемого двигателем воздуха, то изменение температуры последнего на 10°C приводит к изменению веса заряда на 3,0—3,3%, а изменение барометрического давления на 10 мм рт. ст. — на 1,3—1,4%. При установке двигателя на высоте $h = 1000$ м над уровнем моря засасываемый воздух будет иметь барометрическое давление $p_0 = 675$ мм рт. ст. ($\sim 0,89$ атм), а уменьшение веса заряда свежего воздуха при неизменной температуре будет достигать 11—12%.

Изменение влагосодержания окружающего воздуха мало влияет на вес заряда и при перерасчетах мощности двигателей может не учитываться.

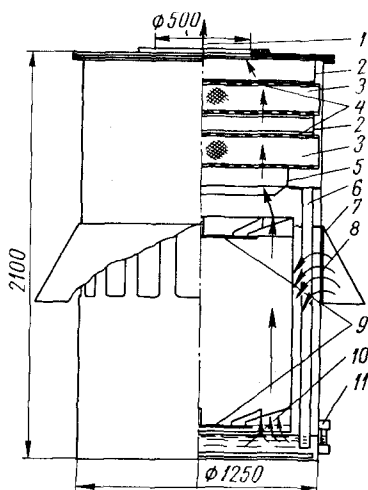


Рис. 132. Воздушный фильтр с масляным пылеулавливающим слоем:

- 1 — воздух к двигателю; 2 — дистанционные обечайки; 3 — фильтрующие пакеты с металлическими ограничивающими сетками 4, 5 — отбойный воротник; 6 — трубки для спуска масла; 7 — брызгозащитный козырек (юбка); 8 — приемная сетка; 9 — отбойные козырьки; 10 — пылеулавливающий слой масла; 11 — маслостерная колонка

Уменьшение веса заряда свежего воздуха в рабочих цилиндрах за цикл приводит к необходимости уменьшения цикловой подачи топлива и, в конечном счете, к уменьшению мощности.

Так как расчет рабочего процесса двигателей ведется исходя из условия, что удельный вес сухого воздуха γ_0 соответствует барометрическому давлению p_0 и температуре T_0 , то и номинальные мощности их соответствуют этим условиям. Если изменяются давление и температура воздуха, то его удельный вес будет

$$\gamma_s = \gamma_0 \frac{p_s}{p_0} \frac{T_0}{T_s}, \text{ или } \frac{\gamma_s}{\gamma_0} = \frac{p_s}{p_0} \frac{T_0}{T_s}. \quad (159)$$

Следовательно, для этих условий работы, мощность ДВС будет

$$N'_{e_s} \approx N_e \frac{\gamma_s}{\gamma_0} \approx N_e \frac{p_s}{p_0} \frac{T_0}{T_s}. \quad (160)$$

При малой агрегатной мощности двигателей или силовых установок рабочий воздух может засасываться ими непосредственно из помещений, где они установлены. При больших мощностях рабочий воздух должен приниматься извне по двум причинам: во-первых, чтобы избежать излишнего шума, создаваемого воздухом при входе во всасывающие полости продувочных насосов или нагнетателей; во-вторых, чтобы не переохлаждать машинные залы в зимнее время и не запылять их летом.

Часовой расход рабочего воздуха силовыми агрегатами может быть определен следующим образом. Среднее теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг жидкого топлива принимается $L'_0 = 0,5$ моль/кг, а действительное количество с учетом коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1,8 \div 2,4$ будет

$$L_0 = \alpha L'_0 (1,8 \div 2,4) 0,5 = 0,9 \div 1,2 \text{ моль/кг.}$$

При удельном расходе топлива g_s удельный мольный расход воздуха равен

$$l_0 = L_0 g_s. \quad (161)$$

Если $g_s = 0,160 \div 0,170$ кг/э. л. с. ч, то $l_0 = 0,14 \div 0,23$ моль/э. л. с. ч. Удельный весовой расход воздуха составляет

$$g_s = 28,95 l_0 \text{ кг/э. л. с. ч.} \quad (162)$$

Для четырехтактных ДВС с учетом коэффициента продувки камер сгорания $\varphi_k = 1,05 \div 1,1$

$$g_s = 28,95 l_0 \varphi_k = 4,25 \div 6,35 \text{ кг/э. л. с. ч.}$$

Для двухтактных ДВС с учетом коэффициента избытка продувочного воздуха $\varphi_s = 1,3 \div 1,6$

$$g_s = 28,95 l_0 \varphi_s = 5,25 \div 9,25 \text{ кг/э. л. с. ч.}$$

Каналы подвода воздуха к всасывающим полостям продувочных насосов или турбонагнетателей рекомендуется делать круглого или эллиптического сечения, так как плоские каналы являются источниками неприятных шумов, возникающих вследствие деформаций плоских стенок при пульсации давлений воздуха в них. Во избежание отпотевания наружных поверхностей воздушных каналов в зимнее время в местах прохождения через отапливаемые помещения они должны иметь легкую тепловую изоляцию. Скорость воздуха в каналах рекомендуется принимать в пределах 10—15 м/сек.

Потеря мощности двигателями при их установке в высокогорных районах и вследствие торможения воздуха в фильтрах и каналах при необходимости может быть в значительной степени компенсирована с помощью электронагнетателей, включаемых между воздушными фильтрами и двигателями, вне машинных помещений.

38. ГАЗОВЫПУСКНЫЕ ТРАКТЫ

Для отвода отработавших газов от ДВС за пределы машинных зал, в зоны, хорошо омываемые естественными потоками воздуха, прокладываются выпускные трубопроводы, которые обладают следующими специфическими особенностями:

а) каждый метр длины трубопровода удлиняется (от холодного состояния) на 4—5 мм у четырехтактных и на 3—4 мм у двухтактных ДВС;

б) трубы являются интенсивными теплоизлучателями и источниками пожаров на силовых установках с ДВС;

в) даже в изолированном виде выпускные трубы являются источниками шумов в машинных залах;

г) удлинение и усложнение выпускных трактов является причиной потери мощности двигателей;

д) не рекомендуется объединять трубы двух или нескольких двигателей;

е) открытые трубы создают шумы, вредные для здоровья людей, и вибрации плоских конструкций зданий и сооружений, период собственных колебаний которых совпадает с частотой импульсов выпуска.

Для компенсации удлинений выпускных труб рекомендуются компенсаторы трех видов, представленные на рис. 133. Компенсаторы должны устанавливаться непосредственно у коллекторов

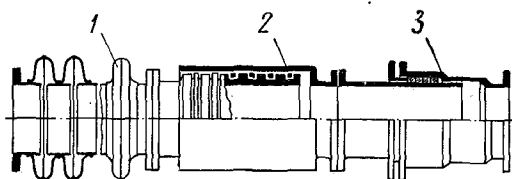


Рис. 133. Типы компенсаторов выхлопных газопроводов:

1 — линзовый; 2 — поршневой; 3 — сальниковый

двигателей или у выходных патрубков газовых турбин газотурбонагнетателей, чтобы тепловые деформации трубопроводов не отражались на двигателях и тем более на турбонагнетателях, а также на длинных прямых участках трубопроводов. Скорость отработавших газов в трубах принимается в пределах 24—40 м/сек, но не более той, которая задается диаметрами выпускных коллекторов двигателей или сечениями выходных патрубков газотурбонагнетателей.

Объемные расходы отработавших газов могут быть определены по приводимым ниже формулам. Весовой расход газа равен

$$G_e = (g_a + g_e) N_e \text{ кг/ч}, \quad (163)$$

где g_a — удельный расход воздуха, определяемый по формуле (162), в кг/э. л. с. ч.; g_e — удельный расход топлива двигателем в кг/э. л. с. ч.

Часовой объемный расход газа будет

$$V_e = \frac{G_e}{\gamma_e}, \quad (164)$$

где γ_e — удельный вес отработавших газов в кг/м³, определяемый по формуле $\gamma_e = \gamma_0 \frac{p_e T_0}{p_0 T_e}$. Здесь p_e и T_e — средние абсолютные давления и температура газов на участке выпускного тракта, для которого определяется скорость газа или живое сечение труб. Для допустимых противодавлений $p_e = 1,06—1,075 \text{ ата}$ и температуры T_e , равной для двухтактных ДВС $\sim 625^\circ \text{ К}$ и для четырехтактных $\sim 750^\circ \text{ К}$, удельный вес отработавших газов лежит в пределах 0,5—0,4 кг/м³ соответственно.

Выпускные трубы на всем протяжении должны быть хорошо закреплены, а в пределах закрытых помещений покрыты теплоизоляционным материалом. Толщина вибростойкой изоляции (50—75 мм) должна обеспечивать температуру на поверхности не более 60° С. Вибростойкость изоляционного слоя из асбомагнетитовых смесей достигается его армированием при помощи проволочных шпилек из проволоки диаметром до 3 мм, привариваемых к трубам, или при помощи металлических сеток с пространственной вязкой. В местах возможных механических повреждений изоляционного слоя изолированные трубы защищаются кожухами из кровельного железа, которые обжимаются вокруг труб с помощью ленточных бандажей. Чтобы избежать пожаров, необходимо: а) не допускать прокладки топливных и масляных трубопроводов вблизи выпускных труб, особенно над ними; б) иметь хороший контроль за фланцевыми соединениями выпускных труб, так как при разрушении вследствие вибраций и выдувания уплотнительных прокладок из выпускных труб выбрасываются искры и куски раскаленного скоксовавшегося масла; в) при монтаже выпускных систем не допускать таких фланцевых соединений,

которые при стягивании болтами образуют клиновой просвет между плоскостями фланцев, что способствует быстрому разрушению и выдуванию уплотнительных прокладок.

Каждый двигатель должен иметь свой индивидуальный выпускной трубопровод, так как разобщительная арматура (задвижки) быстро засоряется и не выполняет своих функций. По этой причине работа нескольких двигателей в один выпускной трубопровод приводит к быстрому загрязнению неработающих машин, к отравлению воздуха машинных отделений отработавшими газами, прорывающимися через органы газораспределения неработающих силовых агрегатов.

Для уменьшения шума у середины выпускного тракта или в конце его устанавливаются глушители. Глушение шума достигается за счет сосуда, который выполняет роль ресивера, сглаживающего волны (импульсы) давлений от выпусков работающих цилиндров. Истечение газов из глушителей происходит при малых колебаниях избыточного давления в них.

Норма объема $V_{эл}$ для сосудов-глушителей колеблется в пределах от 10 до 30 объемов, описываемых поршнем одного рабочего цилиндра. Попытки создать точный расчет глушителей не дали положительных результатов, однако изучение этого вопроса позволило выявить и уточнить некоторые положения, приводимые ниже. Акустическая эффективность глушителей пропорциональна $\sqrt{V_{эл}}$; величина отношения длины глушителя к его диаметру $a = L_{эл} : D_{эл}$ оказывает существенное влияние на степень глушения шума. При малом a глушители эффективны в узком диапазоне частот. Увеличение длины $L_{эл}$ позволяет расширить полосу затухания звука. Увеличение диаметра $D_{эл}$ при неизменной длине $L_{эл}$ приводит в некоторых случаях к интенсивному затуханию звука. Обычно отношение $a = 2 \div 4$, однако большое число глушителей имеет $a = 6 \div 8$.

Объем глушителя для четырехтактного двигателя можно определить по формуле

$$V_{эл} = K_{эл} \frac{S}{n} \sqrt{\frac{1}{i}} \text{ л}, \quad (165)$$

где S — ход поршня в см; n — число оборотов в об/мин; i — число рабочих цилиндров двигателя; $K_{эл}$ — коэффициент, который для ДВС сельскохозяйственных машин равен $5 \cdot 10^3$, транспортных грузовых машин — $(10 \div 35) 10^3$ и транспортных пассажирских — $50 \cdot 10^3$.

Для двухтактных ДВС объем глушителей может быть найден по формуле

$$V_{эл} = K_{эл} \frac{S}{n} \sqrt{\frac{2}{i}} \text{ л}. \quad (166)$$

Диаметр глушителя равен

$$D_{гг} = \sqrt[3]{\frac{4V_{гг}}{\pi a}} \text{ дм.} \quad (167)$$

Во избежание выброса искр и тлеющего скоксовавшегося масла глушители часто включают в себя искроуловители, что является обязательным условием при установке ДВС в местах, опасных в пожарном отношении. На рис. 134 показан глушитель для малооборотных двигателей «Бурмейстер и Вайн», а в табл. 29 приведены основные размеры. Общее живое сечение входных отверстий аппендикса должно удовлетворять условию

$$d_1^2 z = d^2 b, \quad (168)$$

где d_1 — диаметр отверстия; z — число отверстий аппендикса; $b = 4 \div 5$. Если $b = 4$, то

$$d_1 = \frac{2d}{\sqrt{z}}. \quad (169)$$

Т а б л и ц а 29

Основные размеры глушителей для двигателей «Бурмейстер и Вайн»

Марка двигателя	Размеры глушения			Диаметр d входного и выходного патрубков при числе рабочих цилиндров							
	$D_{гг}$, мм	$L_{гг}$, мм	$V_{гг}$, м ³	5	6	7	8	9	10	11	12
ДКРН $\frac{74}{160}$	2300	5000	20,75	750	850	900	950	1000	1050	1100	1150
ДКРН $\frac{50}{110}$	1600	3500	7,03	500	550	600	650	700	—	—	—

Примечание. Для двигателей этого типа марок ДКРН $\frac{42}{90}$, $\frac{62}{140}$ и $\frac{84}{180}$ объемы глушителей соответственно равны 5,5, 13 и 30 м³.

На рис. 135 показан двухкамерный глушитель с искроуловителем в нижней камере; иногда искроуловители располагаются в верхних камерах. Направляющие лопатки 4 создают винтовое движение газа; центробежной силой искры отбрасываются на стенки перфорированного барабана и через его отверстия улавливаются в сборнике 5.

На рис. 136 и рис. 137 представлены глушители, выпускаемые американской фирмой «Буржес», которая специализировалась на проектировании, подборе и изготовлении глушителей для ДВС.

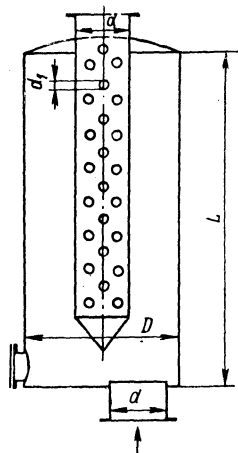


Рис. 134. Однокамерный глушитель двигателей «Бурмейстер и Вайн»

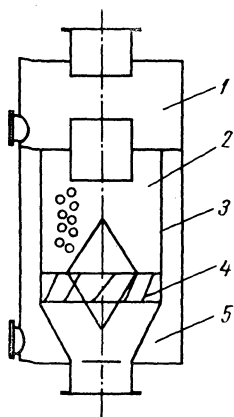


Рис. 135. Двухкамерный глушитель с сухим искроуловителем:

- 1 — верхняя камера;
- 2 — нижняя камера;
- 3 — перфорированный барабан искроуловителя;
- 4 — винтовые направляющие лопатки;
- 5 — сборник

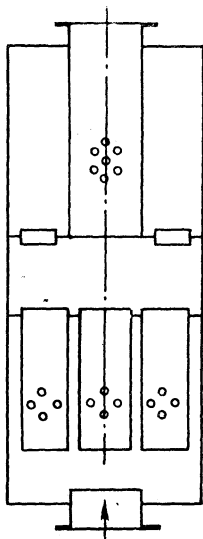


Рис. 136. Трехкамерный глушитель фирмы «Буржес»

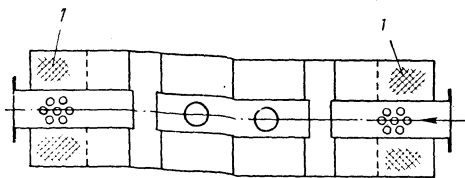


Рис. 137. Глушитель фирмы «Буржес» интерферирующего типа:

- 1 — набивка — поглотитель звука

Глушители должны устанавливаться вне помещений. У газовых двигателей глушители должны быть защищены от взрывов не сгоревшего в цилиндрах топливного газа при пусках. Защитное устройство представляет собой пластинчатые предохранительные клапаны с надежной изоляцией пружин от действия высокой температуры.

Глушители должны быть оборудованы устройствами для сбора и удаления гудрона и иметь горловины или люки для их внутреннего освидетельствования и очистки. В особо опасных в пожарном отношении условиях кроме искроуловителей на выпускных трактах за глушителями должна предусматриваться установка искрогасителей с орошением водой или сырым (насыщенным) паром. Если системы охлаждения двигателей имеют поршневые насосы, то их использование для охлаждения сварных глушителей не рекомендуется.

В тех случаях, когда отработавшие газы из двигателей направляются в газотурбонагнетатели и затем поступают в утилизационные котлы, пропускать их через глушители нет необходимости, так как уже в турбонагнетателях глушение шума выпуска достигает требуемой нормы.

При проектировании газовыпускных трактов следует учитывать, что общие гидравлические потери за турбонагнетателями, включая гидравлические потери в утилизационных котлах, не должны превышать 0,6—0,75 м вод. ст.

ГЛАВА XII

СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ И ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ В ДВС

39. СПОСОБЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ И ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

У современных поршневых ДВС достигнуты высокие значения эффективных к. п. д. У подавляющего большинства дизелей $\eta_e = 0,36 \div 0,38$, а у судовых двигателей $\eta_e = 0,40 \div 0,42$. Дальнейшее повышение степени использования теплоты топлива, сжигаемого в рабочих цилиндрах ДВС, можно осуществить путем использования теплоты, уносимой отработавшими газами и охлаждающей водой.

Из анализа теплового баланса двигателя (см. п. 31) видно, что даже при высоких значениях η_e доля теплоты, уносимой охлаждающей водой, составляет около половины, а доля теплоты, уносимой отработавшими газами, приблизительно равна доле теплоты, преобразуемой двигателем в полезную работу. Следовательно,

с охлаждающей водой и отработавшими газами уходит теплоты в 1,5 раза больше, чем преобразуется в полезную работу.

В силовых установках с ДВС, охлаждаемыми с помощью обычных систем, используют только теплоту охлаждающей воды или только теплоту отработавших газов. Встречаются и силовые установки, в которых используется теплота двух этих потоков, но при помощи двух отдельных систем.

Системы отдельной утилизации двух тепловых потоков от одного двигателя широко используются в судовых СУ. Принципиальная схема такой системы представлена на рис. 138.

Пар давлением 5—6 атм, вырабатываемый котлом 3, находит самое разнообразное применение на морских судах (отопление помещений на ходу, подогрев тяжелого топлива, привод вспомогательных механизмов, в том числе трубогенераторов, и др.). Теплота охлаждающей воды, если ее температура на выходе из двигателя $t_{\max} \geq 60^\circ \text{C}$, в незначительной части (приблизительно 20%) используется для опреснения морской воды в одноступенчатых высоковакуумных опреснительных установках. Отечественные установки такого типа рассмотрены в п. 41.

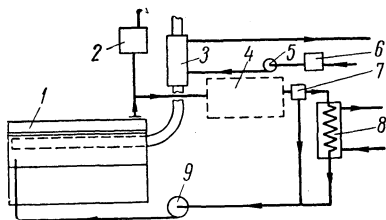


Рис. 138. Схема системы отдельной утилизации теплоты охлаждающей воды и отработавших газов:

- 1 — двигатель; 2 — компенсационный бак; 3 — котел-утилизатор; 4 — потребитель теплоты охлаждающей воды; 5 — питательный насос котла-утилизатора; 6 — сборная цистерна конденсата пара; 7 — терморегулятор системы охлаждения; 8 — водоохладитель; 9 — циркуляционный насос системы охлаждения

В силовых установках малых мощностей теплота охлаждающей воды используется для отопления помещений, расположенных в непосредственной близости от двигателей.

Рассмотренные случаи использования теплоты в большинстве носят сезонный характер и допускают лишь частичную ее утилизацию. При обычных условиях охлаждения использовать всю теплоту охлаждающей воды и значительную долю теплоты отработавших газов очень трудно по указанным ниже причинам. Низкий потенциал теплового потока в охлаждающую воду, характеризуемый температурой $60\text{—}70^\circ \text{C}$, ограничивает использование теплоты даже для простой цели — теплофикации. Чтобы избежать трудностей регулирования температурного режима охлаждения ДВС, охлаждающую воду не рекомендуется использовать в качестве теплоносителя теплофикационных сетей, а потому приходится вводить промежуточный теплоноситель и теплообменные аппараты согласно схеме на рис. 139. При умеренном весе теплообменных аппаратов разность температур горячей воды теплофикационной сети и охлаждающей воды на выходе из двигателей должна быть $\Delta t_0 \geq 10^\circ$, поэтому наибольшая температура

воды теплосети может быть $\leq 60^\circ \text{C}$. При такой начальной температуре горячая вода теплосети не может быть подана на сколь угодно значительные расстояния, особенно зимой.

Отработавшие газы имеют высокую температуру ($380\text{--}420^\circ \text{C}$) и принципиально допускают подогрев воды теплосети по схеме на рис. 140, но при этом возникает противоречие, устранить которое при обычном охлаждении двигателей затруднительно. Чтобы понять это противоречие, необходимо рассмотреть пример использования теплоты охлаждающей воды и отработавших газов по схеме на рис. 140.

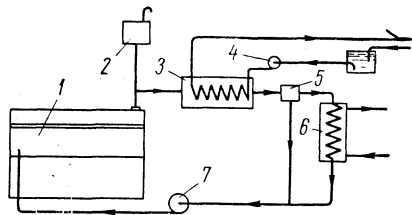


Рис. 139. Схема системы использования теплоты охлаждающей воды для целей теплофикации:

1 — двигатель; 2 — компенсационный бак; 3 — теплообменный аппарат-бойлер; 4 — насос теплофикационной сети; 5 — терморегулятор системы охлаждения; 6 — основной водоохладитель; 7 — циркуляционный насос

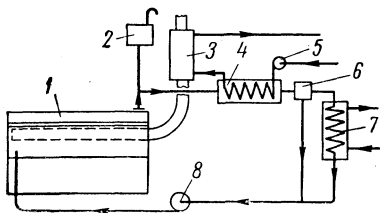


Рис. 140. Схема системы, использующей теплоту охлаждающей воды и отработавших газов:

1 — двигатель; 2 — компенсационный бак; 3 — котел-утилизатор; 4 — теплообменник-бойлер; 5 — насос теплофикационной сети; 6 — терморегулятор системы охлаждения; 7 — основной водоохладитель; 8 — циркуляционный насос

Пример 12. Примем в качестве силового агрегата газомоторный компрессор 10ГК-1 мощностью 1000 э. л. с. , у которого удельное тепловыделение в охлаждающую воду $q_0 \approx 710 \text{ ккал/э. л. с. ч}$ и в отработавшие газы $q_2 = 900 \text{ ккал/э. л. с. ч}$, температура охлаждающей воды на выходе из двигателя $\sim 70^\circ \text{C}$ и удельный расход воды $g_0 = 100 \text{ кг/э. л. с. ч}$. Следовательно, повышение температуры охлаждающей воды в двигателе будет

$$\Delta t_{\theta} = \frac{q_0}{g_0} = \frac{710}{110} \approx 7,0^\circ,$$

а ее температура при входе в двигатель $t_{\text{вх}} \approx 63^\circ \text{C}$. Если принять $t_{\text{вых}} = 70^\circ \text{C}$, то наибольшая температура воды теплосети будет $\sim 60^\circ \text{C}$. Допустим, что вода теплосети в бойлере 4 нагревается на $\Delta t''_{\theta} = 15^\circ$, тогда расход теплофикационной воды через бойлер 4 будет

$$G_{\theta} = \frac{q_0 N_{\theta}}{\Delta t''_{\theta} c_{\text{ж}}} = \frac{710 \cdot 1000}{15 \cdot 1,0} = 47 \, 500 \text{ кг/ч.}$$

Принимая начальную температуру отработавших газов $t'_2 = 400^\circ \text{C}$ и конечную (при выходе из котла-утилизатора 3) $t''_2 = 180^\circ \text{C}$, находим приближенное удельное количество теплоты, утилизируемой в котле 3:

$$\Delta q_2 = \frac{q_2 t_2}{t'_2} = \frac{900 \cdot 180}{400} = 405 \text{ ккал/э. л. с. ч, или } \Delta Q_2 = 405 \, 000 \text{ ккал/ч.}$$

Вероятное повышение температуры теплофикационной воды в котле 3 будет

$$\Delta t_{\theta}'' = \frac{\Delta Q_{\theta}}{G_{\theta}} = \frac{405\,000}{47\,500} = 8,5^{\circ},$$

а ее наибольшая температура будет $60 + 8,5 = 68,5^{\circ}\text{C}$. Для подачи греющей воды на большое расстояние эта температура недостаточна.

Чтобы повысить температуру теплофикационной воды до 90°C , надо уменьшить ее расход через бойлер 4 и котел 3 до $G_{\theta} \approx 20\,000\text{ кг/ч}$, но тогда в бойлере температура воды должна повышаться на $\Delta t_{\theta}' = 710\,000 : 20\,000 = 35^{\circ}$. В этом случае температура воды при входе в бойлер должна быть равна 25°C , так как при выходе из бойлера она не может превышать 60°C . Если учесть падение температуры воды в теплосети до прихода к потребителям на 10° и на обратном пути на 5° , то при входе в радиаторы системы отопления вода должна быть нагрета до 80°C и на выходе из них — до 30°C . Но такие большие перепады температуры теплофикационной воды (с 80 до 30°C) неприемлемы, поэтому теплоту охлаждающей воды и отработавших газов даже при помощи усложненных систем утилизации использовать в должной мере не представляется возможным.

Получить приемлемое решение задачи использования теплоты рассматриваемых потоков можно в том случае, если повысить температуру охлаждающей воды в двигателях. Так, при повышении температуры охлаждающей воды до 120°C и при расходе воды теплофикационной сети через бойлер 4 и котел 3 $G_{\theta} = 20\,000\text{ кг/ч}$ температура воды при выходе из бойлера будет равна 110°C , а при выходе из котла 3 — 131°C . К местным теплообменникам вода поступит при температуре 120°C , покинет их при 85°C и поступит в бойлер 4 при 80°C . Средняя температура воды теплосети в калориферах будет $100\text{--}102^{\circ}\text{C}$, что вполне приемлемо, но общее решение задачи остается неудовлетворительным вследствие сезонности этого мероприятия.

Высокая степень использования теплоты двух рассматриваемых потоков и повышение эффективных показателей силовых установок с ДВС возможны только при применении ВТО.

Интенсивность внедрения систем ВТО в современные силовые установки, большое число типов двигателей, переводимых на этот вид охлаждения, надежные методы расчета параметров и элементов новых систем, реальные выгоды от их применения — все это, несомненно, обеспечит использование теплоты охлаждающей воды и отработавших газов во многих типах дизельных силовых установок. В качестве примера значительного спроса на ДВС и ВТО можно привести такой факт. Ближневосточные государства проявляют большой интерес к английским двигателям «Миррлисс» мощностью до 4128 э. л. с. , охлаждаемым с помощью испарительных систем и дающим возможность довести степень использования теплоты сжигаемого топлива до 88% [54]. В табл. 30 приведены сведения о некоторых двигателях, работающих с ВТО, по состоянию на конец 1965 г.

Применение систем ВТО в самых различных силовых установках и большое разнообразие используемых типов ДВС привело к созданию большого числа типовых схем систем ВТО, отличающихся принципом действия и целями, для которых они создаются. Однако основное направление развития систем ВТО идет по пути создания единых или комплексных систем, преследующих цель увеличения эффективных показателей силовых установок

Сведения о некоторых двигателях, работающих с ВТО

Заводы — изготовители двигателей (фирмы)	Число типов двигателей ДВС, работающих с ВТО	В том числе марки двигателей	Мощность, э. л. с.	Число оборотов, об/мин	Диаметр цилиндров, мм	Ход поршней, мм	Наддув	Температура охлаждающей воды, °С
«Миррлисс»	6	KVSS-16	4128	428	381	457	ГТН	121
«Катепиллер»	9	G353	355	1200	146	203	—	121
«Купер—Бес-семер»	6	LSV-12-GDT	3740	360	394	559	ГТН	115
«Дженерел-Моторс»	6	LS-8-DRT	2250	360	394	559	ГТН	122
		IS-8T	1815	514	330	407	ГТН	110
«Климакс»	5	6-110	210— 290	1800— 2000	127	142	—	122
«Вортингтон»	4	V-125	215	650	190	178	—	121
		SW14-16	5000	450	356	457	ГТН	120
«Зульцер»	3	SDR-8	1700	450	336	445	ГТН	126
		SCC-6	577	514	273	368	ГТН	121
		LDA-31	3300	935	310	—	—	121
		LDA-28	2400	750— 935	280	—	—	115
«Трансмаш» им. Малышева	2	ЗД-100	1800	810	207	254	—	120
		10Д-100	1500	750	207	254	—	120
		Д-70	3000	1000	240	270	ГТН	120— 125
«Трансмаш» (Барнаул)	2	Д6	150	1500	150	180	—	115
		Д12	300— 700	1500— 2200	150	180	—	115— 125
«Двигатель революции»	1	10ГК	1000	300	355	356	—	127
«Нордберг»	3	FS-B138-isc	1450	450	330	419	ГТН	120
«Кларк»	3	TLA-6	2000	300	432	482	ГТН	121
«Фербенкс — Морзе»	2	31-A18	2180	277	457	686	—	120
«Ингерсол— Рэнд»	2	—	880	330	399	457	—	113
«Чикаго-Пнев- матик»	2	CP-69	260— 430	600— 1000	239	266	—	126
«Уайт—Супе- риор»	2	40-SX-6	510	900	216	266	ГТН	115
«Клокнер— Гумбольдт— Дейтц»	1	6V-8M-545	600	375	320	450	—	125

и использующих охлаждающую воду с температурой в пределах $120—127^{\circ}\text{C}$ и давлением вырабатываемого пара $2,0—2,5\text{ атм}$. Этим параметрам соответствует наиболее высокий эффект утилизации теплоты отработавших газов.

В котлах-утилизаторах при отдельной утилизации теплоты давление пара устанавливалось в пределах $5—6\text{ атм}$, когда он использовался для теплофикационных и технологических нужд, и $8—10\text{ атм}$, когда потребителями пара являлись поршневые машины и турбины. Но чем выше давление пара, тем меньше эффект от утилизации теплоты отработавших газов.

Пример 13. Допустим, что начальная температура отработавших газов $t'_2 = 400^{\circ}\text{C}$; давление пара в котле 10 атм и его температура $t_1 = 180^{\circ}\text{C}$. Разность температур уходящих газов и воды в котле рекомендуется иметь не меньше 50°C . Температура отработавших газов, покидающих котел, $t''_2 = 180 + 50 = 230^{\circ}\text{C}$. Если считать теплосодержание отработавших газов пропорциональным температуре, то утилизационный эффект будет $\frac{t'_2 - t''_2}{t'_2} = \frac{400 - 230}{400} = 0,425$, при этом средний арифметический температурный напор между горячим и холодным теплоносителями будет $\bar{\Delta}t = 135^{\circ}$.

При давлении пара в котле $1,5\text{ атм}$ ($2,5\text{ атм}$) его температура равна $t_1 = 127^{\circ}\text{C}$; температура отработавших газов, покидающих котел, будет $t''_2 = 127 + 50 = 177^{\circ}\text{C}$, а утилизационный эффект будет $\frac{400 - 177}{400} = 0,56$, или на 32%

больше, чем при давлении пара 10 атм . Температурный напор $\bar{\Delta}t = 161^{\circ}\text{C}$, что указывает на возможность уменьшения активной поверхности котла-утилизатора почти на 20% . Если вместо обычного котла-утилизатора установить комплект теплообменных аппаратов в виде пароперегревателя, подогревателя циркуляционной воды и подогревателя питательной воды, то при тех же условиях конечную температуру газа t''_2 (для малосернистого топлива) можно довести до 120°C , а утилизационный эффект — до $\frac{400 - 120}{400} = 0,70$, или на 65% больше, чем в первом случае.

40. СИСТЕМЫ КОМПЛЕКСНОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ И СПОСОБЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВЫРАБАТЫВАЕМОГО ИМИ ПАРА

За последнее десятилетие за рубежом опубликованы сведения о большом числе систем ВТО. В США разработкой проектов и сооружением всех видов силовых установок с ДВС, охлаждаемыми с помощью высокотемпературных систем, почти монопольно занимается фирма «Инжиниринг контроль», создавая большое количество разнообразных систем ВТО, в том числе комплексной утилизации теплоты охлаждающей воды и отработавших газов. Некоторые из них представлены ниже. На рис. 141 показана упрощенная схема, в которой котел-утилизатор является одновременно и пароотделителем для контура принудительной циркуляции охлаждающей воды через двигатель. Эта схема широко исполь-

зуется и в Англии фирмой «Миррлисс». На рис. 142 приведена схема, в которой отработавшие газы отдают свою теплоту воде в комбинированном котле, имеющем топочное устройство. Пар из этого котла при давлении 7 *ати* поступает в тепловой аккумулятор. Из теплового аккумулятора и непосредственно из комбинированного котла через дроссельное устройство пар под давлением до 2,1 *ати* идет к потребителям. На рис. 143 представлена схема системы с наиболее полным отбором теплоты отработавших

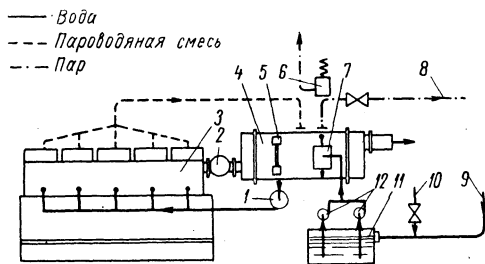


Рис. 141. Схема системы утилизации теплоты охлаждающей воды и отработавших газов при высокотемпературном охлаждении двигателя:

1 — циркуляционный насос системы охлаждения; 2 — газотурбонагнетатель; 3 — двигатель; 4 — утилизационный котел-пароотделитель; 5 — водомерный прибор; 6 — предохранительный клапан; 7 — автомат питания; 8 — пар к потребителям; 9 — возврат конденсата; 10 — труба наполнения системы водой; 11 — сборно-конденсатная цистерна; 12 — питательные насосы

становки двигателей под полной нагрузкой. Если циркуляционные насосы навешиваются на двигатели, то рекомендуется устанавливать резервные независимые насосы, которые должны включаться в действие автоматически при мгновенной остановке двигателей. Производительность этих насосов может составлять 25—50% от производительности главных.)

На рис. 144 дана упрощенная схема системы комплексной утилизации для двигателей, имеющих ВТО с внешним парообразованием. На схеме приведен способ охлаждения циркуляционного масла и турбонагнетателей. Она осуществлена на нескольких силовых установках мощностью около 10 тыс. *э. л. с.* каждая, обслуживающих радиостанции на островах Тихого океана. В качестве холодного теплоносителя используется морская вода, а вырабатываемый пар применяется для опреснения морской воды в количестве, достаточном для удовлетворения нужд силовой установки, радиостанции и поселка для обслуживающего персонала.

Кафедрой ДВС ЛПИ им. М. И. Калинина разработаны схемы систем комплексной утилизации для двух видов ВТО. На рис. 145

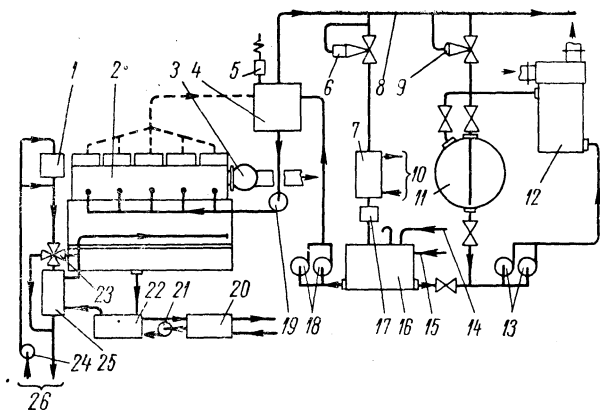


Рис. 142. Схема системы утилизации теплоты охлаждающей воды и отработавших газов с тепловым аккумулятором:

1 — охладитель воздуха после турбоагнетателя 3; 2 — двигатель; 4 — паротделитель; 5 — предохранительный клапан; 6 — автомат, пропускающий пар в конденсатор избыточного пара 7 при повышении давления на линии потребителей 8; 9 — автомат, пропускающий пар из аккумулятора 11 при понижении давления на линии 8; 10 — подвод охлаждающей воды; 12 — котел-утилизатор; 13 — питательные насосы котла; 14 — вода для подпитки системы; 15 — возврат конденсата от потребителей пара; 16 — сборно-конденсатная цистерна; 17 — конденсационный горшок; 18 — питательные насосы системы охлаждения; 19 — главный циркуляционный насос системы охлаждения; 20 — водяной бак для горячей воды, нагреваемой в маслоохладителе первой ступени 22; 21 — водяной циркуляционный насос; 23 — терморегулятор циркуляционного масла; 24 — циркуляционный насос холодной воды; 25 — маслоохладитель второй ступени; 26 — холодная вода

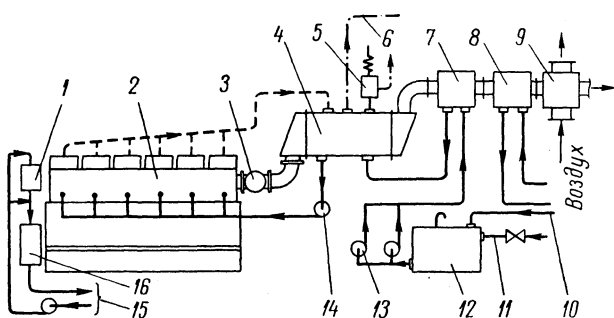


Рис. 143. Система комплексной утилизации при глубоком охлаждении отработавших газов:

1 — воздухоохладитель; 2 — двигатель; 3 — турбоагнетатель; 4 — утилизационный котел-паротделитель; 5 — предохранительный клапан; 6 — автомат, пропускающий пар в конденсатор питательной воды 8 — подогреватель воды для технологических целей; 9 — подогреватель воздуха для сушильных камер; 10 — возврат конденсата; 11 — труба наполнения системы водой; 12 — сборно-конденсатная цистерна; 13 — питательные насосы; 14 — циркуляционный насос системы охлаждения; 15 — охлаждающая вода; 16 — маслоохладитель

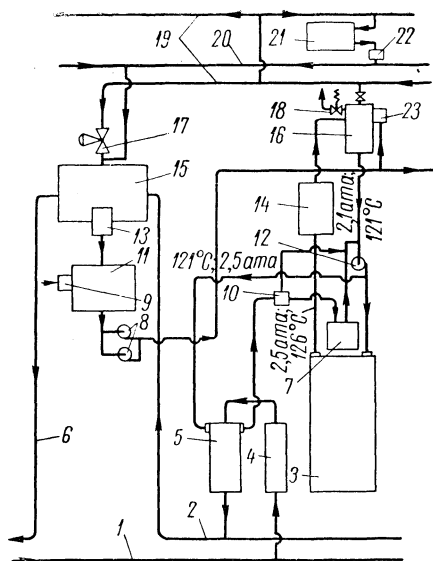


Рис. 144. Схема системы комплексной утилизации при ВТО с внешним парообразованием для силовых установок американских радиостанций:

1 — входной коллектор морской воды; 2 — выходной коллектор морской воды; 3 — двигатель; 4 — маслоохладитель; 5 — охладитель воды для турбогенератора; 6 — сброс нагретой морской воды; 7 — питательные насосы системы охлаждения; 8 — автомат пополнения системы водой; 9 — терморегулятор системы охлаждения турбогенератора; 10 — сборно-конденсатная цистерна; 11 — главный циркуляционный насос системы ВТО; 12 — автомат, поддерживающий уровень воды в конденсаторе избыточного пара; 13 — паровой котел-утилизатор; 14 — пароделиватель с дроссельным устройством; 15 — автомат, перепускающий излишний пар в конденсатор 15 из труб 19; 16 — предохранительный клапан; 17 — паровые трубы к потребителям; 18 — возврат конденсата; 19 — подогреватель тяжелого топлива; 20 — конденсационный горшок; 21 — автомат питания пароделивателя

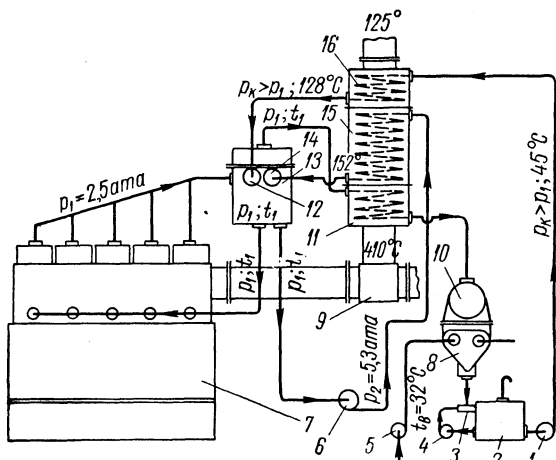


Рис. 145. Система комплексной утилизации при испарительном охлаждении ДВС и использовании пара в паротурбоагрегате низкого давления:

1 — питательный насос; 2 — сборно-конденсатная цистерна; 3 — водо-воздушный эжектор; 4 — насос, обслуживающий эжектор 3; 5 — насос холодной воды; 6 — циркуляционный насос добавочного контура; 7 — двигатель; 8 — конденсатор вакуумный; 9 — переключатель направления движения газа; 10 — паровая турбина; 11 — пароперегреватель; 12 — автомат питания системы охлаждения; 13 — пароделиватель с сепаратором; 14 — дроссельное устройство добавочного контура циркуляции; 15 — подогреватель воды добавочного контура; 16 — подогреватель питательной воды

показана схема для двигателей газомоторных компрессоров 10ГК-1, охлаждаемых с помощью испарительных систем, а на рис. 146 — для двигателей, имеющих ВТО с внешним парообразованием. Подробный расчет параметров и определение эффективных показателей действия этих систем изложены в книге автора [28]. Чтобы показать, до каких теоретически возможных пределов может быть доведена степень полезного использования теплоты топлива, сжигае-

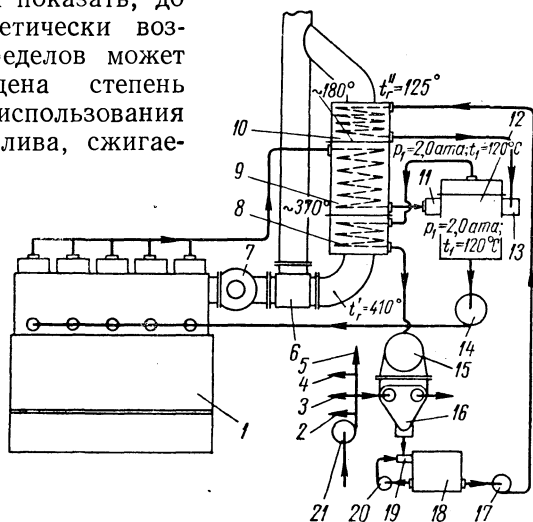


Рис. 146. Система комплексной утилизации при ВТО с внешним парообразованием;

1 — двигатель; 2 — к маслоохладителю системы циркуляционной смазки; 3 — к водоохладителю системы охлаждения поршней; 4 — к водоохладителю системы охлаждения турбоагнетателя; 5 — к водоохладителю системы охлаждения форсунок; 6 — переключатель отработавших газов; 7 — турбоагнетатель; 8 — пароперегреватель; 9 — подогреватель циркуляционной воды; 10 — подогреватель питательной воды; 11 — дроссельное устройство; 12 — пароотделитель с сепаратором; 13 — автомат питания; 14 — главный циркуляционный насос системы ВТО; 15 — паровая турбина низкого давления; 16 — вакуумный конденсатор; 17 — питательный насос; 18 — конденсатная цистерна; 19 — водо-воздушный эжектор для откачки конденсата и воздуха из конденсатора; 20 — насос эжектора 19; 21 — насос холодной воды

мого в цилиндрах двигателей, ниже приводится краткий анализ системы утилизации, представленной на рис. 146. Нас интересуют наихудшие исходные условия при использовании таких систем. Они определяются эффективным к. п. д. двигателя η_e . Чем больше η_e , тем меньше удельный расход топлива g_e и тем хуже условия для работы системы утилизации.

Пример 14. Определим повышение индикаторного и эффективного к. п. д. для современных мощных ДВС с газотурбинным наддувом, имеющих $\eta_e = 0,40 \div 0,42$ и удельный расход топлива $g_e = 0,158 \div 0,150$ кг/э. л. с. ч при $Q_H^P = 10\,000$ ккал/кг.

С учетом изменений, вызываемых высокотемпературным охлаждением [28], теплота топлива, сгоревшего в цилиндрах двигателя, распределяется между элементами теплового баланса следующим образом: коэффициент преобразова-

ния теплоты в полезную работу

$$\eta_e = 0,40 \div 0,42; (q_e = 632,3 \text{ ккал/э. л. с. ч});$$

коэффициент тепловых потерь с отработавшими газами

$$a_g = 0,37 \div 0,36; (q_g = 585 \div 542 \text{ ккал/э. л. с. ч});$$

коэффициент тепловыделения в охлаждающую воду

$$a_o = 0,142 \div 0,136; (q_o = 224 \div 205 \text{ ккал/э. л. с. ч});$$

коэффициент тепловыделения в циркуляционное масло, включая теплоту, отводимую от рабочих поршней,

$$a_m = 0,06; (q_m = 95 \div 90 \text{ ккал/э. л. с. ч});$$

коэффициент, характеризующий неучтенные потери,

$$a_{н.б} = 0,028 \div 0,024; (q_{н.б} = 44 \div 36 \text{ ккал/э. л. с. ч}).$$

Сумма коэффициентов равна

$$\eta_e + a_g + a_o + a_m + a_{н.б} = 1,0; (q_m = q_e + q_g + q_o + q_m + q_{н.б} = 1580 \div 1500 \text{ ккал/э. л. с. ч}).$$

В расчетах вместо q_g используется величина $q_{g.m}$ — действительное теплосодержание отработавших газов, определяемое их температурой t_g :

$$q_{g.m} = q_g \frac{t_g}{t_g - t_a}, \quad (170)$$

где t_a — температура воздуха, поступающего в двигатель. Если температуру отработавших газов при выходе из двигателя или из турбоагрегата принять равной $t_g = 410^\circ \text{C}$ и температуру воздуха — $t_a = 20^\circ \text{C}$, удельное теплосодержание газов будет

$$q'_{g.m} = (585 \div 542) \frac{410}{410 - 20} = 615 \div 570 \text{ ккал/э. л. с. ч.}$$

Примем конечную температуру отработавших газов (при работе на малосернистом топливе), выходящих из последней секции теплообменника-подогревателя питательной воды, равной $t''_g = 125^\circ \text{C}$. При этом разность между температурой уходящих газов t''_g и температурой питательной воды $t_k = 45^\circ \text{C}$, поступающей в подогреватель, будет $t''_g - t_k = 125 - 45 = 80^\circ \text{C}$ против рекомендуемых 50°C .

Если для приближенной оценки принять удельное теплосодержание отработавших газов пропорциональным температуре, то их конечное теплосодержание будет

$$q''_{g.m} = (615 \div 570) \frac{125}{410} = 187 \div 174 \text{ ккал/э. л. с. ч.}$$

Располагаемый полный теплоперепад отработавших газов в трех секциях теплообменных аппаратов равен

$$\Delta q_{g.m} = q'_{g.m} - q''_{g.m} = (615 \div 570) - (187 \div 174) = 428 \div 396 \text{ ккал/э. л. с. ч.}$$

Примем давление конденсации пара в вакуумном конденсаторе равным $p_0 = 0,1 \text{ ата}$; температура конденсации t_0 для конденсаторов регенеративного типа будет $t_0 \approx t_k = 45^\circ \text{C}$.

С учетом внутреннего к. п. д. паротурбоагрегатов низкого давления $\eta_{oi} = 0,75$ и начального давления пара $p_1 = 2,0 \text{ ата}$ температура перегрева пара, при которой в конденсатор поступает насыщенный пар, будет $t_n = 200^\circ \text{C}$. Имея эти

исходные данные и пользуясь методикой расчета систем этого типа, можно определить повышение эффективного к. п. д. силовых установок. Результаты расчета представлены в табл. 31. Величины, отмеченные звездочкой, найдены с помощью диаграммы $i-s$.

Если весь располагаемый удельный теплоперепад отработавших газов использовать для получения насыщенного пара того же давления (2,0 *атм*), то его удельное количество будет равно

$$g_n'' = \frac{\Delta q_{e.m}}{r_1} = \frac{428 + 396}{526,4} = 0,81 \div 0,75 \text{ кг/э. л. с. ч.}$$

Полная удельная паропроизводительность системы утилизации будет

$$g_n = g_n' + g_n'' = (0,425 \div 0,39) + (0,81 \div 0,75) = 1,24 \div 1,14 \text{ кг/э. л. с. ч.}$$

Общее полезное использование теплоты сгоревшего топлива будет

$$\eta_e'' = \frac{q_e + q_o + \Delta q_{e.m}}{q_m} = \frac{632,3 + (224 \div 205) + (428 \div 396)}{1580 \div 1500} = 0,81 \div 0,82.$$

Полученные в результате анализа приращения индикаторного и эффективного к. п. д. представляют собой вероятные пределы, которые можно получить, применяя системы комплексной утилизации теплоты охлаждающей воды и отработавших газов.

С уменьшением η_e приращения $\Delta \eta_i$ и $\Delta \eta_e$ будут увеличиваться, но суммы $\eta_i' = \eta_i + \Delta \eta_i$ и $\eta_e' = \eta_e + \Delta \eta_e$ будут уменьшаться вследствие решающего влияния величин η_i и η_e на конечные результаты. При значениях $\eta_e > 0,42$ и при увеличении ρ_1 , а следовательно и t_n , представляется вполне возможным с помощью систем комплексной утилизации довести η_e до 0,50.

При использовании топлива с содержанием серы до 3,5% и более в подогревателях питательной воды во избежание их быстрого выхода из строя необходимо применять чугунные оребренные трубы диаметром 40 мм, а при использовании стальных труб увеличивать t_e'' до 140° С.

В системах ВТО и системах комплексной утилизации теплоты, созданных на базе ВТО двигателей, охлаждение турбоагрегатов в большинстве случаев производится так, как это показано на рис. 144. В зависимости от условий, в которых будет работать силовая установка, охлаждение может решаться и другими путями. Но судя по опыту, турбоагрегаты могут охлаждаться той же водой систем ВТО, что и двигатели, так как наиболее уязвимые их узлы — подшипники — надежно защищаются обильной циркуляционной смазкой.

В качестве варианта охлаждения турбоагрегатов водой при температуре меньше 100° С можно рекомендовать систему, разработанную и проверенную автором в лаборатории ДВС ЛПИ им. М. И. Калинина для дизелей промысловых судов Мурмансксельди, имеющих разомкнутые системы охлаждения морской

Показатели работы поршневых ДВС с ВТО

Основные показатели	Обозначения	Численные значения	
Эффективный к. п. д. первичного двигателя	η_e	0,40	0,42
Удельный расход топлива в кг/э. л. с. ч	g_e	0,158	0,150
Удельный расход теплоты двигателем в ккал/э. л. с. ч	q_m	1580	1500
Относительные тепловые потери с отработавшими газами	a_e	0,37	0,36
Удельные тепловые потери с отработавшими газами в ккал/э. л. с. ч	q_e	585	542
Относительное тепловыделение в охлаждающую воду	a_o	0,142	0,136
Удельное тепловыделение в охлаждающую воду в ккал/э. л. с. ч	q_o	224	205
Начальная температура отработавших газов в °С	t'_e	410	410
Конечная температура отработавших газов в °С	t''_e	125	125
Начальное удельное теплосодержание отработавших газов в ккал/э. л. с. ч	$q'_{e.m}$	615	570
Конечное удельное теплосодержание отработавших газов в ккал/э. л. с. ч	$q''_{e.m}$	187	174
Располагаемый удельный теплоперепад отработавших газов в ккал/э. л. с. ч	$\Delta q_{e.m} = q'_{e.m} - q''_{e.m}$	428	396
Температура охлаждающей воды на выходе из двигателя в °С	$t_{вых}$	125	125
Повышение температуры охлаждающей воды в двигателе в °С	Δt_{θ}	5	5

Основные показатели	Обозначения	Численные значения	
Температура охлаждающей воды в пароотделителе в °С	t_1	120	120
Давление пара в пароотделителе в $кг/см^2$ (ата)	p_1	2,0	2,0
Удельная теплота парообразования в ккал/кг при $p_1 = 2,0$ ата	r_1	526,4	526,4
Удельный паросъем только от охлаждения двигателя в $кг/э. л. с. ч$	$g_n' = \frac{q_0}{r_1}$	0,425	0,390
Полное удельное теплосодержание сухого насыщенного пара в ккал/кг при $p_1 = 2,0$ ата	i_1''	646,3	646,3
* Полное удельное теплосодержание перегретого пара в ккал/кг (до $t_n = 200^\circ$ С)	i_{1n}''	687	687
* Удельное теплосодержание пара в ккал/кг при давлении конденсации $p_0 = 0,1$ ата	i_0''	567,5	567,5
* Разность удельных теплосодержаний, или располагаемый теплоперепад, в паровой турбине в ккал/кг	$\Delta i''$	119,5	119,5
Полезный теплоперепад в паровой турбине в ккал/кг при $\eta_{oi} = 0,75$	h'	90	90
Изменение удельного теплосодержания газов в пароперегревателе в ккал/э. л. с. ч	$\Delta q_{г.т}'$	41,3	38,8
Изменение удельного теплосодержания газов в подогревателе питательной воды в ккал/э. л. с. ч	$\Delta q_{г.т}''$	76,4	72
Изменение удельного теплосодержания газов в подогревателе циркуляционной воды в ккал/э. л. с. ч	$\Delta q_{г.т}'''$	310,3	285,2

Основные показатели	Обозначения	Численные значения	
Суммарное удельное тепловыделение в охлаждающую воду в ккал/э. л. с. ч	$q_0 + \Delta q_{2. m}''$	534,3	490,2
Суммарное относительное тепловыделение в охлаждающую воду в ккал/э. л. с. ч	$\frac{q_0 + \Delta q_{2. m}''}{q_m}$	0,338	0,326
Индикаторный к. п. д. первичного двигателя	η_i	0,445	0,467
Приращение индикаторного к. п. д. силовой установки	$\Delta \eta_i$	0,057	0,055
Индикаторный к. п. д. силовой установки при ВТО	η_i	0,502	0,522
Приращение эффективного к. п. д. силовой установки при механическом к. п. д. турбины $\eta_{mt} = 0,95$	$\Delta \eta_e$	0,054	0,052
Эффективный к. п. д. силовой установки при ВТО	η_e	0,454	0,472
Увеличение абсолютного значения к. п. д. двигателя в %	—	13,5	12,5

водой. Наддув двигателей RDV-136 мощностью 360 э. л. с. при 360 об/мин осуществляется не одним турбоагнетателем ТК-23, как обычно, а двумя стандартными турбоагнетателями ТК-14. Схема системы охлаждения представлена на рис. 147. Интенсивность циркуляции воды в ней зависит от величины движущего напора, определяемого по формуле

$$P_{\partial} = (H'_1 \gamma_1 + H''_1 \gamma_3) - (H'_2 \gamma_2 + H''_2 \gamma_4), \quad (171)$$

где H'_1 ; H''_1 ; H'_2 и H''_2 — размеры, указанные на рис. 147, в м; γ_1 — γ_4 — удельные веса воды в зависимости от температуры в кг/м^3 .

Чтобы определить расход воды в этой замкнутой системе, необходимо определить гидравлические потери ΔP_1 , ΔP_2 , ΔP_3 , ... для произвольных расходов G'_1 , G'_2 , G'_3 , ... Зная располагаемый

движущий напор P_∂ и гидравлические потери ΔP в системе при различных расходах воды G' , строим графики P_∂ и ΔP (рис. 148) в зависимости от G' . Точка пересечения (а) двух графиков даст часовой расход воды в замкнутой системе.

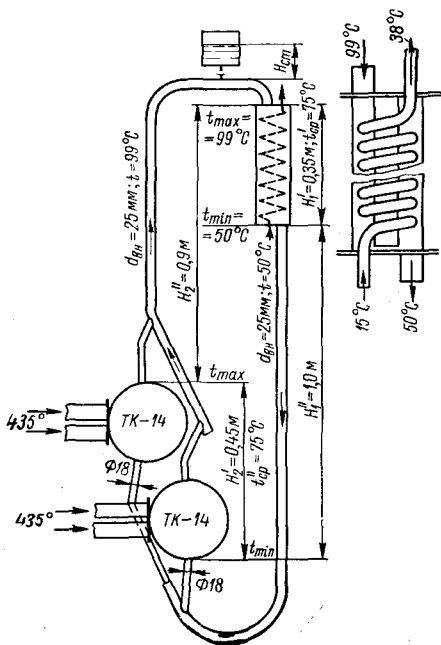


Рис. 147. Расчетная схема системы охлаждения турбоагнетателей при естественной циркуляции воды

Пример 15. Для охлаждения двух турбоагнетателей ТК-14 принято: $t_{\max} = 99^\circ\text{C}$; $t_{\min} = 50^\circ\text{C}$; $t'_{cp} = t''_{cp} = 75^\circ\text{C}$; $H'_1 = 0,35\text{ м}$; $H'_1 = 1,0\text{ м}$; $H'_2 = 0,45\text{ м}$; $H'_2 = 0,9\text{ м}$; $\gamma_4 = \gamma_{99} = 958$; $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma_{75} = 975$ и $\gamma_3 = \gamma_{50} = 988\text{ кг/м}^3$. Для принятых исходных данных находим движущий

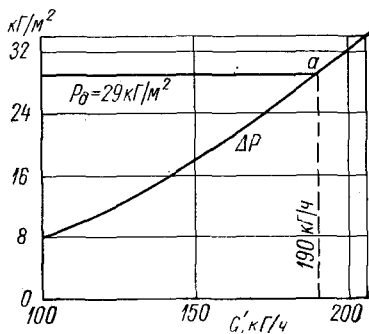


Рис. 148. Графики для определения расхода воды в системе по рис. 150

напор

$$P_\partial = (0,35 \cdot 975 + 1,0 \cdot 988) - (0,45 \cdot 975 + 0,9 \cdot 958) = 29 \text{ кг/м}^2.$$

Используя обычные расчетные формулы для определения гидравлических потерь и принимая расходы $G'_1 = 100$; $G'_2 = 150$ и $G'_3 = 200\text{ кг/ч}$, находим $\Delta P_1 = 8$; $\Delta P_2 = 18$ и $\Delta P_3 = 32\text{ кг/м}^2$. Построив графики P_∂ и ΔP , находим вероятный часовой расход воды в замкнутой системе $G' = 190\text{ кг/ч}$ (рис. 148).

Вероятный часовой теплоотвод, обеспечиваемый системой охлаждения, при данном расходе равен

$$Q = G' c_{ж} \Delta t' = 190 \cdot 1,0 \cdot 49 = 9300 \text{ ккал/ч.}$$

Расход холодной воды через змеевик охладителя находим, задавшись диаметром красно-медной трубки 14/12 и скоростью воды в ней $v''_0 = 1,0\text{ м/сек} = 10\text{ дм/сек}$. Живое сечение трубки будет

$$f_{mp} = 0,785 \cdot 0,12^2 = 0,0113 \text{ дм}^2.$$

Часовой расход воды в разомкнутой системе

$$G'' = \tau f_{mp} v''_0 = 3600 \cdot 0,0113 \cdot 10 = 400 \text{ л/ч.}$$

Повышение температуры охлаждающей воды в змеевике

$$\Delta t'' = \frac{Q}{G''} = \frac{9300}{400} = 23^\circ \text{С.}$$

Если $t_{\text{вх}} = 15$, то $t_{\text{вых}} = 15 + \Delta t = 38^\circ \text{С}$. Средняя температура охлаждающей воды $t_{\text{ср}} \approx 27^\circ \text{С}$. Средний температурный напор

$$\bar{\Delta}t = 75 - 27 = 48^\circ \text{С.}$$

Общий коэффициент теплопередачи от горячей воды к холодной ввиду малых скоростей горячей воды принимаем равным $k = 1400 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С}$. Поверхность змеевика, обеспечивающая тепловод, равна

$$F = \frac{Q}{k \bar{\Delta}t} = \frac{9300}{48 \cdot 1400} = 0,1385 \text{ м}^2.$$

При наружном диаметре трубки $d_{\text{мп}} = 0,014 \text{ м}$ и среднем диаметре витка змеевика $d_{\text{зм}} = 0,065 \text{ м}$ число витков будет

$$i = \frac{F}{\pi^2 d_{\text{мп}} d_{\text{зм}}} = \frac{0,1385}{10 \cdot 0,014 \cdot 0,065} \approx 15.$$

Эскизный чертеж охладителя представлен на рис. 147*.

Измерения, произведенные во время испытаний системы охлаждения турбонагнетателей совместно с работающим двигателем мощностью $N_e = 360 \text{ э. л. с.}$ при 360 об/мин , представлены в табл. 32. Средний расход воды в замкнутой системе

Т а б л и ц а 32

Данные испытаний системы охлаждения турбокомпрессора ТК-14

Температура газа при входе в ТК, °С	Холодная вода			Горячая вода			Общий теплоотвод, ккал/ч	Масло	
	Расход G'' , кг/ч	$t''_{\text{вх}}$, °С	$t''_{\text{мин}}$, °С	$t_{\text{мин}}$, °С	t_{max} , °С	Расход G'' , кг/ч		$t_{\text{вх}}$, °С	$t_{\text{вых}}$, °С
435	163	6,0	39,5	64	94,5	179	5450	55	75
435	125	6,0	48,0	68	96,0	188	5250	55	75
435	102	6,0	58,0	70	97,0	196	5300	55	75

$G'' = 188 \text{ кг/ч}$; средняя температура ее на выходе из турбокомпрессоров $t_{\text{max}} = 96^\circ \text{С}$ и на входе — $t_{\text{мин}} = 67,5^\circ \text{С}$; средний теплоотвод для одного ТК-14 $Q_1 = 2670 \text{ ккал/ч}$. Действительные движущий напор P_d и гидравлические потери в системе $\Delta P = P_d \approx 18 \text{ кг/м}^2$; средний арифметический температурный напор между газом и водой $\bar{\Delta}t_1 = 320^\circ \text{С}$. Имея эти фактические дан-

* В этой системе компенсационный бак выполняет ту же роль, что и в замкнутых системах охлаждения ДВС, а его положение относительно циркуляционного контура, определяемое величиной $H_{\text{ст}}$, влияет на температуру кипения воды. Так, при $H_{\text{ст}} = 2,5 \text{ м}$ температура кипения будет $\sim 105^\circ \text{С}$.

ные, можно рекомендовать формулу для приближенного определения общего часового теплоотвода от турбокомпрессоров ближайших размеров нормального их ряда: $Q_2 = 8,35b^2 \bar{\Delta}t_2$, где $b = \frac{d_{к2}}{d_{к1}}$ и $\bar{\Delta}t_2$ — средний арифметический температурный напор между газом и охлаждающей водой.

Если $\Delta t_1 = \Delta t_2$, то для ТК-23 $Q_2 = 8,35 \left(\frac{23}{14}\right)^2 320 = 7200$ ккал/ч. Вместо водо-водяного охладителя в этой системе охлаждения турбонагнетателей можно использовать и обдуваемые воздухом калориферы или более эффективные автомобильные радиаторы.

41. МЕХАНИЗМЫ И УСТРОЙСТВА СИСТЕМ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ

Механизмы и устройства собственно систем ВТО описаны в гл. X, поэтому здесь будут рассмотрены только те из них, которые дополнительно входят в состав систем утилизации теплоты охлаждающей воды и отработавших газов.

Выше было показано, что наивысший утилизационный эффект может быть получен в случае применения не котлов-утилизаторов в обычном их исполнении, а специальных газовых теплообменных аппаратов, состоящих из пароперегревателей, подогревателей циркуляционной воды или котлов с искусственной циркуляцией и подогревателей питательной воды. Такие комплексы высокоэффективных теплообменных аппаратов, которые схематически изображены на рис. 145 (поз. 11, 15 и 16) и рис. 146 (поз. 8, 9 и 10), выпускаются за рубежом фирмой «Фостер—Цилер» для судовых установок с ДВС. Они состоят из пучков труб малого диаметра, имеющих поперечное оребрение.

На рис. 149 показано комбинированное утилизационное устройство системы «Swirlyflo — Donflo», состоящее из комплекса теплообменных аппаратов и используемое в судовых установках с ДВС мощностью до 15 тыс. э. л. с. Оно обеспечивает удельный паросъем до 0,4 кг/э. л. с. ч. Частью этого устройства является паровой котел с независимым нефтяным отоплением. Один элемент утилизационного устройства системы «Ла Монт», также состоящего из трех видов теплообменников, показан на рис. 150.

Утилизационное устройство для газомоторного компрессора 10ГК-1 мощностью 1000 э. л. с., состоящее из трех видов теплообменников, расположенных в потоке отработавших газов (рис. 151), было спроектировано для следующих условий:

Секундный расход отработавших газов	2	кг
» » пара	0,417	»
» » циркуляционной воды	3,06	»
» » питательной	0,417	»

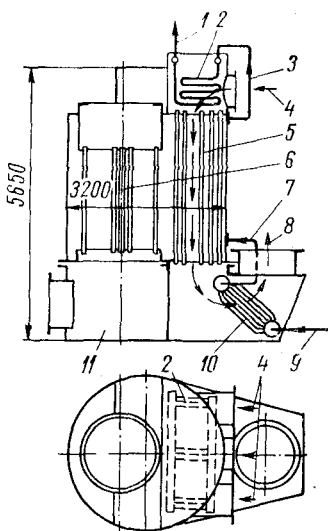


Рис. 149. Комбинированный котел системы «Swirlyflo — Donflo» производительностью от 1,1 кг/сек и более для двигателей мощностью 12,5—15 тыс. э. л. с.:

1 — выход перегретого пара; 2 — пароперегреватель; 3 — труба насыщенного пара; 4 — вход отработавших газов; 5 — пучок котельных труб утилизационной части котла; 6 — пучок котельных труб котла с независимым топочным устройством; 7 — вход питательной воды в котел; 8 — выход отработавших газов; 9 — вход холодной питательной воды; 10 — подогреватель питательной воды; 11 — независимая нефтяная топка

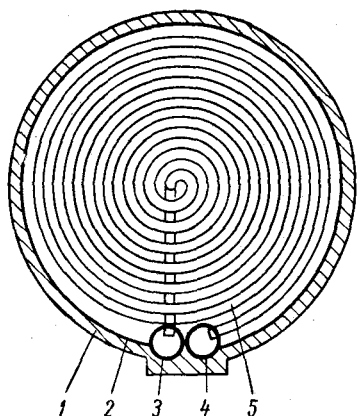


Рис. 150. Спиральный змеевик одного из элементов котла-утилизатора системы «Ла Монт»:

1 — изоляционный слой; 2 — прочный корпус (барaban) котла; 3 — входной коллектор; 4 — выходной коллектор; 5 — спиральный змеевик

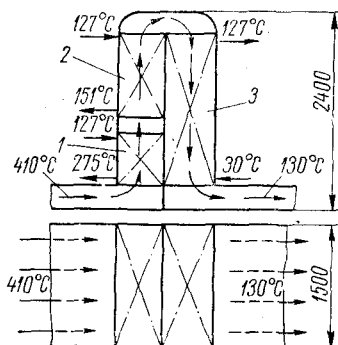


Рис. 151. Схема утилизационного устройства для комплексной системы с газомоторным компрессором 10ГК-1 мощностью 1000 э. л. с.:

1 — пароперегреватель; 2 — подогреватель циркуляционной воды добавочного контура; 3 — подогреватель питательной воды

Согласно расчету для этого устройства получены следующие поверхности нагрева элементов теплообменных аппаратов:

Пароперегревателя из труб 20×25	14 м ²
Подогревателя циркуляционной воды из труб 20×25	27,5 »
Подогревателя питательной воды из стандартных оребренных чугунных труб экономайзеров 70×76	79,0 »

Температуры всех теплоносителей при входе в теплообменные аппараты и при выходе из них показаны на рис. 151. Утилизационный эффект равен $\frac{410 - 130}{410} = 0,68$. Общее сопротивление газового тракта устройства — 544 мм вод. ст., или 41 мм рт. ст. Сопротивление парового тракта пароперегревателя $\Delta p_n = 0,055 \text{ кг/см}^2$. Более благоприятные данные по всему утилизационному устройству в целом можно получить при использовании для подогревателя питательной воды чугунных оребренных труб с внутренним диаметром 40 мм. При установке котлов или утилизационных теплообменных аппаратов общее сопротивление их газового тракта не должно быть больше 550—600 мм вод. ст., или 40—45 мм рт. ст.

Теплота пара, получаемого от систем ВТО, находит самое разнообразное использование, а именно: в зимнее время — для удовлетворения нужд самих силовых установок с ДВС (подогрев тяжелого топлива, водоподготовка, регенерация масла, отопление производственных и служебных помещений и др.), для отопления жилья и снабжения теплотой теплиц, для технологических нужд промышленных предприятий, для санитарно-коммунальных предприятий населенных пунктов и многих других; в летнее время — для удовлетворения собственных нужд силовых установок, в турбогенераторах низкого давления, для технологических нужд, для санитарно-коммунальных предприятий населенных пунктов, для холодильных установок абсорбционного типа и др.

Для использования перегретого пара низкого давления, получаемого от утилизационных систем, за рубежом выпускаются соответствующие турбогенераторы. Например, один из турбогенераторов фирмы «Везер» (ФРГ) при начальном давлении пара $p_1 = 3,0 \text{ ата}$, температуре перегрева $t_n = 250^\circ \text{С}$ и конечном давлении расширения $p_0 = 0,1 \text{ ата}$, расходуя пар в количестве 4500 кг/ч, развивает мощность 450 квт. Внутренний к. п. д. его турбины $\eta_{oi} = 0,75$. Агрегат имеет в своем составе: пост управления, щит контрольно-измерительных приборов, паровую многоступенчатую турбину, понижающий зубчатый редуктор, генератор трехфазного переменного тока с возбудителем, вакуумный конденсатор пара с паровым эжектором для удаления воздуха из конденсатора и холодильником к нему, масляный циркуляционный насос с маслоохладителем и др. Все перечисленное оборудование смонтировано на плоском корпусе конденсатора.

Для удаления воздуха и конденсата из вакуумных конденсаторов при низких начальных давлениях пара вместо паровоздушных применяются водо-воздушные эжекторы, для работы которых устанавливаются специальные центробежные электронасосы с рабочим напором 3—4 кг/см². Рабочей водой для них служит конденсат, который принимается насосом из сборной конденсатной

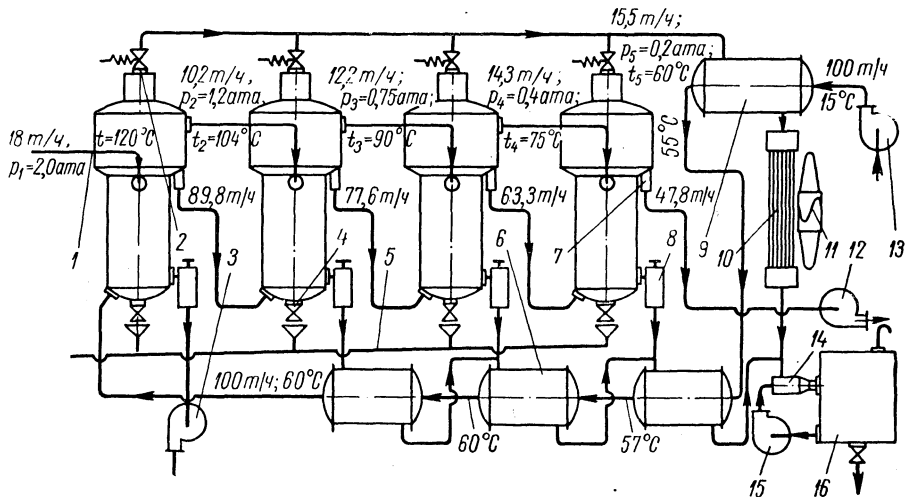


Рис. 152. Схема четырехступенчатой опреснительной установки производительностью 1100—1200 т/сутки:

1 — вход первичного пара; 2 — предохранительно-перепускные клапаны; 3 — откачивающий насос конденсата первичного пара; 4 — пробно-спускные клапаны; 5 — дренажная труба; 6 — водо-водяные подогреватели; 7 — устройство для перепуска рассола; 8 — конденсационные горшки; 9 — паровой подогреватель; 10 — воздушный вакуумный конденсатор; 11 — осевой вентилятор; 12 — насос откачки остаточного рассола; 13 — насос, питающий опреснительную установку сырой водой; 14 — эжектор отсоса воздуха и конденсата; 15 — насос, обслуживающий эжектор 14; 16 — сборная цистерна опресненной воды

цистерны и возвращается в нее, а при отсосе только воздуха — холодная вода, прокачиваемая через конденсаторы. Расчет водо-водяных и водо-воздушных эжекторов изложен в специальной отечественной и зарубежной литературе.

Очень эффективным является использование пара от систем утилизации для опреснения больших масс загрязненной соленой воды в местах, где есть силовые установки с ДВС и где ощущается недостаток или отсутствует вода, пригодная для употребления [46]. Пар с давлением 2,0—2,5 атм является в этом случае наиболее подходящим теплоносителем для использования в многоступенчатых опреснительных установках. Схема такой установки приведена на рис. 152. Цифры, характеризующие работу установок и приведенные на схеме, получены на основании приближенного расчета применительно к исходным данным Карадаг-

ской компрессорной станции, расположенной на берегу большого водоема соленой воды. Двигатели станции имеют мощность 9000 э. л. с. Они охлаждаются с помощью испарительных систем. При использовании теплоты отработавших газов с помощью системы комплексной утилизации силовая установка способна производить до 19 тыс. кг/ч пара давлением 2,0—2,5 ата, а опреснительная установка, состоящая из четырех испарителей, в состоянии производить 1100—1200 м³/сутки пресной воды при удельном расходе теплоты около 190 ккал/кг и количестве уходящего рассола 47,8%.

Если увеличить число опреснителей в батарее и применить предварительную термохимическую или химическую (кислотную) обработку опресняемой воды в целях борьбы с накипеобразованием в теплообменных аппаратах, то количество воды, проходящей через опреснительную установку, и удельный расход теплоты могут быть значительно уменьшены при соответствующем увеличении производительности. В современных многоступенчатых испарительных установках удельный расход теплоты доведен до 110 ккал/ на 1 кг опресненной воды.

Теплота охлаждающей воды (при 60° С и выше) двигателей и пара, получаемого от систем ВТО и комплексных систем утилизации, может быть использована в одноступенчатых опреснительных установках вакуумного типа. Получаемый при этом дистиллят пригоден для использования в качестве охлаждающей воды в обычных замкнутых и высокотемпературных системах охлаждения ДВС, для целей орошения, а также для получения питьевой воды путем его обеззараживания и соответствующей минерализации.

На рис. 153 представлена схема отечественной автоматизированной испарительной установки вакуумного типа, в которой подвод греющей воды к испарителю 6 и ее отвод осуществляется по трубам 23. Греющий пар (в тех случаях, когда он используется вместо греющей воды) подается по трубе 24, а конденсат первичного пара отводится по трубе 22. Насос 12 подает холодную (до +28° С) соленую воду в конденсатор 4, отсюда часть воды направляется в эжектор 10, в котором она используется как рабочее тело. Эжектор 10 через клапан 3 удаляет из корпуса испарителя 2

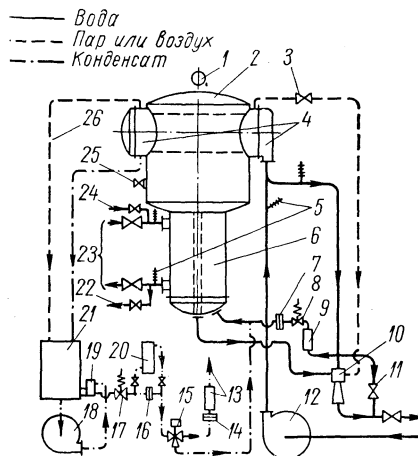


Рис. 153. Одноступенчатая опреснительная установка

воздух (создает вакуум) и отсасывает остаточный рассол. Часть холодной воды проходит мимо эжектора через клапан 11, с помощью которого осуществляется регулирование степени разрежения, в корпус испарителя.

Питание испарителя 6 опресняемой водой осуществляется за счет отбора части соленой воды, прошедшей через конденсатор. Количество отбираемой воды отрегулировано дросселем 7 и пружинным невозвратным клапаном 8, который также выполняет роль дроссельного устройства. Контроль количества опресняемой воды, поступающей в испаритель 6, осуществляется с помощью водомера 9, а контроль температуры теплоносителей — термометрами 5. Вакуум в корпусе испарителя контролируется вакуумметром 1. В испарителе 6 выкипает только 20—25% поступающей в него опресняемой воды; остальная часть (в виде так называемого рассола) непрерывно удаляется при помощи эжектора 10.

Пар от кипящей воды заполняет корпус испарителя 2 и через открытый верхнюю часть корпуса конденсатора 4, встроенного в корпус испарителя 2, вступает в контакт с холодными трубками конденсатора 4 и конденсируется. Конденсат пара, или дистиллят, стекает из корпуса конденсатора в сборный бак 21, откуда он откачивается непрерывно действующим насосом 18 через игольчатый клапан 19, управляемый поплавком, плавающим у поверхности конденсата в баке 21. Пройдя подпружиненный клапан 17, конденсат направляется к дросселю 16 и солемеру 20, а затем — к автоматически управляемому электромагнитному клапану 15. Далее через дроссель 14 и водомер 13 конденсат направляется в сборную цистерну. Если соленость конденсата превышает допустимую норму (содержание NaCl — 8 мг/л), солемер 20 посылает импульс в пост автоматики, который включает одновременно звуковой сигнал и электромагнитный клапан 15. При этом клапан 15 будет направлять некондиционный конденсат обратно в испаритель 6. При снижении солености клапан 15 получит от солемера 20 сигнал через пост автоматики и будет пропускать кондиционный дистиллят. Для впуска воздуха в корпус испарителя при остановке имеется клапан 25. Для обеспечения нормальной работы сборного бака и насоса 18 предусмотрена уравнительная труба 26. Испарители этого типа могут работать на паре давлением не более 2,5 ата непрерывно в течение 1500 ч, после чего подлежат ревизии и чистке.

В табл. 33 приведены некоторые сведения, характеризующие такие опреснители.

В качестве автоматических устройств для поддержания рабочего уровня воды в пароотделителях используются регуляторы поплавкового типа, при которых питательные насосы работают непрерывно, или электроконтактного типа (см. гл. XIV), при которых питательные насосы работают периодически.

Показатели работы, габариты и веса опреснителей

Наименование показателей		Марки опреснителей				
		Д1	Д2	Д3	Д4	Д5
Расход холодной воды в $m^3/ч$		10	20	35	55	90
Температура греющей воды $60^{\circ}C$	Расход греющей воды в $m^3/ч$	7	10	20	35	70
	Производительность испарителя в $t/сутки$	1	2,5	5	10	20
	Расход сырой воды через испаритель в $л/ч$	170	420	835	1670	3330
	Повышение температуры холодной воды в $^{\circ}C$	4	4	4	4	4
	Понижение температуры горячей воды в $^{\circ}C$	7	7	7	7	7
Температура греющей воды $80^{\circ}C$	Расход греющей воды в $m^3/ч$	10	20	35	55	90
	Производительность испарителя в $t/сутки$	2,5	5	8,5	15	28
	Расход сырой воды через испаритель в $л/ч$	420	835	1420	2500	4660
	Повышение температуры холодной воды в $^{\circ}C$	6	6	6	6	6
	Понижение температуры горячей воды в $^{\circ}C$	7	7	7	7	7
Диаметры труб в $мм$:						
соленой воды		50	70	70	100	100
греющей воды		32	40	60	100	125
дистиллятных		15	15	15	15	20
Размеры установки в $мм$:						
высота		1600	1900	2280	2550	3200
длина		1250	1350	1370	1800	2100
ширина		950	1050	1200	1860	2600
Вес в рабочем состоянии в $кг$		550	1000	1180	1920	2900

ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК С ДВС

42. СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОПИТАНИЯ

Независимо от системы привода вспомогательных механизмов силовые установки с ДВС потребляют электрическую энергию. С точки зрения обеспечения электроэнергией по существующему в настоящее время положению силовые установки с ДВС можно разделить на следующие три категории:

а) не производящие электроэнергию и имеющие электропитание со стороны;

б) производящие электроэнергию (как продукт производства), часть которой используется на собственные нужды;

в) не производящие электроэнергию как продукт производства, но имеющие в своем составе вспомогательные генераторы для удовлетворения собственных нужд. Эти генераторы могут приводиться в действие от вспомогательных двигателей или быть навешены на главные силовые агрегаты.

Если двигатели, приводящие в действие навешенные на них электрогенераторы, имеют электрический пуск, то напряжение в сети электропитания очень часто составляет 24 в. При пуске двигателей сжатым воздухом вспомогательные электрогенераторы и сеть могут иметь напряжение от 127 в и выше.

Состав и исполнение электрооборудования для СУ с ДВС зависит от типов двигателей главных силовых агрегатов и от рода установки, в которой они должны работать. Под исполнением элементов электрооборудования необходимо понимать конструктивные особенности электрических машин, аппаратуры, арматуры и кабельных изделий, предусматривающие возможность их эксплуатации в закрытых, взрывоопасных, запыленных, влажных и других помещениях или на открытых площадках при прямом воздействии на них влажного воздуха, дождя, снега, резких изменений температуры окружающей среды, пыли и т. п.

Чтобы стационарная или передвижная (сухопутные) установки могли быть введены в эксплуатацию и работать с наименьшими возможными неполадками в предусмотренных условиях, все их электрооборудование должно проектироваться и выполняться по «Правилам устройства электроустановок» Министерства электростанций СССР. В связи с тем, что ДВС, выпускаемые промышленностью, служат как для стационарных (сухопутных), так и для судовых СУ, электрооборудование для судовых двигателей должно удовлетворять требованиям «Правил Регистра СССР» (раздел «Электрооборудование»).

При проектировании и сооружении СУ с низковольтным электрооборудованием необходимо учитывать условия, в которых

будет работать установка. Если условия работы не связаны с возникновением взрывоопасных ситуаций, можно применять однопроводную систему, принципиальная схема которой представлена

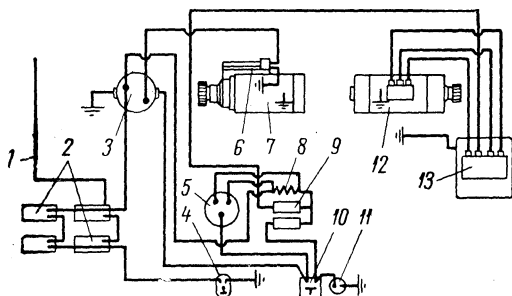


Рис. 154. Схема однопроводной системы низковольтного электрооборудования:

1 — на распределительный щит; 2 — аккумуляторные батареи; 3 — реле стартера; 4 — разъединитель; 5 — вольтметр; 6 — реле привода; 7 — пусковой электродвигатель; 8 — шунт; 9 — предохранители; 10 — пусковая кнопка; 11 — розетка; 12 — генератор; 13 — реле-регулятор

на рис. 154. При возможности возникновения взрывоопасных ситуаций (загазованность машинных отделений взрывоопасными газами, использование в качестве топлива бензина для двигателей,

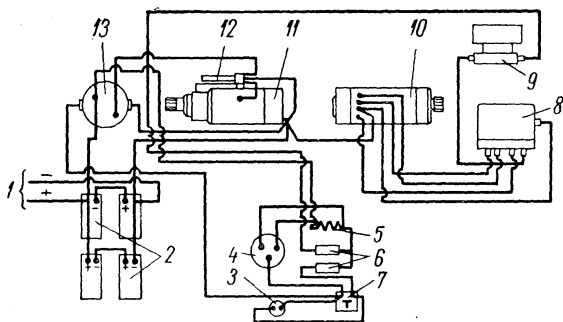


Рис. 155. Схема двухпроводной системы низковольтного электрооборудования:

1 — на распределительный щит; 2 — аккумуляторные батареи; 3 — розетка; 4 — вольтметр; 5 — шунт; 6 — предохранители; 7 — пусковая кнопка; 8 — реле-регулятор; 9 — фильтр; 10 — генератор; 11 — пусковой электродвигатель; 12 — реле привода; 13 — реле стартера

устанавливаемых в помещениях с плохой вентиляцией) рекомендуется применять двухпроводную систему электрооборудования, схема которой приведена на рис. 155.

43. ПОДБОР ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ

Электрооборудование главных силовых агрегатов (генераторы, электродвигатели) и вспомогательных механизмов и устройств (электродвигатели, магнитные станции, пускорегулирующая аппаратура, электрощиты и др.) обычно поставляются или дизельными заводами, или предприятиями, комплектуемыми силовые агрегаты, или заводами, изготовляющими и комплектуемыми вспомогательные механизмы. Однако заказчик (проектное бюро) обязан точно указать, какое исполнение должно иметь то или иное электрооборудование, входящее в состав СУ, и в каких условиях оно должно работать. При подборе электрооборудования кроме «Правил устройства электроустановок» руководствуются периодически переиздаваемыми каталогами Министерства электропромышленности СССР и его ведущих заводов, а также общесоюзными стандартами. На некоторые типы еще не стандартизированного электрооборудования ведущими заводами электропромышленности разрабатываются технические условия на поставку.

Примером нестандартного электрооборудования могут служить генераторы переменного тока типа МСК, специального выпуска, с автоматическим регулированием напряжения, предназначенных для спаривания с дизелями. В табл. 34 приведены некоторые сведения о параметрах генераторов МСК, а в табл. 35 — их габаритные размеры, маховые моменты и вес. Генераторы предназначены для работы при температуре окружающего воздуха от $+5$ до $+40^{\circ}\text{C}$, относительной влажности до $95 \pm 3\%$ и температуре охлаждающей воды до $+20^{\circ}\text{C}$ (при давлении 8 кг/см^2). Допускается их работа при температуре воздуха до $+50^{\circ}\text{C}$ и воды — до $+28^{\circ}\text{C}$ при мощностях $93\text{—}96\%$ от номинальных. При температуре воздуха $\geq 63^{\circ}\text{C}$ и температуре воды $+28^{\circ}\text{C}$ генераторы могут работать на номинальной мощности при разомкнутом охлаждении в продолжении не более 6 ч, если нагревы не нормированы.

Генераторы имеют систему самовозбуждения с фазовым компаундированием и автоматическим регулированием напряжения при помощи корректора. В системе самовозбуждения используется ток генератора, прошедший через селеновые выпрямители. Начальное возбуждение обеспечивается без постоянного источника питания при вращении якоря со скоростью, равной $0,95n_n$.

Генераторы предназначены для длительной одиночной или параллельной работы с другими генераторами или с сетью большой мощности. При номинальных напряжении, частоте и рабочих температурах они выдерживают следующие перегрузки по силе тока:

В течение 2 ч при $\cos \varphi = 0,8$	10%
» » 30 мин при $\cos \varphi = 0,7$	25%
» » 5 » » $\cos \varphi = 0,7$	50%

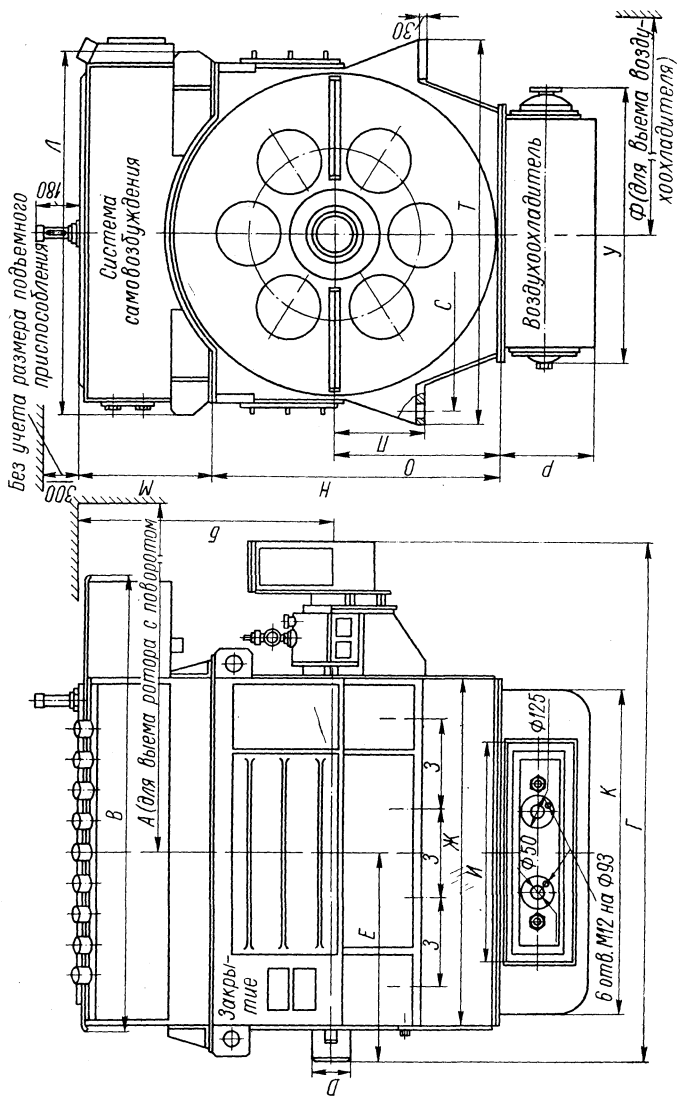
Генераторы переменного тока типа МСК
(скорость вращения 1500 об/мин; коэффициент мощности 0,8; частота 50 гц; напряжение 400 в)

№ п/п	Марка генератора	Мощность, кВт	К. п. д. при 75%-ной нагрузке, %	Подшипники		Смазка	Расход воды при $t_{вх} = 20^{\circ} \text{С}$ и $t_{вых} = 22^{\circ} \text{С}$, м ³ /ч	Маховой момент, кг·м ²	Вес генератора, кг	Воздухоохладитель		Система само-возбуждения		Общий вес, кг
				Тип	Конч.					Тип	Вес, кг	Тип	Вес, кг	
1	МСК-500-1500	400	91,7	Качения	2	Конси-стентная	10	60	2065	ВОП $\frac{35}{5}$	107	БСВ $\frac{500}{500A}$	500	2800
2	МСК-625-1500	500	92,0	»	2	То же	15	110	2665	ВОП $\frac{56}{4}$	270	БСВ $\frac{625}{625A}$	625	3500
3	МСК-750-1500	600	92,5	Скольже-ния	2	Цирку-ляцион-ная	30	135	3015	ВОП $\frac{56}{4}$	270	БСВ-750	615	3500
4	МСК-940-1500	750	93,0	То же	1	То же	30	155	3800	ВОП $\frac{105}{5}$	320	БСВ-940	665	4750
5	МСК-1250-1500	1000	93,0	»	1	»	30	230	4700	ВОП $\frac{85}{5}$	312	БСВ-1250	765	5777
6	МСК-1500-1500	1250	93,5	»	1	»	30	275	5350	ВОП $\frac{105}{5}$	323	БСВ-1550	795	6468
7	МСК-1875-1500	1500	93,5	»	1	»	30	310	6200	ВОП $\frac{105}{5}$	340	БСВ-1875	865	7405

Примечания:

1. Генераторы № 1 и 2 выполняются на напряжение 400 в с обмоткой звездой или на 230 в с обмоткой в треуголь-ник, что необходимо оговорить при заказе; остальные генераторы выполняются на напряжение 400 в с обмоткой звездой.
2. Работа с дизелями генераторов № 3 и 4 особо оговаривается при заказе.
3. Исполнение генераторов № 4—7 с одним подшипником скольжения и фланцевым валом для жесткого соединения с двигателем должно быть оговорено при заказе.
4. Направление вращения должно быть особо оговорено при заказе; при отсутствии оговорки генераторы поставляются правого вращения (по часовой стрелке, если смотреть со стороны двигателя).

Габаритные размеры генераторов переменного тока типа МСК



Тип генератора	А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	И	К	Л	М	Н	О	П	Р	С	Т	У	Ф
МСК-500-1500	1450	950	1066	1496	120	680	968	750*	285	1192	582	650	425	425	350	730	830	750	1150	
МСК-625-1500	1500	1100	1410	1530	120	705	970	250	630	880	1236	520	940	550	360	1200	1320	875	1250	
МСК-750-1500	1650	1150	1500	1670	120	750	1060	250	630	880	1236	520	940	550	360	1200	1320	875	1250	
МСК-940-1500	1830	1250	1650	1780	140	725	1210	330	865	1070	1233	520	955	550	360	1200	1320	885	1250	
МСК-1250-1500	1900	1100	1500	1750	160	670	1080	270	720	990	1420	560	1115	650	365	1400	1500	1072	1540	
МСК-1500-1500	2240	1290	1570	1915	160	755	1240	320	860	1160	1420	560	1115	650	365	1400	1500	1072	1540	
МСК-1875-1500	2330	1310	1780	2030	160	810	1360	350	860	1270	1420	560	1115	650	365	1400	1500	1072	1540	

Примечание. При разомкнутом охлаждении все крышки, установленные на барабанах, снять; сетки оставить на местах.

* Болтов крепления четыре (по два на сторону), указано расстояние между болтами вдоль оси генератора.

После перегрузочных режимов они могут продолжать работать как в номинальном режиме, так и с перегрузками.

Генераторы рассчитаны на длительную работу при несимметричной (до 25%) нагрузке по фазам и при наибольшей разности линейных напряжений, отнесенной к номинальному напряжению генератора, не более 5%.

В любом тепловом состоянии генераторов при изменении нагрузки от 0 до 100%, коэффициента мощности — от 0,6 до 1,0 и скорости вращения — на $\pm 2\%$ отклонение установившегося напряжения от среднего регулируемого значения не превышает 1% как при одиночной, так и при параллельной работе нескольких генераторов с уравнительными соединениями. При этом система самовозбуждения обеспечивает плавное изменение напряжения в пределах $\pm 5\%$ от номинального.

Генераторы МСК могут работать параллельно с генераторами других марок по схеме с уравнительными соединениями и без них, если генераторы этих марок имеют аналогичные системы регулирования напряжения или идентичные характеристики регулирования напряжения (с одинаковой статичностью).

При параллельной работе с уравнительным соединением двух и более генераторов и при изменении нагрузки

наибольшего из них от холостого хода до 100% неравномерность распределения реактивной нагрузки не превышает 10% от номинальной реактивной мощности меньшего генератора при соотношении мощностей до 3 : 1. При работе без уравнивательных соединений указанная неравномерность распределения реактивной нагрузки не превышает 12% и активных мощностей — 10% от мощности малого генератора. Эти условия выполняются:

а) при наличии уравнивательных соединений — после ручной подрегулировки распределения реактивной и активной нагрузок при любом значении суммарной нагрузки генераторов от 0 до 100%;

б) при отсутствии уравнивательных соединений — после ручной подрегулировки распределения реактивной и активной нагрузок при 50%-ной суммарной нагрузке генераторов.

Неравномерность распределения реактивных нагрузок двух и трех генераторов определяется по формуле

$$\delta = \left(\frac{P_{1r}}{P_{1гн}} - \frac{P_{1r} + P_{2r} + P_{3r}}{P_{1гн} + P_{2гн} + P_{3гн}} \right) 100\%, \quad (172)$$

где P_{1r} , P_{2r} , P_{3r} — фактические реактивные нагрузки генераторов; $P_{1гн}$, $P_{2гн}$, $P_{3гн}$ — номинальные реактивные нагрузки генераторов; P_{1r} и $P_{1гн}$ — фактическая и номинальная реактивные нагрузки меньшего генератора.

При параллельной работе генераторов без уравнивательных соединений система регулирования напряжения обеспечивает статическую характеристику регулирования. Величина статичности характеристики определяется по формуле

$$\Delta = \frac{U_{x.x} - U_n}{U_n} 100\%, \quad (173)$$

где $U_{x.x}$ и U_n — напряжения на зажимах генератора при холостом ходе и при номинальной нагрузке. Плавное изменение величины Δ обеспечивается в пределах от 0 до 5%. Отклонение напряжения от принятой статической характеристики должно составлять не более 1%.

Параллельная работа генераторов с сетью большой мощности производится без уравнивательных соединений по статической характеристике регулирования напряжения. При этом возможен плавный перевод реактивной нагрузки с генератора на сеть и обратно путем изменения величины сопротивления установки.

Генераторы допускают автономную и параллельную работу при наклоне скоростных характеристик двигателей до 4%, т. е.

$$\frac{n_1 - n_n}{n_2} 100 \leq 4\%, \quad (174)$$

где n_1 , n_2 и n_n — скорости вращения соответственно на холостом ходе, при нагрузке 50% и при нагрузке 100%. При этом

у всех параллельно работающих генераторов наклон скоростных характеристик должен быть одинаков.

Генераторы должны поддерживать напряжение без автоколебаний на любой установившейся нагрузке от 0 до 125% при колебании скорости вращения первичных двигателей не более 0,5% от n_n . При внезапном изменении нагрузки в пределах 100% отклонение скорости вращения первичных двигателей от n_n не должно выходить за пределы от -6 до $+4$ % и время установления скорости вращения по статической характеристике должно быть не более 5 сек.

Изменение напряжения и время его восстановления при сбросах и набросах нагрузок по току при $\cos \varphi = 0,3 \div 0,4$ приведены в табл. 36.

Т а б л и ц а 36

Изменение и время восстановления напряжений

Наименование параметров	Нагрузка			
	50%		100%	
	Наброс	Сброс	Наброс	Сброс
Наибольшее изменение напряжения на зажимах генераторов в %	10	13	20	22
Время первого достижения установившегося напряжения с точностью $\pm 3\%$ в сек	0,2	0,3	0,25	0,5
Время восстановления напряжения с точностью $\pm 3\%$ в сек	0,6	1,2	0,8	1,5
Время восстановления напряжения с точностью $\pm 1\%$ в сек	0,9	1,6	1,2	1,8

В случае, когда параллельная работа двух и более дизель-генераторов не обеспечивается, необходимо снять три серии скоростных характеристик отдельно для каждого из них при 105, 100 и 95% от U_n . Скоростные характеристики снимаются при изменении мощности от 0 до 110% через каждые 10%. Если при этом характер скоростных характеристик остается неизменным, то причиной необеспеченности параллельной работы являются регуляторы и топливные насосы одного или нескольких дизелей. По виду скоростных характеристик можно установить, какой из них является причиной плохой работы, а наложением характеристик дизелей попарно можно определить у какого из них необходимо улучшить работу регулятора или топливного насоса.

АВТОМАТИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ И УПРАВЛЕНИЕ В СИЛОВЫХ УСТАНОВКАХ С ДВС

44. ПРИЧИНЫ, ПОБУЖДАЮЩИЕ К АВТОМАТИЗАЦИИ

Хотя вопросы автоматизации силовых установок с ДВС и освещены достаточно полно в специальной литературе [21; 26; 27; 41; 57], ознакомление читателей с некоторыми сведениями из этой области является необходимым, так как при проектировании отдельных элементов надо учитывать особенности автоматизированных установок.

Контроль работы и управления силовыми установками с ДВС связан с выполнением все большего числа всевозможных воздействий на отдельные органы двигателей, вспомогательных механизмов и устройств, что становится все более затруднительным, если учесть, что человек, находясь длительное время у источников шума, вибраций, высокой температуры и пр., быстро теряет остроту восприятия со всеми вытекающими последствиями. Многие отрицательные явления, возникающие при работе ДВС, настолько быстротечны, что ответные действия на них со стороны человека очень часто не могут устранить причины назревающего аварийного состояния двигателя. В виде примера можно привести фактор резкого падения давления масла в циркуляционной системе высокооборотного двигателя. Практически установлено, что защитить двигатель от неминуемой аварии по этой причине в подавляющем большинстве случаев может только автомат, который оповещает обслуживающий персонал (оператора) о назревающей аварийной ситуации и останавливает двигатель при падении давления масла до опасного предела.

Следует обратить внимание и на то, что в целях повышения экономических показателей работы силовых установок, а в некоторых случаях и в силу необходимости, приходится эксплуатировать двигатели при высоких значениях температуры и давлений в системах охлаждения, циркуляционной смазки и топливопитания при малых диапазонах допустимых их изменений. Эти условия могут выполняться только автоматами, и, как показала практика, с переходом от автоматического управления к ручному значения температур и давлений снижаются, диапазоны их изменений в процессе регулирования расширяются, экономические показатели силовых установок ухудшаются.

Хотя автоматизация силовых установок с ДВС и является молодой отраслью, но даже в настоящее время она в состоянии улучшать экономические показатели и позволяет не только облегчать условия труда обслуживающего персонала, но и сокращать его численность. Очевидно, что с ростом степени совершенства будут расти и все показатели ее эффективности.

В силу изложенных соображений большое число операций по защите и регулированию отдельных параметров уже давно признано целесообразным передавать автоматам, которые значительно лучше человека справляются с этими задачами. Постепенное увеличение числа автоматов предупреждения, защиты, регулирования органов, обеспечение заданных параметров, введение автоматов для эпизодического включения в действие и выключения отдельных элементов силовых установок, введение автоматического и дистанционного пуска, применение счетно-решающих устройств для отыскания оптимальных параметров при переменных режимах работы агрегатов, формирование этими устройствами конкретных заданий автоматам-исполнителям — все это привело к необходимости создания специального раздела автоматики для ДВС.

Но чем больше автоматов и чем сложнее их функции, тем сложнее система автоматизации и тем выше должна быть квалификация операторов, которые ответственны теперь не только за двигатели с их вспомогательными механизмами и устройствами, но и за системы автоматизации. Поэтому при создании систем автоматического управления необходимо стремиться к предельному сокращению числа автоматически управляемых параметров, а это возможно в тех случаях, когда качество самих автоматизируемых машин очень высокое, т. е. когда необходимость контроля и регулирования большого числа параметров отпадает.

В качестве примера можно привести случаи, когда в систему автоматики включаются автоматы оповещения и защиты двигателя или приводного механизма от перегрева вкладышей рамовых подшипников. Сам факт необходимости такого контроля говорит о ненадежности подшипников. Для правильно спроектированного, хорошо собранного двигателя при правильном подборе марки масла и режима смазки контроль за работой этих подшипников становится излишним. Хотя в области автоматизации силовых установок с ДВС за последнее десятилетие и достигнуты значительные успехи, однако многие задачи в этой области не получили еще общепризнанного решения. Так, в настоящее время для систем автоматизации не сделан окончательный выбор вида энергии или ее носителя, вследствие чего в них используются электричество, гидравлика и пневматика как в чистом виде, так и в различных сочетаниях; уточняется перечень показателей надежности, находящихся под контролем автоматов, количество и сущность автоматизируемых операций и автоматически регулируемых параметров, понятия и принципы классификации элементов силовых установок с ДВС, имеющих автоматическое управление. В современных системах автоматизации можно встретить большое количество различных решений одной и той же задачи, что вполне закономерно, так как период становления той или иной области техники всегда бывает богат всевозможными вариантами решений.

45. ЧАСТИЧНАЯ И КОМПЛЕКСНАЯ АВТОМАТИЗАЦИЯ

При частичной автоматизации наиболее важные показатели надежности или контролируются автоматами, предупреждающими о наступлении аварийного состояния и останавливающими силовой агрегат, если не приняты меры к устранению неполадки, или автоматически поддерживаются на заданном уровне или в нужных пределах.

Комплексная автоматизация охватывает все средства контроля и управления, эпизодические включения и выключения вспомогательных механизмов и устройств, пуск и остановку самих силовых агрегатов, включая их поддержание в горячем резерве. Такие системы могут сигнализировать только о тех из большего числа контролируемых параметров, которые достигли предельно допустимого значения, и останавливать силовые агрегаты, если меры к устранению неполадки не приняты.

Наконец, в системе автоматики силовых агрегатов, работающих при переменных режимах, могут быть включены счетно-решающие устройства, которые способны выполнять логические операции и формировать корректирующие или защитные сигналы и передавать их исполнительным органам системы. Последние корректируют показатели агрегата или останавливают его при необходимости. Системы автоматизации могут иметь постоянно действующие (показывающие) приборы контроля или «обегающее» устройство, из которого все данные о контролируемых параметрах поступают в аналогоцифровой преобразователь и далее на печатающий аппарат. Скорость «обегания» составляет до 100 контролируемых точек за 1,0—1,2 мин.

Все отечественные дизель-генераторы должны быть оборудованы средствами автоматики, объем которой определяется так называемой «степенью автоматизации» по ГОСТу 10032—62. ГОСТом предусматриваются три степени автоматизации.

Первая степень включает: а) автоматическое поддержание числа оборотов и температуры охлаждающей воды и циркуляционного масла; б) автоматическую сигнализацию (свет, звук), оповещающую обслуживающий персонал о достижении предельно допустимых значений наиболее важных показателей надежности. Если причины аварийной ситуации не ликвидированы, агрегат останавливается.

Вторая степень включает: а) весь объем автоматизации первой степени; б) автоматическое поддержание агрегата в прогретом состоянии, автоматический или дистанционный пуск по внешнему импульсу, дистанционное или автоматическое изменение числа оборотов для ввода в синхронизм (подготовка к приему нагрузки) и прием нагрузки; в) автоматический контроль за работой электрочасти (синхронизация с работающими параллельно агрегатами или сетью, распределения нагрузки между парал-

тельно работающими агрегатами), включая защиту (отключение) и автоматическую остановку с возвратом регулятора оборотов в пусковое положение.

Третья степень включает: а) весь объем автоматизации второй степени; б) автоматическое пополнение запасов воды, масла, топлива и воздуха, подзарядку аккумуляторных батарей оперативного назначения и пуска; в) автоматическое управление другими агрегатами, входящими в состав силовой установки, и оперативное распределение энергии.

ГОСТ 10032—62 содержит также краткие указания о последовательности и продолжительности операций при пуске, перечень показателей надежности, по которым автоматика должна иметь аварийную сигнализацию и защиту, рекомендуемые напряжения сетей питания автоматики и подогрева, рекомендации о защите против разрядов, о необходимости предусматривать ручное управление и др.

46. ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ И УПРАВЛЕНИЯ

Развитие автоматизации требует большого количества средств в виде чувствительных элементов (датчиков), формирующих импульсы, усилителей, промежуточных реле, источников питания, исполнительных органов, средств световой и звуковой сигнализации и многих других. Исследовательские институты и промышленные предприятия работают над созданием стандартной системы приборов этого назначения, обладающих высокой чувствительностью, точностью, стойкостью против вибраций, стабильностью их показаний и действия. В последнее время опубликован ряд ГОСТов, относящихся к проектированию и выпуску таких приборов и устройств.

В системах автоматизации находит широкое применение и такое стандартное электрооборудование, как аккумуляторные батареи, реле, электродвигатели постоянного и переменного тока, электрические лампы и их арматура и многое другое. Некоторыми заводами используются нестандартные приборы, автоматы и устройства, но они допускаются к серийному производству, так как принимаются в комплексе с автоматизированными силовыми агрегатами, проходящими Государственные испытания. Многие из нестандартного оборудования для систем автоматики может быть проведено в стандартное после накопления положительного опыта эксплуатации.

Действующие стандарты распространяются на следующие средства автоматики:

электрические непрерывные входные и выходные сигналы тока (постоянного и переменного, 50—400 гц) и напряжения элементов систем контроля и регулирования неэлектрических величин (ГОСТ 9895—61);

приборы и средства автоматизации пневматические; входные и выходные параметры при давлении питающего воздуха $1,4 \text{ кг/см}^2$ (ГОСТ 9468—60);

преобразователи пневмоэлектрические — исполнение и количество одновременно преобразуемых сигналов (ГОСТ 9898—61); преобразователи электропневматические (ГОСТ 9986—62); фоторезисторы — полупроводниковые сопротивления, чувствительные к световым волнам (ГОСТ 10675—63);

терморезисторы — полупроводниковые сопротивления, чувствительные к изменению температуры: кобальтомарганцевые (КМТ) и медно-марганцевые (ММТ) (ГОСТ 10688—63);

резисторы металлопленочные (ГОСТ 7113—66);

механизмы исполнительные — гидравлические, поршневые, кривошипные (МГК) и прямоходные (МГП), общепромышленного применения (ГОСТ 10038—62);

механизмы исполнительные пневматические мембранные, пружинные или беспружинные, с полезным ходом штока 6—100 мм и усилием 0,63—10 кг (ГОСТ 9887—61);

позиционеры пневматические для мембранных пружинных исполнительных механизмов предназначаются для отработки положения штока исполнительного механизма в соответствии с входным сигналом от командных устройств и для улучшения статических и динамических характеристик пневматических мембранных пружинных исполнительных механизмов (ГОСТ 10625—63);

вентили (выпрямители) силовые, полупроводниковые, неуправляемые, германиевые и кремневые, предназначенные для выпрямления переменного тока с частотой 50—400 гц в прямой ток 10—1000 а (ГОСТ 10622—63).

ЦНИДИ рекомендует для использования в системах автоматики ДВС следующие унифицированные приборы и устройства.

Регуляторы скорости ДВС. Для регулирования числа оборотов двигателей всех модификаций мощностью от 5 до 1000 э. л. с., работающих одиночно или параллельно в неавтоматизированных и автоматизированных агрегатах, применяются регуляторы прямого действия автономного типа (модели РП-6, 12, 25, 50 и 100) и регуляторы, навешиваемые на двигатели (модели РП-6Н, 12Н и т. д.). Регуляторы обоих типов выполняются в виде одно-много- и всережимных.

Для двигателей самого разнообразного назначения мощностью от 100 до 10 000 э. л. с. и более могут быть использованы регуляторы непрямого действия моделей РН-10, 30, 100, 300 и 540. При выполнении особых условий применяются универсальные прецизионные регуляторы непрямого действия — одноимпульсные РНг-30 и двухимпульсные РНж-30. Они имеют устройства для дистанционного изменения числа оборотов двигателей и электромагнитные стоп-устройства для экстренных остановок силовых

агрегатов по импульсу любого датчика аварийной защиты. Регуляторы РНж обеспечивают устойчивую параллельную работу любого числа дизель-генераторов переменного тока при нулевой степени неравномерности.

В формулах моделей цифры означают работоспособность регуляторов в $\kappa\Gamma \cdot \text{см}$.

Реле скорости вращения (рис. 156). Центробежное трехпозиционное реле используется для автоматической сигнализации о достижении двигателем заданных чисел оборотов. Реле регулируется на число оборотов: 225 — 750; 750 — 1575 и 1200 — 1725 об/мин . Погрешность срабатывания равна $\pm 25 \text{ об/мин}$; разрывная мощность контактов — 300 вт .

Комбинированный первичный прибор. Используется для автоматической сигнализации о достижении заданных значений температуры и давления в системах охлаждения, циркуляционной смазки, топливоподготовки и питания. Погрешность срабатывания: для реле температуры $\pm 1^\circ \text{C}$; для реле давления $\pm 0,1 \kappa\Gamma/\text{см}^2$. Разрывная мощность равна 60 вт .

Реле уровня (рис. 157). Реле поплавкового типа используется для автоматической сигнализации о достижении заданного уровня (воды, масла, топлива) в емкостях любого назначения. Точность срабатывания составляет $\pm 1,0 \text{ мм}$, разрывная мощность — не более 300 вт .

Электромагнитный разрешающий клапан (рис. 158). Используется для подачи (пропуска) сжатого воздуха по команде с пульта управления или вручную. Питание постоянным током 24 в при мощности 200 вт . Такие клапаны выпускаются со следующими параметрами:

Диаметры условного прохода в мм	15	25	45
Давление воздуха в $\kappa\Gamma/\text{см}^2$	80—150	8—80	8—80

Стоп-устройства. Они бывают электромагнитного и электропневматического типа. Используются для остановки двигателей с фиксацией в положении «стоп» при одновременном обесточивании катушек. Технические данные стоп-устройств приведены в табл. 37.

Электромагнитный привод воздушной заслонки. Используется для остановки двигателей по аварийному сигналу, путем воздействия на воздушную заслонку всасывающего тракта двигателя. Технические данные:

Перестановочное усилие в $\kappa\Gamma$	3	6
Рабочий ход якоря в мм	10	10
Напряжение постоянного тока в в	24/12	24
Потребляемая мощность в вт	200	400

Рис. 156. Реле скорости вращения:

1 — хвостовик привода; 2 — кабель от реле к исполнительной части

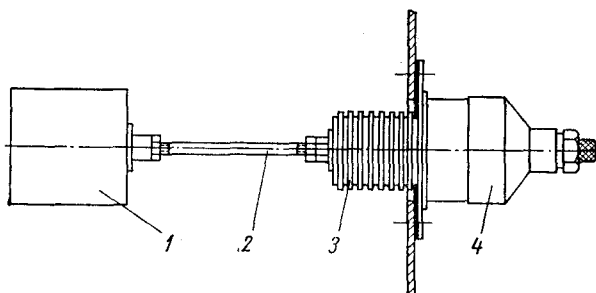
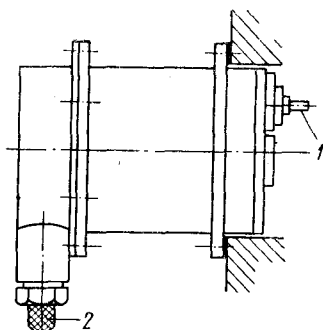


Рис. 157. Реле уровня поплавкового типа:

1 — поплавок; 2 — стержень; 3 — сильфонный (непроницаемый) шарнир; 4 — корпус реле

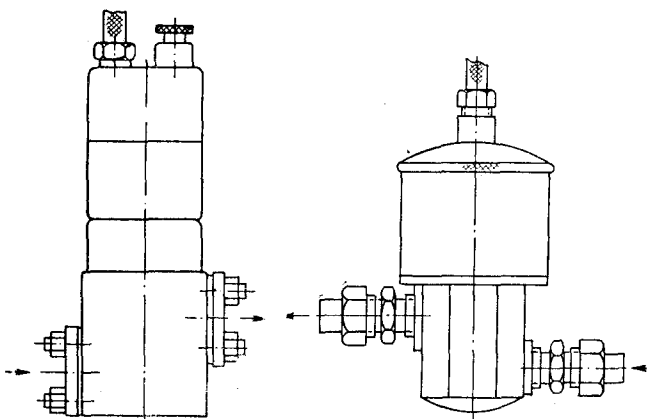


Рис. 158. Электромагнитный разрешающий клапан

Рис. 159. Электромагнитный клапан долива

Технические данные стоп-устройств

Показатели	Стоп-устройства		
	Электромагнитные		Электропневматические
Перестановочное усилие в <i>кГ</i>	5	10	25
Рабочий ход якоря в <i>мм</i>	10	10	20
Давление воздуха в <i>кГ/см²</i>	—	—	8—60
Напряжение постоянного тока в <i>в</i>	24/12	24	—
Потребляемая мощность в <i>вт</i>	220	400	400

Электромагнитный стоп-клапан. Используется для прекращения подачи топлива к топливным насосам двигателей и для других целей. Технические данные:

Диаметры условного прохода в <i>мм</i>	10	25
Напряжение постоянного тока в <i>в</i>	24	24
Давление жидкости в <i>кГ/см²</i>	3,0	3,0
Потребляемая мощность в <i>вт</i>	16	16
Ход клапана в <i>мм</i>	4,5	5,5

Электромагнитный клапан долива (рис. 159). Используется в системе автоматического или дистанционно управляемого пополнения расходных и других емкостей для воды, масла и топлива. Технические данные:

Диаметр условного прохода в <i>мм</i>	30
Давление жидкости в <i>кГ/см²</i>	3,0
Напряжение постоянного тока в <i>в</i>	24/220
Потребляемая мощность в <i>вт</i>	250

Электромагнитный клапан слива. Используется для автоматического или дистанционно управляемого слива воды, масла, топлива из различных емкостей и при различных условиях. Технические данные:

Диаметры условного прохода в <i>мм</i>	15	30
Напряжение постоянного тока в <i>в</i>	24/12	24
Давление жидкости в <i>кГ/см²</i>	3,0	3,0
Потребляемая мощность в <i>вт</i>	400	400
Ход клапана в <i>мм</i>	7	4

Регуляторы температуры. Они бывают прямого и непрямого действия, дистанционные и недистанционные. Используются для автоматического регулирования температуры охлаждающей воды,

циркуляционного масла и топлива. В качестве перестановочных усилий в этих регуляторах используются, с одной стороны, пружины, с другой, — давление пара жидкостей, имеющих низкую температуру кипения (этиловый спирт, ацетон и др.). Этой жидкостью заполняются чувствительные элементы дистанционного типа, капиллярные трубки и исполнительные органы (сильфоны).

К таким регуляторам относятся отечественные приборы типа РТПД-32, 50, 80 и 100, регулятор «Самсон» (см. рис. 94) и др.

Очень часто чувствительный элемент и исполнительный орган совмещаются в одном сильфоне, омываемом той средой, температуру которой в заданных пределах поддерживает прибор. На рис. 160 показан эскиз такого регулятора. При больших диаметрах охлаждающих трубопроводов в корпус 5 может быть вмонтировано два, три и более чувствительных элемента.

В качестве подогревателей используются электрические подогреватели, состоящие из отдельных элементов, komponуемых в группы необходимой мощности и напряжения (см. рис. 96), а также паровые подогреватели, применяемые для подогрева топлива (см. рис. 93).

Рис. 160. Терморегулятор недистанционного типа прямого действия:

1 — верхний запирающий орган; 2 — корпус чувствительного элемента; 3 — чувствительный элемент (сильфон); 4 — нижний запирающий орган; 5 — корпус регулятора

И электрические, и паровые подогреватели имеют надежные регуляторы для поддержания температуры нагреваемой среды в заданных пределах.

Для стационарных установок общего назначения используются аккумуляторные кислотные батареи по ГОСТу 825—61, стартерные — по ГОСТу 959—51 и аккумуляторные щелочные — по ГОСТу 9240—59.

Для размножения и трансформации сигналов-импульсов и в качестве исполнительных органов при постоянном токе используются легкие малогабаритные электромагнитные реле телефонного типа и кодовые реле РКН, РКМ, РКП, РПН, РПП, РС-13, РСМ, РДК-РУН, МКУ-48 и др., при переменном токе — реле АР, АРЭ и др.

В качестве сильноточных реле могут быть использованы реле РКС, ЭП-41, РПМ, РС2, РС3 и др.

В качестве коммутационной аппаратуры используются пакетные выключатели ПК2-10, ПК2-25, ПК2-60 и ПК2-100; переключатель ПК2-10/Н2 (пакетный двухполюсный переключатель на два направления) и переключатели П17, П20 и П30 (автомобильного типа). Для защиты электрических цепей используются предохранители типов ПН, ПВ, СП, ПР-1 и автомобильного типа ПР-19, ПР-20, ПР-21 и ПР-23.

В системах автоматизации применяются световые сигналы двух видов: сигнальные лампы оповещения и, если необходимо иметь сигнал с надписью, сигнальные табло. В качестве сигнальных ламп используются электролампы с цилиндрической или с малогабаритной шаровой колбами по ГОСТам 5011—54, 2023—66, 2204—65 и по ТУ 1-3-108 и 1-3-111; при этом применяется арматура типов АСЭ-48, АСС-38, АСС-ДС-38, ПД-20. Типы световых табло: ТС-55, ТС-110, ТС-110/2.

Исполнителями звуковых сигналов являются, сигналы С-6, 7, 20, 21, 52, колокола громкого боя типа МЗ-1, электросирены, воздушные сирены и тифоны. Использование того или иного типа звукового сигнального устройства зависит от уровня шума в помещениях, где эти средства должны быть установлены. В особо шумных и загроможденных помещениях рекомендуется размножать световые и звуковые сигналы, контролирующие особо важные показатели надежности.

В системах автоматизации используются реле времени: электро-механические, типов ЭВ-180, ЭВ-181, ЭВ-182, ЭВ-200, ЭВ-201, ЭВ-202; электромагнитные, типов РЭ-180, ЭРЭ-180; маятниковые, типа РВМ-2 на переменный ток с напряжением 12, 36, 127, 220, 380 и 500 в; электропневматические, типа РВП-1 на переменный ток с таким же напряжением; электронные, типов РВЭ-20, РВЭ-21, РВЭ-22, РВЭ-24 и РВЭС-1.

Силовыми исполнителями служат:

а) электромагниты типов ЭС1-5101, ЭС1-5121, ЭС1-5131, ЭС1-5141, ЭС1-6101, ЭС1-6111, ЭС1-6121, ЭС1-6131, ЭС1-6111К, ЭС1-6121К, ЭС1-6131К, ЭС1-5111К, ЭС1-5121К;

б) электродвигатели постоянного и переменного тока;

в) гидромеханизмы по ГОСТу 10038—62;

г) пневмомеханизмы по ГОСТу 9887—61 и др.

При разработке проектов систем автоматизации рекомендуется использовать проверенные в действии сигнализационные пульты, сведения о которых приводятся в специальной литературе [26, 27].

В заключение необходимо остановиться на возможности широкого использования пневматической системы автоматизации УСЭППА [41], разработанной институтом автоматизации и телемеханики АН СССР. Здесь в качестве носителя энергии используется сжатый воздух низкого давления (1,4 кг/см²). Эта система имеет элементы, выполняющие логические функции,

Рис. 156. Реле скорости вращения:

1 — хвостовик привода; 2 — кабель от реле к исполнительной части

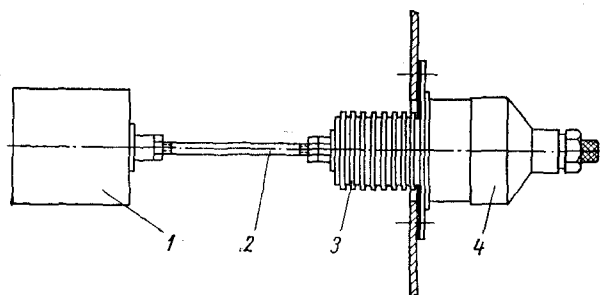
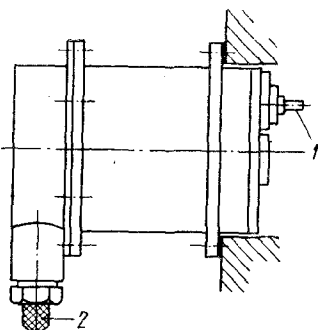


Рис. 157. Реле уровня поплавкового типа:

1 — поплавок; 2 — стержень; 3 — сильфонный (непроницаемый) шарнир; 4 — корпус реле

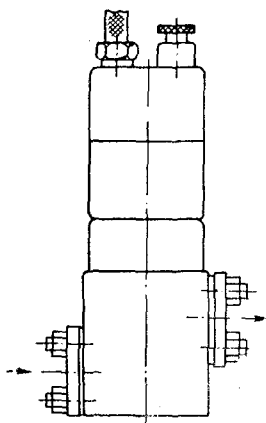


Рис. 158. Электромагнитный разрешающий клапан

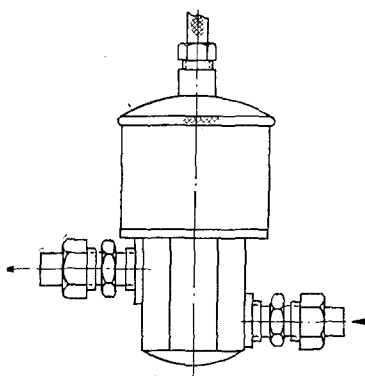


Рис. 159. Электромагнитный клапан долива

Технические данные стоп-устройств

Показатели	Стоп-устройства		
	Электромагнитные		Электропневматические
Перестановочное усилие в кг	5	10	25
Рабочий ход якоря в мм	10	10	20
Давление воздуха в кг/см ²	—	—	8—60
Напряжение постоянного тока в в	24/12	24	—
Потребляемая мощность в вт	220	400	400

Электромагнитный стоп-клапан. Используется для прекращения подачи топлива к топливным насосам двигателей и для других целей. Технические данные:

Диаметры условного прохода в мм	10	25
Напряжение постоянного тока в в	24	24
Давление жидкости в кг/см ²	3,0	3,0
Потребляемая мощность в вт	16	16
Ход клапана в мм	4,5	5,5

Электромагнитный клапан долива (рис. 159). Используется в системе автоматического или дистанционно управляемого пополнения расходных и других емкостей для воды, масла и топлива. Технические данные:

Диаметр условного прохода в мм	30
Давление жидкости в кг/см ²	3,0
Напряжение постоянного тока в в	24/220
Потребляемая мощность в вт	250

Электромагнитный клапан слива. Используется для автоматического или дистанционно управляемого слива воды, масла, топлива из различных емкостей и при различных условиях. Технические данные:

Диаметры условного прохода в мм	15	30
Напряжение постоянного тока в в	24/12	24
Давление жидкости в кг/см ²	3,0	3,0
Потребляемая мощность в вт	400	400
Ход клапана в мм	7	4

Регуляторы температуры. Они бывают прямого и непрямого действия, дистанционные и недистанционные. Используются для автоматического регулирования температуры охлаждающей воды,

циркуляционного масла и топлива. В качестве перестановочных усилий в этих регуляторах используются, с одной стороны, пружины, с другой, — давление пара жидкостей, имеющих низкую температуру кипения (этиловый спирт, ацетон и др.). Этой жидкостью заполняются чувствительные элементы дистанционного типа, капиллярные трубки и исполнительные органы (сильфоны).

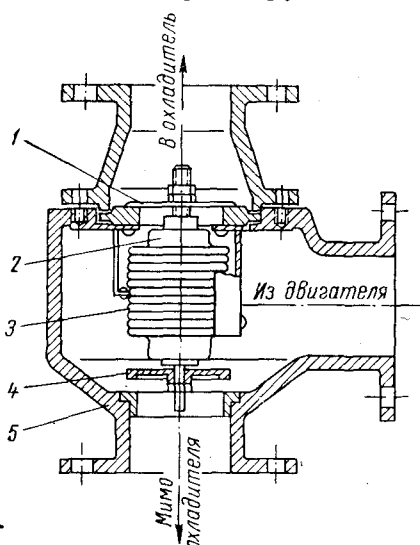


Рис. 160. Терморегулятор недистанционного типа прямого действия:

1 — верхний запирающий орган; 2 — корпус чувствительного элемента; 3 — чувствительный элемент (сильфон); 4 — нижний запирающий орган; 5 — корпус регулятора

И электрические, и паровые подогреватели имеют надежные регуляторы для поддержания температуры нагреваемой среды в заданных пределах.

Для стационарных установок общего назначения используются аккумуляторные кислотные батареи по ГОСТу 825—61, стартерные — по ГОСТу 959—51 и аккумуляторные щелочные — по ГОСТу 9240—59.

Для размножения и трансформации сигналов-импульсов и в качестве исполнительных органов при постоянном токе используются легкие малогабаритные электромагнитные реле телефонного типа и кодовые реле РКН, РКМ, РКП, РПН, РПП, РС-13, РСМ, РДК-РУН, МКУ-48 и др., при переменном токе — реле АР, АРЭ и др.

В качестве сильноточных реле могут быть использованы реле РКС, ЭП-41, РПМ, РС2, РС3 и др.

К таким регуляторам относятся отечественные приборы типа РТПД-32, 50, 80 и 100, регулятор «Самсон» (см. рис. 94) и др.

Очень часто чувствительный элемент и исполнительный орган совмещаются в одном сильфоне, омываемом той средой, температуру которой в заданных пределах поддерживает прибор. На рис. 160 показан эскиз такого регулятора. При больших диаметрах охлаждающих трубопроводов в корпус 5 может быть вмонтировано два, три и более чувствительных элемента.

В качестве подогревателей используются электрические подогреватели, состоящие из отдельных элементов, komponуемых в группы необходимой мощности и напряжения (см. рис. 96), а также паровые подогреватели, применяемые для подогрева топлива (см. рис. 93).

В качестве коммутационной аппаратуры используются пакетные выключатели ПК2-10, ПК2-25, ПК2-60 и ПК2-100; переключатель ПК2-10/Н2 (пакетный двухполюсный переключатель на два направления) и переключатели П17, П20 и П30 (автомобильного типа). Для защиты электрических цепей используются предохранители типов ПН, ПВ, СП, ПР-1 и автомобильного типа ПР-19, ПР-20, ПР-21 и ПР-23.

В системах автоматизации применяются световые сигналы двух видов: сигнальные лампы оповещения и, если необходимо иметь сигнал с надписью, сигнальные табло. В качестве сигнальных ламп используются электролампы с цилиндрической или с малогабаритной шаровой колбами по ГОСТам 5011—54, 2023—66, 2204—65 и по ТУ 1-3-108 и 1-3-111; при этом применяется арматура типов АСЭ-48, АСС-38, АСС-ДС-38, ПД-20. Типы световых табло: ТС-55, ТС-110, ТС-110/2.

Исполнителями звуковых сигналов являются сигналы С-6, 7, 20, 21, 52, колокола громкого боя типа МЗ-1, электросирены, воздушные сирены и тифоны. Использование того или иного типа звукового сигнального устройства зависит от уровня шума в помещениях, где эти средства должны быть установлены. В особо шумных и загроможденных помещениях рекомендуется размножать световые и звуковые сигналы, контролирующие особо важные показатели надежности.

В системах автоматизации используются реле времени: электро-механические, типов ЭВ-180, ЭВ-181, ЭВ-182, ЭВ-200, ЭВ-201, ЭВ-202; электромагнитные, типов РЭ-180, ЭРЭ-180; маятниковые, типа РВМ-2 на переменный ток с напряжением 12, 36, 127, 220, 380 и 500 в; электропневматические, типа РВП-1 на переменный ток с таким же напряжением; электронные, типов РВЭ-20, РВЭ-21, РВЭ-22, РВЭ-24 и РВЭС-1.

Силовыми исполнителями служат:

а) электромагниты типов ЭС1-5101, ЭС1-5121, ЭС1-5131, ЭС1-5141, ЭС1-6101, ЭС1-6111, ЭС1-6121, ЭС1-6131, ЭС1-6111К, ЭС1-6121К, ЭС1-6131К, ЭС1-5111К, ЭС1-5121К;

б) электродвигатели постоянного и переменного тока;

в) гидромеханизмы по ГОСТу 10038—62;

г) пневмомеханизмы по ГОСТу 9887—61 и др.

При разработке проектов систем автоматизации рекомендуется использовать проверенные в действии сигнализационные пульты, сведения о которых приводятся в специальной литературе [26, 27].

В заключение необходимо остановиться на возможности широкого использования пневматической системы автоматизации УСЭППА [41], разработанной институтом автоматизации и телемеханики АН СССР. Здесь в качестве носителя энергии используется сжатый воздух низкого давления ($1,4 \text{ кг/см}^2$). Эта система имеет элементы, выполняющие логические функции,

функции памяти и другие, и поэтому может быть использована наравне с электрическими и другими схемами. Ее недостатком является значительный расход сжатого воздуха.

47. СХЕМЫ СИСТЕМ АВТОМАТИЗАЦИИ

Простейшая схема автоматической аварийно-предупредительной сигнализации и защиты по одному или нескольким контролируемым показателям надежности представлена на рис. 161, принцип ее действия не требует пояснений. Способы включения автоматов регулирования температуры охлаждающей воды, масла и топлива показан на рис. 75, 93, 97, 105, 106, 108, 112, 113, 115, 116, 117, 118, 119, 121, 138—146 и 153.

Рассмотрим схему автоматической аварийно-предупредительной сигнализации для одного (рис. 162, а) и для группы из пяти (рис. 162, б) дизель-генераторов. Контакты, обрамленные пунктирными рамками, относятся к реле и механизмам, расположенным вне щитов. Цифры *I, II, III, IV, V* у реле *РДС* указывают номер дизель-генератора, который это реле обслуживает. Приведенная схема предусматривает подачу световых и звуковых сигналов в случаях:

а) понижения давления циркуляционного масла в коллекторе перед двигателем ниже допустимого предела — реле *РДМ*;

б) превышения допустимого предела температуры охлаждающей воды на выходе из двигателя — реле *РТВ*;

в) превышения допустимого предела температуры циркуляционного масла на выходе из двигателя — реле *РТМ*;

г) превышения допустимого предела температуры масла в подшипнике генератора — реле *РТП*;

д) понижения за допустимый предел уровня топлива в расходном баке — реле *РУ-3*;

е) понижения за допустимый предел давления воздуха в пусковых баллонах — реле *РДВ*.

Сигналы о понижении уровня топлива и давления пускового воздуха являются общими для всей группы дизель-генераторов, и поэтому реле *РУ-3* и *РДВ* включены в схему дублирования на общем щите. Лампы *1ЛБ* и *2ЛБ* (цепи *1* и *12*) контролируют напряжение в схемах автоматической сигнализации. Проверка исправности ламп аварийной сигнализации *1ЛК—4ЛК* и *5ЛК—11ЛК* производится с помощью кнопок *1ККС* и *2ККС* соответственно.

При нормальном значении автоматически контролируемых величин горят зеленые лампы *1ЛЗ* и *2ЛЗ* (цепи *2* и *13*).

При достижении каким-либо из контролируемых параметров предельно допустимого значения срабатывает соответствующий датчик (чувствительный элемент) и его реле (см. схему для одного дизель-генератора). Импульсы от первичных реле (*РДМ*, *РТВ*,

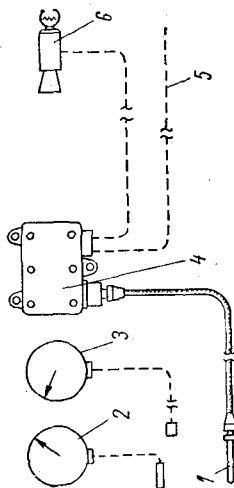


Рис. 161. Схема включения приборов простейшей аварийно-предупредительной сигнализации:

1 — чувствительный элемент (датчик), сигнализирующий о достижении наибольшей допустимой температуры или наименьшего допустимого давления; 2 — термометр; 3 — манометр; 4 — реле давления (РД) или реле температуры (РТ); 5 — к стоп-устройству, связанному с органами топливоподачи, или к воздушной заслонке; 6 — звуковой и световой предупреждающий сигналы

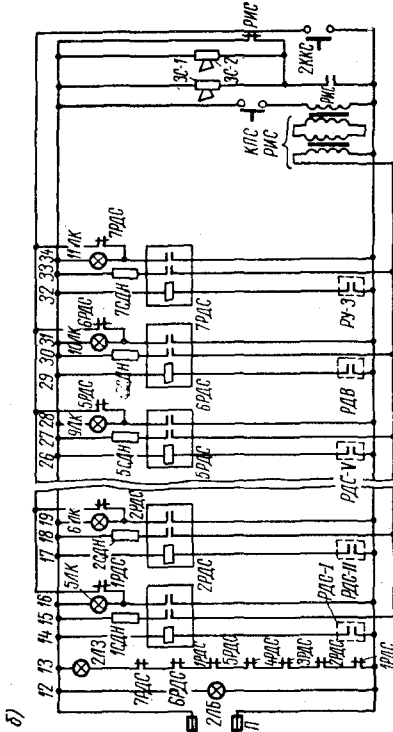
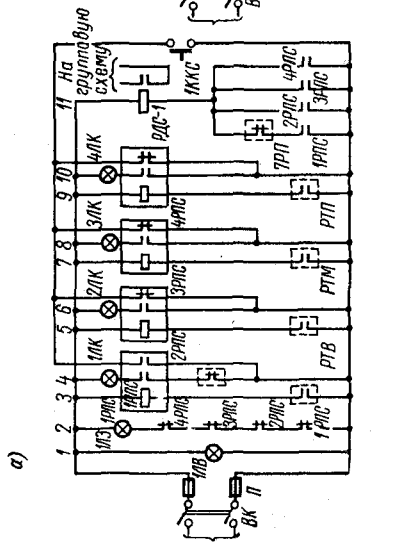


Рис. 162. Схема автоматической аварийно-предупредительной сигнализации для дизель-генераторов

РТМ и *РТП*) поступают в катушки электромагнитов промежуточных реле *1РПС—4РПС* (одна из цепей 3, 5, 7 и 9), в результате чего их нормально замкнутые контакты разомкнутся, а нормально разомкнутые — замкнутся, т. е. цепь 2 окажется разорванной, и лампа *1ЛЗ* погаснет. При этом одна из цепей 3, 5, 7 и 9 замкнется, и одна лампа *1ЛК—4ЛК* окажется включенной (цепи 4, 6, 8 и 10), указав наименование параметра, где произошло превышение заданной или предельно допустимой величины.

Одновременно с этим произойдет включение контактов реле *1РПС*, подающего импульс в катушку электромагнита реле *РДС-1*. Последнее через реле *1РДС* замкнет цепь 14 дизель генератора I (см. рис. 162, б). При этом цепь 13 разомкнется, погасив лампу *2ЛЗ*, а цепи 15 и 16 замкнутся. Цепь 16 включит сигнальную лампу *5ЛК*, а цепь 15 подаст импульс на импульсное реле *РИС* через дополнительное сопротивление *1СДН*, которое включит звуковые реле *ЗС-1* и *ЗС-2*. В такой же последовательности сработают соответствующие реле на индивидуальной и групповой схемах при возникновении импульсов в реле *2РПС*, *3РПС*, *4РПС*.

В конечном итоге в групповой схеме включается звуковой сигнал, который может быть по желанию прекращен с помощью кнопки *КПС*, а в схеме соответствующего дизель-генератора отмечается наименование параметра, создавшего аварийную ситуацию. Непосредственно в групповую схему подаются импульсы первичных реле о снижении давления воздуха в пусковых баллонах (*РДВ*) и о понижении уровня топлива в расходной цистерне до допустимого предела (*РУ-3*). Эти импульсы произведут в групповой схеме такие же действия, как и импульсы реле *РДС-1—РДС-V*.

По сигналу аварийного состояния обслуживающий персонал должен принять меры по ликвидации неполадок. Если последние устранены, контакты реле *РДМ* (*РТВ*, *РТМ*, *РТП*, *РДВ*, *РУ-3*) разомкнутся, лампы красного света погаснут, а зеленого включатся.

Если меры по ликвидации аварийного состояния не приняты или не дали желаемого результата, двигатель должен быть остановлен вручную, но в систему автоматической аварийной сигнализации могут быть включены один (в первую очередь защита по давлению масла в циркуляционной системе) или несколько автостопов по схеме на рис. 161. Чувствительные элементы (датчики) автостопов могут быть настроены на более высокие или более низкие, чем в системе сигнализации, показатели, так что автоматическая остановка последует с некоторой задержкой по времени против подачи сигналов об аварийном состоянии.

Назависимо от других средств защиты может действовать также и средство аварийной остановки двигателя при его разное или повышении числа оборотов за допустимый предел (110% от n_n). В этом случае сработает третья ступень центробежного реле (или какое-либо другое устройство) и подаст импульс на электро-

магнитный привод воздушной заслонки, которая прекратит доступ воздуха в двигатель. Эта цепь может быть замкнута при необходимости и вручную.

В схему включены пакетные выключатели *ВК*, предохранители *П* и реле *7РП*, связывающее схему аварийно-предупредительной сигнализации со схемой дистанционного пуска, управления и остановки.

Чтобы составить представление о роли автоматов и последовательности их действия в современных системах автоматического управления *ДВС*, следует кратко рассмотреть схему дистанционного пуска и остановки для одного из двигателей группы. Такая схема представлена на рис. 163. Она предусматривает контроль готовности двигателя к пуску, дистанционный пуск с изменением оборотов, остановку с возвратом в пусковое положение, вращение двигателя воздухом после остановки с целью снижения температуры рабочих органов.

После заполнения системы охлаждения водой ее уровень в компенсационном баке поддерживается автоматически с помощью поплавкового реле *РУВ*, установленного на стенке бака. Пополнение воды производится независимо от общей системы автоматики, но уровень воды в компенсационном баке контролируется системой проверки готовности дизеля к пуску.

Необходимый уровень циркуляционного масла в сточной цистерне поддерживается при помощи поплавкового реле и клапана долива (см. рис. 159). Пополнение может быть обеспечено без использования насоса, путем перепуска масла из цистерны запаса, расположенной выше сточной масляной цистерны независимо от общей системы управления.

Топливо в расходную цистерну подается периодически (по мере расходования) с помощью топливного перекачивающего насоса, управляемого вручную или при помощи независимой, автоматически действующей системы. Контроль уровней обеспечивается с помощью поплавковых реле, встроенных в стенку расходной цистерны.

Пусковые воздушные баллоны могут быть наполнены с помощью электрокомпрессоров, управляемых вручную или автоматически. При автоматическом управлении давление воздуха в баллонах контролируется при помощи манореле и автоматической аварийной сигнализации независимо от общей системы управления.

Прогрев дизелей может производиться горячей водой, прокачиваемой через двигатели и теплообменные аппараты независимым электронасосом. Внешним горячим теплоносителем могут быть вода или пар. Контроль температуры охлаждающей воды замкнутого контура осуществляется термометрами. Если использовать терморегуляторы и подогреватели, приведенные на рис. 93 и 94, то возможно автоматическое поддержание температурного режима двигателей, находящихся в горячем резерве, в заданных

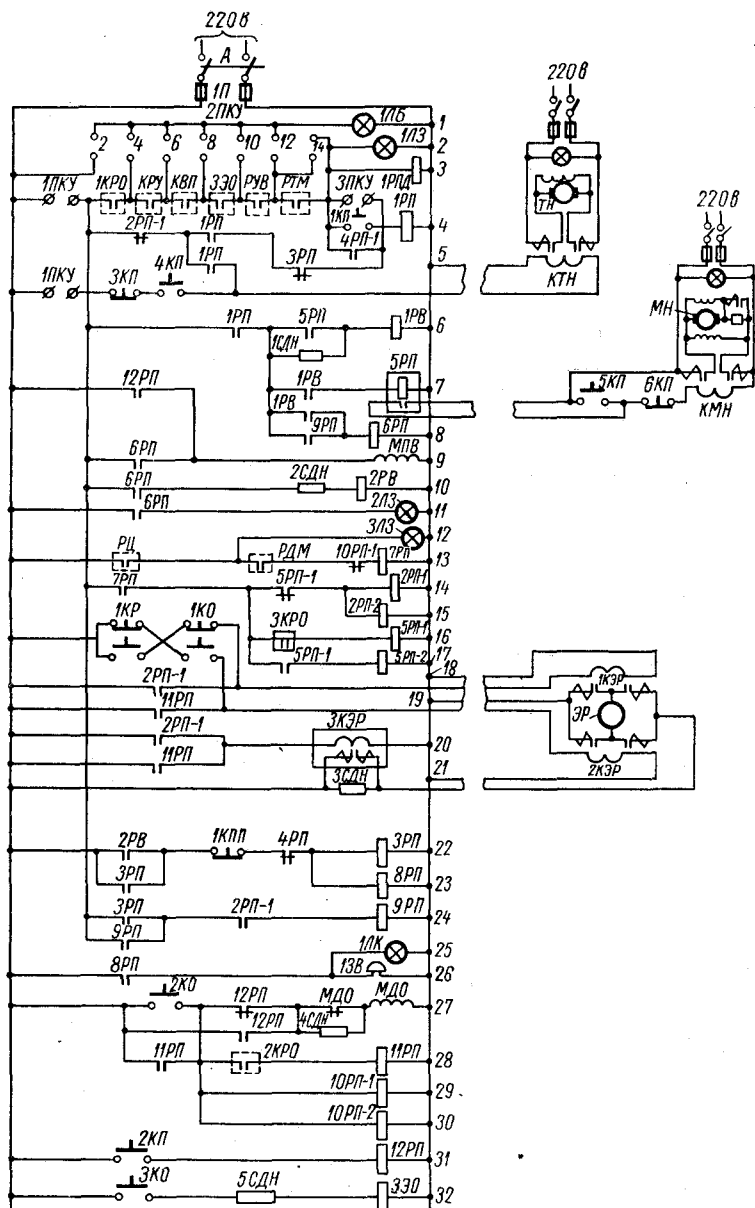


Рис. 163. Схема полуавтоматического дистанционного пуска и останки двигателя

пределах. Во время работы двигателей температура охлаждающей воды замкнутого контура находится под контролем автоматической аварийной сигнализации, а регулирование температуры воды на выходе из двигателей обеспечивается терморегуляторами.

Прогрев циркуляционного масла обеспечивается в сточных масляных цистернах и осуществляется горячей водой внешнего контура, которая циркулирует в змеевиках, встроенных в масляные сточные цистерны. Контроль температуры масла во всех случаях осуществляется посредством термореле *РТМ*. Применяя горячую воду, пар или электроподогреватели по рис. 96, можно обеспечить автоматическое поддержание заданной температуры масла.

Установка рычагов постов управления двигателями в положение «работа» производится вручную. Рычаги должны находиться в этом положении как при работающих двигателях, так и при их готовности к пуску, что контролируется специальными реле *КРУ*.

Выключение валоповоротных механизмов производится вручную; их контроль в выключенном положении обеспечивается специальным реле *КВП*. Затяжка пружин регуляторов до положения, соответствующего 400 об/мин, контролируется контактами *ИКРО* реле, встроенных в регуляторы.

Положение поворотной заслонки экстренной остановки двигателя при разное во «взведенном» состоянии контролируется реле *ЗЭО*; «взведение», или установка заслонки в рабочее положение, производится вручную. Питание системы дистанционного пуска и остановки двигателей осуществляется постоянным током напряжением 220 в через автомат *А* и предохранители *ИП*.

Перечисленная выше аппаратура и устройства, контролирующие готовность двигателей к пуску, представляют собой лишь часть возможного перечня; они могут варьироваться в самих различных сочетаниях.

Когда все рассмотренные выше операции выполнены, то на щите автоматики управления, включенном в действие, контакты реле *ИКРО*, *КРУ*, *КВП*, *ЗЭО*, *РУВ* и *РТМ* окажутся замкнутыми, и двигатель будет готов к пуску. При установке переключателя управления *ИПКУ* в положение «автоматическое управление» включится лампа зеленого света *1ЛЗ* (цепь 2). Отсутствие зеленого света указывает или на неисправность в цепях, или на неготовность к пуску какого-нибудь из элементов установки.

Если требуется размножение сигналов готовности данного двигателя на другие пульты контроля, то эту роль выполнит реле *1РПД* (цепь 3). Проверка исправности пусковой автоматики по отдельным участкам производится с помощью переключателя проверки цепей *2ПКУ* и сигнальной лампы белого света *1ЛБ* (цепь 1).

Пуск двигателя при непрогретом масле обеспечивается благодаря шунтированию реле *РТМ* контактами 14 переключателя *2ПКУ*.

Одновременный пуск нескольких двигателей может быть осуществлен при помощи переключателя *ЗПКУ*, а при пуске данного двигателя с другого пускового пульта — при помощи реле *4РП-1*.

При пуске кнопкой *1КП* включается пусковое реле *1РП* (цепь 4), которое самоблокируется через нормально замкнутые контакты реле *2РП-1* и *3РП*. Реле *1РП* включает контактор *КТН* (цепь 5), обеспечивающий пуск топливоподкачивающего электронасоса *ТН*, и реле времени *1РВ* (цепь 6), контролирующее продолжительность прокачки двигателя маслом. В целях повышения надежности реле *1РВ* может быть дублировано. Независимый пуск и остановка насоса *ТН* производится кнопками *3КП* и *4КП* соответственно.

Контакты мгновенного действия реле *1РВ* включают промежуточное реле *5РП* (цепь 7), которое включает в действие маслопрокачивающий электронасос *МН* с помощью контактора *КМН*. Независимый пуск и остановка насоса *МН* производятся кнопками *5КП* и *6КП*. Размыкание нормально замкнутых контактов реле *5РП* включает в цепь реле *1РВ* через добавочное сопротивление *1СДН*. С выдержкой 30—40 сек реле *1РВ* включает промежуточное реле *6РП* (цепь 8). Последнее включает электромагнитный разрешающий клапан *МПВ* пускового воздуха (цепь 9), реле времени *2РВ* с дополнительным сопротивлением *2СДН* (цепь 10), контролирующее продолжительность периода пуска, и сигнальную лампу *2ЛЗ* (цепь 11).

Пусковой воздух, пройдя разрешающий клапан (типа, приведенного на рис. 158), поступает в сервомотор, который, воздействуя на главный маневровый клапан, открывает доступ пускового воздуха к воздухораспределителю и к пусковым клапанам рабочих цилиндров. В рассмотренном варианте последовательных пусковых операций роль электромагнитного разрешающего клапана и роль сервомотора может выполнить один орган — электромагнитное или электропневматическое стоп-устройство.

Первые вспышки топлива в рабочих цилиндрах обычно начинаются при числе оборотов коленчатого вала, равном примерно 10% от номинального, после чего двигатель быстро набирает скорость вращения. Приблизительно при 5% от n_n замыкается контакт *РЦ* центробежного реле; при этом включается сигнальная лампа *3ЛЗ* (цепь 12), которая показывает на пульт управления начало вращения коленчатого вала двигателя и подготавливает цепь для включения реле *7РП*.

С увеличением числа оборотов двигателя давление масла в циркуляционной системе повышается. Когда оно достигнет величины 0,6—0,7 кг/см², замкнутся контакты реле *РДМ* и включится промежуточное реле *7РП* (цепь 13), которое включит промежуточные реле *2РП-1* и *2РП-2* (цепи 14 и 15). Реле *2РП-1* отключает пусковое реле *1РП* и включает контакторы *1КЭР* и *3КЭР* (цепи 18 и 21) электродвигателя *ЭР*, производящего затяжку пружин регу-

лятора, благодаря чему двигатель увеличивает число оборотов. Контактор *ЗКЭР* имеет дополнительное шунтирующее сопротивление *ЗСДН*.

Приблизительно при 75% от n_n замыкается контакт *ЗКРО* реле регулятора и последовательно включаются реле *5РП-1* и *5РП-2* (цепи 16 и 17). Реле *5РП-1* отключает реле *2РП-1* и *2РП-2*, прекращая этим дальнейшее увеличение числа оборотов, а реле *5РП-2* вводит в действие вспомогательные механизмы, обеспечивающие работу двигателя.

При неудавшемся пуске (двигатель не перешел на работу на топливе) спустя 20—25 сек реле *2РВ* замыкает контакт и включает промежуточное реле *3РП* и *8РП* (цепи 22 и 23). Реле *3РП* отключает пусковое реле *1РП* и включает промежуточное реле *9РП* (цепь 24), которое подготавливает цепь для ускоренного повторного пуска. Реле *8РП* включает световую (*1ЛК*) и звуковую (*1ЗВ*) сигнализацию (цепи 25 и 26), оповещающие о несостоявшемся пуске.

Повторный пуск осуществляется кнопкой *1КПП*, деблокирующей реле *3РП* и *8РП* и включающей реле *1РП*; при этом реле *6РП* включается без выдержки времени через замкнутые контакты реле *9РП*, обеспечивая ускоренный повторный пуск. Повышение скорости вращения до номинальной производится при помощи кнопки *1КР*.

Перед нормальной остановкой с двигателями обычно снимается нагрузка. Чтобы остановить двигатель, необходимо нажать кнопку *1КО*, включающую контактор *2КЭР* (цепь 21) электродвигателя регулятора, для уменьшения натяга пружины и снижения этим числа оборотов до 400 об/мин. 10—15 мин двигатель должен проработать на этом режиме с целью снижения температуры поршней и внутренней поверхности рабочих втулок. Затем кнопкой *2КО* включается электромагнит *МДО* с добавочным шунтирующим сопротивлением *4СДН* для дистанционной остановки двигателя и промежуточные реле *10РП-1* и *10РП-2*. Электромагнит прекращает подачу топлива в рабочие цилиндры двигателя и включает промежуточное реле *11РП* (цепь 28) через контакты реле *2КРО* регулятора оборотов, которые будут замкнуты при $n > 400$ об/мин. Реле *11РП* зашунтирует кнопку *2КО* и включит контакторы *2КЭР* и *3КЭР* (цепи 20 и 21). Электромагнит *МДО* и реле *11РП* будут оставаться включенными до полной остановки двигателя, благодаря уменьшению затяжки пружины регулятора и прекращению подачи топлива в цилиндры. Реле *10РП-1* и *10РП-2* отключат вспомогательные механизмы двигателя.

В случае неисправностей в системе дистанционной автоматической остановки двигатель может быть экстренно остановлен кнопкой *3КО*, включающей через дополнительное сопротивление *5СДН* привод заслонки экстренной остановки *ЗЭО* (цепь 32) на всасывающем тракте двигателя.

Спустя 3—4 мин после остановки двигатель должен быть повернут на воздухе (без подачи топлива), что может быть выполнено с помощью кнопки *2КП*, которая включит реле *12РП* (цепь *31*). Реле *12РП* включит через дополнительное сопротивление *4СДН* электромагнит регулятора *МДО*, отсекающий подачу топлива, и электромагнитный разрешающий клапан пускового воздуха *МПВ*, который откроет доступ воздуха в цилиндры двигателя.

Остановка двигателя может быть произведена автоматами защиты по одному или нескольким показателям надежности (безопасности) независимо от систем контроля и управления.

Рассмотренная схема пуска и остановки является полуавтоматической. Она может быть превращена в автоматическую, если пуск и остановка силового агрегата будет следовать в результате воздействия внешних импульсов. Так, автоматический пуск может последовать вследствие потери напряжения в сети, на которую работает агрегат (понижение уровня, давления), и др.

Что касается связи между отдельными элементами автоматизированных систем, то на рис. 163 приведены примеры такой связи с общей системой автоматики для топливо- и маслопрокачивающих электронасосов и для электродвигателя, изменяющего затяжку пружины центробежного регулятора. Для более полного ознакомления ниже приводятся примеры практического решения этой задачи при других видах питания.

На рис. 164 представлена схема питания и управления электродвигателя маслопрокачивающего насоса, представляющая собой часть общей системы автоматического управления дизель-генератором. Электродвигатель *МН* работает от сети постоянного тока напряжением 30 ± 2 в. Источником тока является аккумуляторная батарея *АБ*. Она работает в режиме непрерывной подзарядки от сети *А, В, С* и *О* переменного тока, проходящего через двухполюсный автомат *А₂*, трансформатор напряжения *ТН*, предохранитель *1П*, полупроводниковый выпрямитель *ВП*, диоды *Д* и регулируемое сопротивление *2СР*, с помощью которого обеспечивается необходимая сила тока зарядки. Сила тока измеряется миллиамперметром *МА*.

При автоматическом управлении включен автомат *А₂* системы питания однофазным переменным током цепи (*С—С*), в связи с чем во вторичной сети постоянного (выпрямленного) тока горит контрольная лампа белого света *1ЛБ*. Контроль напряжения во вторичной сети осуществляет реле *1РКН*, включенное через регулируемое сопротивление *1СР*. Переключатель *1ПР* поставлен в положение «работа», а *2ПР* — в нейтральное положение. При помощи кнопки *2К* включено самоблокирующееся реле *2РКН* контроля напряжения на зажимах аккумуляторной батареи *АБ*, что контролируется лампой белого света *2ЛБ*. С помощью регулируемого сопротивления *4СР* реле *2РКН* отключится при желаемом

наименьшем напряжении на зажимах аккумуляторной батареи $АБ$ (26 ± 2 в). В таком состоянии схема способна участвовать в автоматическом пуске дизель-генератора.

Непосредственно перед началом вращения коленчатого вала двигателя, т. е. после поступления пускового импульса в схему автоматики, срабатывает реле $ИКП$ и включает маслопрокачивающий насос $МН$. Он будет действовать до тех пор, пока двигатель не разовьет числа оборотов, равного 50—60% от n_n . При достижении этого числа оборотов включается первый контакт центробежного реле скорости вращения, в результате чего срабатывает промежуточное реле $2РПО$, которое включает реле выдержки времени $РВ$ и реле $Р$. Реле $Р$ включает цепь форсированного подзаряда через сопротивление $3СР$. По истечении заданной выдержки времени сработает реле $РВ$, и цепь форсированного подзаряда окажется разомкнутой.

Если напряжение на зажимах аккумуляторной батареи окажется больше 32 в, ее можно разрядить через сопротивление разряда $СР$ при помощи кнопки $3К$ и реле разрядки аккумуляторов $РРА$. В схему входят также конденсаторы $С_1—С_6$, вольтметр V , двуполосный рубильник $2П$, амперметр ускоренной зарядки $А_m$ и кнопка контроля $1К$.

На рис. 165 представлена схема питания и автоматического управления электродвигателем $ТПН$ топливоподкачивающего насоса. Электродвигатель питается от сети переменного трехфазного тока A, B, C и O через трехполюсный автомат A_3 . Питание автоматов контроля уровня топлива в расходной цистерне обеспечивается постоянным током 25,6 в, который получается в результате выпрямления однофазного переменного тока, прошедшего трансформатор напряжения $ТН$ и предохранители $П$, с помощью полупроводникового выпрямителя $ВП$.

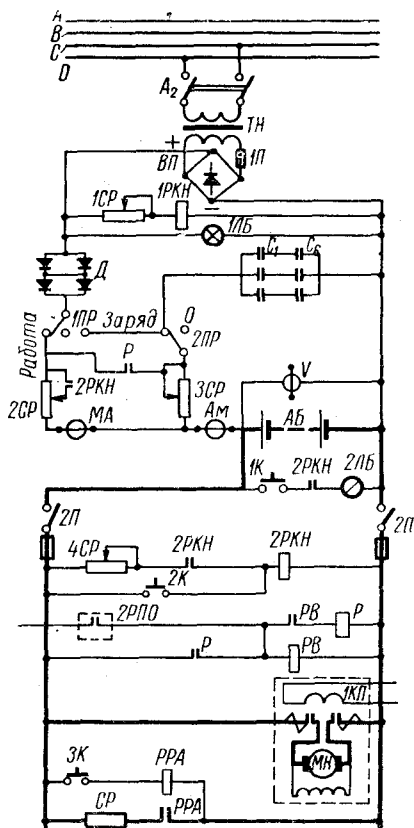


Рис. 164. Схема питания и управления электродвигателя маслопрокачивающего насоса

При заполненном баке контакты поплавковых реле *РУ-1* (контроль верхнего уровня), *РУ-2* (включение топливоподкачивающего насоса) и *РУ-3* (сигнализация об аварийной ситуации) разомкнуты. По мере расходования топлива первыми замыкаются контакты реле *РУ-1*. Они включают промежуточное реле *РП-1*, которое замыкает контакты промежуточного самоблокирующегося реле *РП-2*, подготавливая этим пуск электродвигателя топливоподкачивающего насоса.

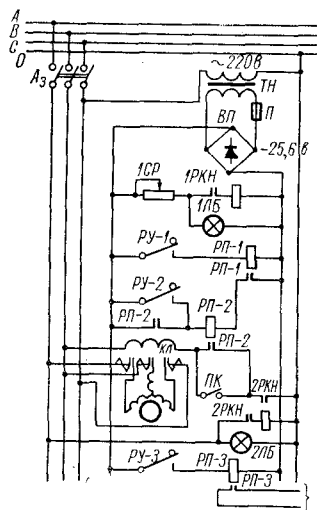


Рис. 165. Схема питания и управления электродвигателем топливоподкачивающего насоса

Когда топливо израсходуется до уровня, контролируемого реле *РУ-2*, его контакты замыкаются и включают промежуточное реле *РП-2*, которое включает пусковой контактор *КЛ* электродвигателя *ТПН*. Цепь контактора *КЛ*, контролируется реле напряжения *2РКН*, лампой белого света *ЛБ* и переключателем *ПК*. Последний шунтирует контакты промежуточного реле *РП-2* и позволяет производить ручное управление подкачкой топлива с помощью насоса *ТПН*. Когда уровень топлива в расходном баке поднимется до уровня, контролируемого реле *РУ-1*, контакты этого реле разомкнутся и разорвут цепь питания электродвигателя.

Если по каким-либо причинам не сработает реле *РУ-2* или *РП-2*, уровень топлива в расходном баке понизится до уровня, контролируемого реле *РУ-3*. Оно замкнет контакты, которые включают промежуточное реле *РП-3*, подающее сигнал на пост управления о назревании аварийной ситуации. В этом случае заполнение расходного бака может быть произведено с помощью переключателя *ПК*. Контроль напряжения в цепи постоянного тока обеспечивается реле *1РКН*, включенным в цепь через регулируемое сопротивление *ИРС*, и лампой белого света *ЛБ*.

В остальной части схема не требует пояснений.

Согласно ГОСТу 10032—62 все выпускаемые отечественной промышленностью дизель-генераторы должны иметь по крайней мере первую степень автоматизации. В табл. 38 приведены краткие сведения о некоторых из числа выпускаемых в СССР автоматизированных дизель-генераторах мощностью до 1000 квт.

Рациональные границы автоматизации СУ с ДВС в большой степени зависят от их характера и назначения. Для судовых и обычных стационарных СУ степень автоматизации уже доведена до такого уровня, когда участие обслуживающего персонала сведено к наличию дежурного оператора в центральном посту

Некоторые технические данные автоматизированных дизель-генераторных установок серийного производства

Марка дизель-генератора	Мощность, квт	Число оборотов, об/мин	Напряжение генератора, в	Марка дизеля	Марка генератора	Степень автоматизации по ГОСТу	Продолжительность работы без обслуживания, ч
ЭЗ-4Р	4	1500	230—400	1Р1-7Р	ЕС-52-4С	2	100
Э-7Р	• 7,2	1500	230	ЗР2-6Р	АПНТ-85	2	100
АДЭС-20-А; АДЭС-20-В	12	1500	230—400	2Ч10,5/13	МСА-72/4	1; 2 и 3	8; 150 и 150
ДГМ-20; ДГМ-24; ДГМ-25-9	20—25	1500	400	4Ч10,5/13	МСА-7,3/4А МС82-4	3	500—200
ДГМА-48	48	1500	230—400	6Ч12/14	ЕС-91-4С	3	200
ДГМА-75-1	75	1500	230—400	6ЧН12/14	ЕС-93-4С	1	—
ДГА-100-2 (У23)	100	1500	230—400	6Ч15/18	МС-117-4	2	—
4ДГА-19/30-1	135	600	400	4Д19/30	СГД-85-5-10А	3	150
ДГА-200 (У28)	200	1500	230—400	12Ч15/18	ГС104-4	2	—
7Д100	1000	750	6300	7Д10	ГСД1708-8	2	—

управления и периодическому обходу силовых установок с целью контроля автоматики и работающих машин. На неавтоматизированной СУ почтово-пассажирского теплохода с двигателями мощностью 25 тыс. э. л. с. количество обслуживающего персонала составляет 47 человек, а на теплоходе «Southampton Castle» (см. гл. IV) при мощности двигателей 34,72 тыс. э. л. с. — 23 человека [57]. Автоматизированный и дистанционный пуск и остановка силовых агрегатов должны применяться, когда это действительно необходимо.

ГЛАВА XV

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДВС

48. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ДВС, РЕВИЗИИ ИХ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ

Долговечность ДВС определяется продолжительностью работы без замены ряда узлов и деталей. Их годность к дальнейшей работе определяется следующими условиями:

а) цилиндро-поршневая группа — отсутствием трещин на крышках и втулках цилиндров, разрушений кавитационного характера и больших износов втулок цилиндров, прогораний и трещин у поршней, частых поломок и больших износов поршневых колец;

б) группа шатунных механизмов — отсутствием преждевременных разрушений поршневых пальцев или больших износов вкладышей подшипников;

в) группа коленчатого вала — отсутствием преждевременных разрушений или больших износов вала и вкладышей подшипников;

г) группа газораспределения — стойкостью поверхностей качения кулаков и роликов, тарелок и седел клапанов, их штоков и направляющих;

д) группа топливной аппаратуры — стойкостью поверхностей качения кулаков и роликов топливных насосов и прецизионных пар насосов высокого давления и форсунок.

Опыт эксплуатации поршневых ДВС показывает, что долговечность их деталей зависит в первую очередь от таких факторов, как степень совершенства конструкции, качество изготовления деталей и их сборки, качество материалов, используемых для изготовления двигателя, и соблюдение присущей этим материалам технологии обработки.

Не менее важными являются и условия эксплуатации ДВС, которые часто обсуждаются в печати как предмет особой заботы как изготовителей, так и эксплуатационных организаций.

Так, износ втулок цилиндров зависит от совокупного влияния следующих факторов: скорости вращения коленчатого вала,

тактности, степени форсирования рабочего процесса по p_e и p_2 , качества металла втулок цилиндров и поршневых колец, от наличия или отсутствия защитных покрытий (азотирование, хромирование, лужение) поверхностей трения, от качества топлива и процентного содержания в нем серы, от качества масла и присадок, используемых для смазки цилиндров, от температуры охлаждающей воды, от температурного режима втулки, поршня и поршневых колец и др.

Удельные износы втулок цилиндров у двухтактных ДВС больше, чем у четырехтактных, а у двухтактных ДВС с контурной продувкой — больше чем у двигателей с осевой продувкой. Интенсивный износ втулок этих машин наблюдается также в районе выпускных и продувочных окон.

Чтобы поддерживать техническое состояние ДВС действующих силовых установок на уровне, определяемом техническими условиями на их поставку и документацией приемо-сдаточных испытаний, они должны подвергаться систематическим ревизиям и ремонтам согласно планам-графикам работы установок, составляемым на каждый год, месяц и рабочий день. В литературе имеются рекомендации о продолжительности работы узлов и деталей ДВС между ревизиями [6; 7; 24; 35; 37; 43; 59] и ремонтами, но непрерывное совершенствование ДВС и изменение условий их эксплуатации приводят к необходимости периодического уточнения продолжительности работы между ревизиями. Ревизии необходимы для:

- а) периодической чистке деталей и узлов ДВС;
- б) систематической оценки износов, по которым устанавливаются сроки замены деталей и постановки двигателя на ремонт;
- в) определения моторесурса двигателя до капитального ремонта;
- г) выявления и своевременного устранения тех ненормальностей в эксплуатации, которые могут приводить к повышенным износам деталей и быстрому выводу двигателя из строя.

Продолжительность работы поршней между ревизиями устанавливается в зависимости от типа двигателя, а именно:

Для многооборотных ДВС	1000—1500 ч
» среднеоборотных ДВС	2000—3000 »
» малооборотных ДВС	2500—3500 »

Однако применением улучшенных масел с присадками приведенные цифры очень часто удваиваются.

При ревизии поршней производят оценку износа колец. Достигшие предельных износов заменяют новыми, а у колец, еще способных работать, острые кромки скругляются радиусом до 3 мм (в зависимости от высоты кольца h_k). У большого числа средних и малооборотных двухтактных ДВС удовлетворительный контроль чистоты поршней и целости, подожности и чистоты колец осуществляется через окна в коллекторах продувочного воздуха,

а у некоторых машин (МАН, «Зульцер») для этой цели на стенках рабочих цилиндров, не занятых окнами выхлопа и продувки, предусмотрены специальные люки, закрываемые большими пробками. Косвенными показателями подвижности поршневых колец могут служить конечные давления сжатия в рабочих цилиндрах двигателя (p_c), которые записываются в виде «гребенок» с помощью индикатора при выключенных топливных насосах. С помощью этих средств контроля продолжительность работы между ревизиями может увеличиваться или уменьшаться в зависимости от состояния контролируемых деталей.

У среднеоборотных двигателей через 2—3 тыс. и у малооборотных — через 6—8 тыс. ч работы при очередной ревизии поршни подвергаются полной разборке для очистки и осмотра их внутренних охлаждаемых полостей. Если поршни охлаждаются маслом, то при неудовлетворительном состоянии внутренних поверхностей (дно головки и район расположения поршневых колец) образуется слой трудноудаляемого лакообразного отложения толщиной 1,5—2,0 мм и более, поверх которого обычно имеется слой сравнительно легко удаляемого коксообразного нагара. Ненормальности в масляном охлаждении поршней могут происходить по многим причинам, из которых наиболее существенными являются:

- а) большой тепловой поток через днище и высокая температура;
- б) недостаточная интенсивность прокачки масла через поршни;
- в) несоответствие марки масла, используемого для охлаждения поршней;
- г) преждевременные остановки масляных циркуляционных насосов системы охлаждения поршней и др.

При удовлетворительном состоянии охлаждения поршней маслом и обычной продолжительности их работы между полными ревизиями количество легко удаляемого нагара составляет 50—100 г на каждую головку поршня при диаметрах рабочих цилиндров 600—750 мм. Удаление слоя нагара с внутренних поверхностей головок поршней оказывает влияние на протекание рабочих процессов в цилиндрах двигателей.

Для очистки поршней от нагара рекомендуется применять химико-механический способ очистки: двухчасовую обработку в ванне с горячей (90—100° С) водой с добавлением 1,0% жидкого стекла (технический силикат натрия Na_2SiO_3), 1,0% кальцинированной соды, 1,0% мыла и 0,1% хромпика, а затем одночасовую обработку в холодной ванне такого же состава. После этого поршни очищают жесткими волосяными щетками. Если нагар удален не полностью, поршни подвергают вторичной химической обработке. После очистки поршни промываются в горячей воде и смазываются маслом или дизельным топливом. Одной порцией раствора обрабатывается поочередно два поршня или две партии поршней.

Охлаждение поршней водой с соответствующими присадками обеспечивает стабильность протекания рабочих процессов во времени. В качестве антикоррозионных присадок в СССР и за рубежом используются хромпик в количестве не менее 130 г и сода в количестве не менее 80 г на 100 л воды; за рубежом применяется также специальное масло «Дромус», пленка которого защищает металл от окисления, не ухудшая теплообмена.

49. РАБОТОСПОСОБНОСТЬ НЕКОТОРЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДВИГАТЕЛЕЙ И ИХ ИЗНОСЫ

Поршневые кольца. Поршневые уплотнительные кольца являются деталями, в значительной степени влияющими на работоспособность и долговечность двигателей. Если кольца изнашиваются, двигатель выходит из строя.

Обладая слишком большой твердостью или стойкостью против истирания, они могут наносить непоправимый ущерб втулкам рабочих цилиндров. Следовательно, поршневые кольца должны обладать достаточной собственной износоустойчивостью, не вызывая больших износов втулок рабочих цилиндров.

Работоспособность поршневых колец, изготовленных из металла одной плавки, даже в том случае, когда они работают в одном рабочем цилиндре, является различной и зависит от условий работы. Наиболее тяжелые условия работы — у первого сверху поршневого кольца, которое имеет наибольшую температуру и находится под действием не только собственных сил упругости, но также и под действием давления газов, прорывающихся в кольцевую канавку с тыльной стороны кольца в момент вспышки, как это показано на рис. 166. Принятые на рисунке обозначения: p_z — давление вспышки; p'_z — давление в зазоре; p''_z — давление с тыльной стороны кольца; b_k — ширина кольца; h_k — высота кольца; f — величина зазора. Большое удельное давление первого кольца на стенку цилиндра при положении поршня в верхней мертвой точке приводит к выдавливанию смазки, т. е. к сухому трению и, как следствие, к большому износу втулки цилиндра в верхней ее части. Отрицательный эффект действия рабочих газов может быть снижен, если придать наружной поверхности кольца на высоте $(0,5 \div 0,6) h_k$ форму конуса. Этот способ уменьшения удельных давлений применялся на авиационных

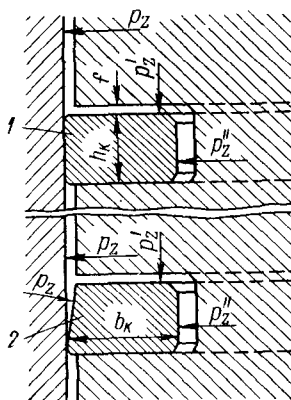


Рис. 166. Схема давления газов на первое поршневое кольцо:

1 — обычное кольцо; 2 — разгруженное кольцо

двигателях. Меньший эффект дает трапецеидальная форма кольца, которая позволяет сохранять его подвижность при более высокой температуре.

Работоспособность поршневых колец современных ДВС колеблется в очень широких пределах: от 2—4 тыс. ч у много- и среднеоборотных до 7—8 тыс. ч у малооборотных ДВС. Она косвенно определяется по изменению торцевых зазоров в стыках; измерение стыкового зазора производится у холодного кольца, введенного в специальный кольцевой калибр.

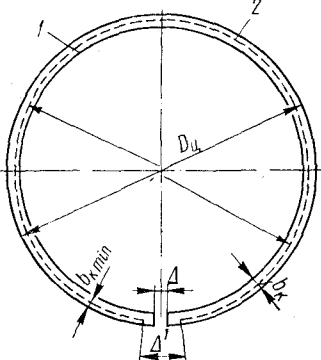


Рис. 167. Схема износа поршневого кольца постоянной ширины:

1 — внутренняя кромка нового кольца; 2 — внутренняя кромка изношенного кольца

Для холодного кольца этот зазор ($\Delta = \psi D_{ц}$) определяется из условия, что в горячем состоянии расширившееся кольцо будет иметь гарантированный зазор в стыке в пределах 0,2—0,5 мм, т. е. не будет доведено до состояния «распора». Относительный зазор для колец в холодном состоянии неодинаков и изменяется приблизительно пропорционально диаметру рабочего цилиндра:

$D_{ц}$, мм	300—500	600	700	800	900
ψ	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009

допустимого износа δ по ширине b_k находятся в пределах

$$\delta = \xi b_k = (0,12 \div 0,18) b_k, \quad (175)$$

Износ по диаметру кольца будет 2δ . Увеличение торцевого зазора в замке равно $l' = \pi 2\delta$. Предельно допустимый торцевой зазор в замке будет $\Delta' = \Delta + l' = \Delta + 2\pi\delta = \psi D_{ц} + 2\pi\delta$ и, следовательно, $\delta = \frac{\Delta' - \Delta}{2\pi}$.

В действительности поршневые кольца изнашиваются не равномерно по всему периметру, а так, как это представлено на рис. 167. Наибольшей величины износы достигают у свободных концов, что является вредным для канавок, так как поршневые кольца своими концами разбивают опорные плоскости канавок настолько, что при установке новых колец их приходится протачивать заново. В табл. 39 приведены данные о первоначальных и предельно допустимых зазорах в пазах и в стыках, которые рекомендуются заводами-изготовителями для некоторых современных ДВС.

Предельно допустимые осевые зазоры между плоскостями колец и канавок можно рекомендовать для всех верхних колец равными $f' = (2 \div 3) f$ и для нижних — $f' = (3 \div 4) f$.

Зазоры и износы поршневых колец некоторых ДВС

Тип двигателя	D_c , мм	h_k , мм	b_k , мм	Осевые зазоры в пазах				Монтажные зазоры в стыках замков	Пределно допустимые			
				Абсолютные		Относительные			Абсолютные Δ , мм	Относительные $\psi = \frac{\Delta}{D_c}$	износы по ширине замков Δ , мм	кольца δ , мм
				Монтажные f , мм	Пределно допустимые f' , мм	Монтажные $\varphi = \frac{f}{h_k}$	Пределно допустимые $\varphi' = \frac{f'}{h_k}$					
«Зульцер»	900	18	25	0,35	0,80	0,020	0,046	8	0,009	33	4,0	
	760	18	25	0,28	0,80	0,015	0,046	7	0,009	36	4,2	
ФИАТ	750	14	22	0,20	0,40	0,014	0,029	5,5	0,0075	22	2,7	
	740	14	—	0,19	0,24	—	—	4,5	0,006	—	—	
«Бурмейстер и Вайн» и БМЗ	720	17	22	0,28	0,80	0,017	0,048	6,0	0,0083	31	4,0	
	560	14	16,5	0,21	0,27	0,014	0,020	4,0	0,007	17	2,15	
«Зульцер»	500	10	17	0,19	—	0,020	—	5,0	0,006	16	2,2	
	—	15	17	0,14	—	0,009	—	5,0	0,010	—	—	
«Бурмейстер и Вайн» и БМЗ	—	7,5	10	0,27	0,55	0,025	—	0,4	0,002	5	—	
	207	7,5	10	0,20	0,45	0,013	—	0,4	0,002	5	—	

Примечание. В числителе стоят данные для верхних колец, в знаменателе — для нижних.

Втулки рабочих цилиндров. Продолжительность работы втулок рабочих цилиндров определяется периодами ревизии рабочих поршней. Извлечение втулок из цилиндров для полной ревизии, внутренний осмотр и очистка водяных полостей крышек рабочих цилиндров при охлаждении двигателей очищенной пресной водой определяется периодами в 14—16 тыс. *ч* для малооборотных и в 4—6 тыс. *ч* — для много- и среднеоборотных ДВС.

Для сравнительных оценок среднее значение удельных износов втулок за 1000 *ч* работы принимают равным 0,05 мм. Фактический удельный износ может быть больше или меньше среднего и зависит от условий работы. Например, при использовании тяжелого высокосернистого (до 3,5%) топлива и минерального масла без присадок удельные износы увеличиваются в два, три и более раза, а их уменьшение до обычных норм может быть достигнуто применением масла с высокощелочными присадками (табл. 41).

Таблица 40

Значения коэффициентов K и K_1

Характеристика двигателя		K	K_1
Тип двигателя	Тип продувки		
Четырехтактные	—	—	0,094
Двухтактные	Прямоточно-клапанная	0,100	0,072
	Поперечно-щелевая	0,095	0,070
	Петлевая	0,080	0,050

Предельно допустимые износы втулок могут быть выражены или в % от диаметра рабочих цилиндров — $(0,005 \div 0,01) D_{ц}$, или их можно определить по следующим формулам [24]: для крейцкопфных ДВС $\Delta = K \frac{D_{ц}}{\sqrt{n}}$, для тронковых ДВС $\Delta = K_1 \frac{S}{\sqrt{n}}$. Здесь S — ход поршня в мм; n — скорость вращения в об/мин; K и K_1 — коэффициенты, определяемые по табл. 40.

Коленчатые валы и кривошипно-шатунные механизмы. Коленчатый вал является самой ответственной и самой дорогой частью двигателя внутреннего сгорания. Его надежность и долговечность обуславливается отсутствием тенденций к появлению трещин и износоустойчивостью коренных и мотылевых шеек, а также работоспособностью и надежностью вкладышей подшипников. Если запасы прочности коленчатого вала соответствуют назначению двигателя и если он защищен от вредного влияния крутильных колебаний, то долговечность и надежность зависят от состояния укладки его на коренные подшипники, т. е. от взаимного расположения его опор.

Таблица 41

Продолжительность работы между ревизиями, удельные действительные и предельно допустимые износы и работоспособность втулок рабочих цилиндров, монтажные и предельно допустимые «раскелы» для некоторых ДВС

Тип	Двигатели	Марка	Рекомендуемая продолжительность работы втулок цилиндров между обмерами и чистками, ч			Фактические износы			Допустимый износ втулок		Общая продолжительность работы до замены, тыс. ч		Нормы «раскелов», мм	
			Продолжительность работы, ч	Абсолютные износы, мм	Удельные износы за 1000 ч работы, мм	в % от D _ц	в мм	при удельном износе 0,05 мм	расчетная (по фактическим износам)	Согласно графика 1 на рис. 169	Монтажные	Предельно допустимые	Согласно графика 3 на рис. 169	Норма завода
МАН			2500—3000	0,55	0,05	0,62	3,5	До 70	До 75	0,088	0,08—0,05	0,20	0,17—0,18	
			3 650	0,19—0,25	0,05—0,07									
«Зульцер»			2500—3000	0,28 0,76	0,07 0,10	0,54	4,0	До 80	Более 55	0,10	0,03—0,07	0,30	—	
			3000—3500	0,65 1,65	0,10 0,126	0,71	4,0	До 80	Более 40	0,085	0,03	0,25	0,20	
			3000—3500	—	—	0,69	5,0	До 100	До 55	0,108	0,05	0,315	0,25	
			3000—3500	—	—	0,72	5,5	До 100	До 55	0,13	0,15	0,39	0,32	
«Бурмейстер и Вайн» и БМЗ			2000—2500	0,6	0,11	0,7	4,0	До 80	Более 35	0,092	—	0,27	—	
			2000—2500	0,3 0,21—0,28	0,08 0,03—0,04	0,9—1,3	7,0—10	До 150	До 250	0,135	0,06	0,40	0,35	
ФИАТ			3000—3500	—	—	0,8	6,0	До 100	Более 40	0,113	0,15	0,33	0,37	
			3000—3500	—	—	1,0	7,5	До 100	До 120	0,135	0,09	0,40	0,40	

При идеальной укладке оси всех рамовых шеек коленчатого вала должны совпадать с теоретической осью вращения. В действительности это недостижимо, и в первую очередь, по причине неточностей, допускаемых при обработке шеек валов; с течением времени состояние укладки все более отклоняется от монтажных норм. Для контроля состояния укладки коленчатых валов международной практикой выработаны достаточно надежные критерии, и главнейшим из них является контроль соосности шеек рамовых подшипников по «раскепам» щек мотылей [37] при одновременной проверке абсолютных просадок шеек вала по специальной скобе (рис. 168).

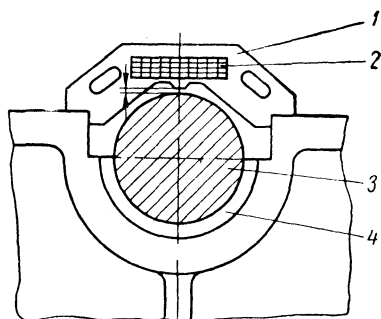


Рис. 168. Скоба для измерения просадок коленчатого вала в подшипниках:

1 — скоба; 2 — таблица просадок по рамовым подшипникам; 3 — шейка коленчатого вала; 4 — нижний вкладыш

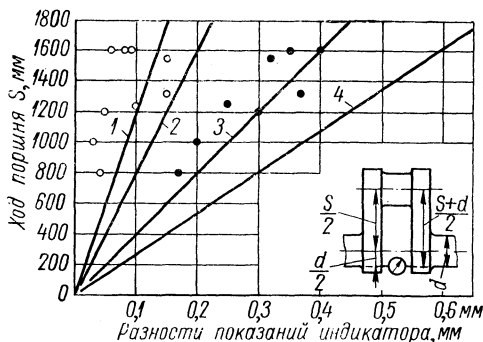


Рис. 169. Графики норм для разностей $K_0 - K_n$ и $K_n - K_l$:

1 — хорошая укладка коленчатого вала; 2 — вполне удовлетворительная укладка; 3 — рекомендуется откорректировать укладку вала; 4 — корректировка укладки вала обязательна

Метод проверки по «раскепам» заключается в следующем. В каждом колене, в местах, показанных на рис. 169, устанавливаются стрелочные линейные индикаторы. Коленчатый вал вращают при помощи валоповоротной машины только в одну сторону, останавливая его для записи показаний индикаторов через каждые 90° при положениях; верх (K_0); право (K_n); низ (K_n) и лево (K_l). Разности показаний индикаторов $K_0 - K_n$ и $K_n - K_l$ и называют «раскепами» щек мотылей.

В табл. 41 приведены рекомендуемые некоторыми заводами нормы монтажных и предельно допустимых «раскепов», а на графиках 1 и 3 рис. 169 нанесены светлыми и черными точками их значения из табл. 41.

Долговечность вкладышей подшипников и шеек зависит от условий смазки и от правильного назначения рабочих масляных зазоров. Современная практика рекомендует средние относительные масляные зазоры в подшипниках ДВС $\psi = 0,0006$ в качестве монтажных и $\psi' = 0,001$ в качестве предельно допусти-

мых. Дальнейшее уменьшение зазоров вызывает появление стуков в подшипниках кривошипно-шатунных механизмов.

Рекомендуемая продолжительность работы двигателей между ревизиями масляных зазоров колеблется в довольно широких пределах, а именно: для много- и среднеоборотных — от 3—4 до 7—8 тыс. ч, для малооборотных — от 10—12 до 20—25 тыс. ч.

Для осевых зазоров в упорных подшипниках коленчатых валов ДВС рекомендуются следующие пределы:

а) для высокооборотных ДВС — монтажный зазор 0,10—0,15 мм и предельный — 0,20—0,30 мм;

б) для среднеоборотных ДВС — монтажный зазор 0,2—0,3 мм и предельный — 0,4—0,5 мм;

в) для малооборотных ДВС — монтажный зазор 0,4—0,5 мм и предельный — 0,8—1,0 мм.

Суммарные зазоры между ползунами и параллелями в холодном состоянии принимаются: монтажные — 0,2—0,3 мм, максимально допустимые — до 0,5 мм.

Форсунки и топливные насосы высокого давления. Продолжительность непрерывного действия форсунок между ревизиями колеблется в очень широких пределах — от 100 до 1500 ч — и зависит от типа двигателя и от топлива, на котором он работает. Состояние форсунок проверяется путем систематического индцирования рабочих цилиндров. Для малооборотных ДВС индцирование рекомендуется производить через 100—150 ч непрерывного действия двигателя.

При затрудненном индцировании косвенную информацию о работе форсунок дают гребенки давлений p_c и p_z . Для высокооборотных ДВС косвенным показателем работы форсунок является удельный расход топлива, чистота отработавших газов и их температура.

Дизельные заводы рекомендуют продолжительность непрерывного действия форсунок для много- и среднеоборотных ДВС принимать равной 250—400 ч, а для малооборотных — 600—1000 ч.

Уязвимыми элементами дизельных форсунок являются: прецизионные пары (игла—корпус распылителя) — вследствие заедания (заедания) игл или пропусков топлива через зазор между иглой и корпусом распылителя; нарушение плотности запираания в конусе или на плоскости посадки иглы; разработка отверстий распылителей; поломка или ослабление запирающих иглы пружин. Особо разрушительное действие на прецизионные пары (игла—штулка) дизельных форсунок оказывает высокосернистое топливо (1,0% и более).

Кафедрой ДВС ЛПИ им. М. И. Калинина совместно с одним из дизельных заводов разработана новая система топливоподачи для всех типов дизелей, в основу которой положено гидравлическое запираение форсуночных игл вместо пружинного. При этом конструкция форсунки не претерпевает никаких принципиаль-

ных изменений, кроме удаления пружины с нажимным штифтом и герметизированного подвода запирающей жидкости в полость над иглой. Запирающей жидкостью является смесь малосернистого топлива и масла; ее удельный расход составляет около 1,0 кг на 1000 э. л. с. в сутки. Схема системы представлена на рис. 170; она получила широкое распространение на судовых дизелях, использующих высокосернистое топливо.

У топливных насосов высокого давления уязвимыми узлами и деталями являются прецизионные пары плунжер—втулка и отсечной клапан—втулка (зависание), а также всасывающий, нагнетательный и отсечной клапаны (неплотность). Ревизии топливных насосов производятся через 1500—5000 ч работы.

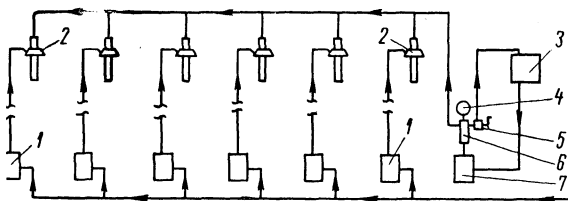


Рис. 170. Система гидравлического запираения игл форсунки:

1 — топливные насосы высокого давления; 2 — форсунки, из которых удалены пружины, запирающие иглы; 3 — бак со смесью малосернистого топлива и масла; 4 — манометр, контролирующий давление начала впрыска; 5 — механизм регулирования давления впрыска; 6 — аккумулятор; 7 — насос высокого давления в системе гидравлического запираения

Выпускные клапаны двухтактных дизелей с прямоточно-клапанной продувкой. Ревизия (переборка и притирка) выпускных клапанов производится через 2—3 тыс. ч работы. Монтажный относительный (отнесенный к диаметру штока) зазор между штоком клапана и направляющей втулкой составляет обычно у многооборотных ДВС $\psi = 0,006$, у малооборотных — $\psi = 0,004 \div 0,005$. Предельно допустимые относительные зазоры ψ' можно принимать в 2,0—2,5 раза больше монтажных.

Пусковые клапаны. Ревизия воздушных пусковых клапанов производится через 2—3 тыс. ч работы. Контроль их плотности осуществляется во время действия двигателей. Если плотность недостаточная, клапан пропускает горячий газ при каждой вспышке в рабочем цилиндре, в результате чего его корпус и воздушная труба будут иметь высокую температуру. Такой клапан подлежит замене, так как продолжительная его работа в таких условиях приводит к выгоранию уплотнительного пояса.

Болтовые соединения и силовые (анкерные) связи. При каждой остановке двигателя (после длительного периода непрерывной работы) необходимо проверить состояние затяжки всех болтовых соединений и в первую очередь у кривошипно-шатунных механизмов.

В последнее время все большее применение находит гидравлическая затяжка силовых связей и болтовых соединений при помощи гидродомкратов [20; 22]. Эскиз гидродомкрата, применяемого у двигателей «Зульцер», представлен на рис. 171. Например, у двигателей «Сторк 75/160» крышки рабочих цилиндров крепятся восемью шпильками и обжимаются с помощью гидродомкратов в следующем порядке:

1) одновременно обжимаются четыре шпильки (через одну) при давлении масла в домкратах 75 кг/см^2 ;

2) одновременно обжимаются остальные четыре шпильки гидравлическим давлением 110 кг/см^2 ;

3) первые четыре шпильки дожимаются давлением в гидродомкратах 100 кг/см^2 .

Особо тщательному освидетельствованию должны подвергаться болты мотылевых и головных подшипников четырехтактных двигателей, разрыв которых во время работы ДВС причиняет большие разрушения. При задирах поршней, приводящих к остановке двигателей, болты мотылевого и головного подшипников должны быть тщательно осмотрены и при наличии заметного удлинения заменены новыми.

Ревизии топливных и масляных систем. Сточные и отстойные цистерны нефтепродуктов рекомендуется подвергать ревизиям и чисткам через 6—8 тыс. ч работы. Через 12—16 тыс. ч рекомендуется подвергать чистке подогреватели и охладители нефтепродуктов. Для очистки их поверхностей со стороны нефтепродуктов следует использовать растворители — легкие фракции каменноугольных смол, трихлорэтилен и др., а для удаления накипи — водные растворы: 10%-ный соляной или 5%-ный уксусной кислот. Необходимо проверять исправность (если они отсутствуют — устанавливать) защитных устройств против взрывов паров нефтепродуктов на картерах ДВС и на концах воздушных труб (см. рис. 87). Число защитных сеток должно быть не меньше шести, а именно: первые две (со стороны цистерн) — из проволоки 0,5 мм с числом ячеек 64 на 1 см^2 ; две средних — из проволоки 0,35 мм с числом ячеек 144 на 1 см^2 ; две наружных — из проволоки 0,25 мм с числом ячеек 256 на 1 см^2 . Живое сечение этой защиты равно 36% от располагаемой поверхности.

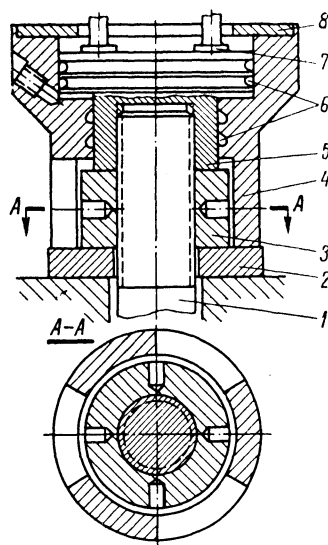


Рис. 171. Эскиз гидродомкрата:

- 1 — силовая связь двигателя;
- 2 — штатная шайба; 3 — штатная гайка; 4 — корпус гидродомкрата; 5 — поршень-гайка гидродомкрата; 6 — уплотнительные кольца или манжеты; 7 — рым-болты для монтажа и подъема; 8 — открытая кольцевая крышка

ЛИТЕРАТУРА

1. Баев С. С. Судовые компактные теплообменные аппараты. Л., изд-во «Судостроение», 1965.
2. Баркан Д. Д. Расчет и проектирование фундаментов под машины с динамической нагрузкой. М.—Л., Госстройиздат, 1938.
3. Белан Ф. И. Водоподготовка. М.—Л., Госэнергоиздат, 1963.
4. Берман А. Д. Градирни. М.—Л., Госэнергоиздат, 1941.
5. Ваншейдт В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Л., Судпромгиз, 1957.
6. Вешкельский С. А. и Светличный М. М. Монтаж, эксплуатация и ремонт ДВС. Л., изд-во «Машиностроение», 1966.
7. Виноградов В. И. Некоторые особенности технического обслуживания форсунок дизелей «Бурмейстер и Вайн». — Техническая эксплуатация морского флота. Информационный сборник № 52 (173). М., ЦНИИМФ. ЦБНТИ ММФ, 1967, с. 64—74.
8. Гармашев Д. Л. и др. Современные методы монтажа судовых валопроводов. Л., Судпромгиз, 1955.
9. Герсеванов Н. М. и Польшин Д. Е. Теоретические основы грунтов и их практическое использование. М., Стройиздат, 1948.
10. Голобурдин Б. А. и Иванов В. И. Центробежный саморазгружающийся сепаратор СПС-3 для нефтепродуктов. — Бюллетень технико-экономической информации морского флота № 6. Л., изд-во «Морской транспорт», 1963, с. 40—46.
11. Городецкий В. И. и др. Новые решения в проектах компрессорных станций с газомоторными компрессорами 10ГК-1. — Компрессоры и газовые двигатели. Тематический научно-технический сборник. М., ГосИНТИ, 1961 (Серия — добыча, транспорт, и хранение газа).
12. Городецкий В. И. и др. Опыт ввода в действие Кромской компрессорной станции с испарительным охлаждением газомоторных компрессоров 10ГК-1-3. — Новости нефтяной и газовой техники. Тематический научно-технический сборник. М., ГосИНТИ, 1963 (Серия — газовое дело).
13. Голотин И. М. Водоподготовка в котельных установках малой мощности. М., Госизместпром, 1954.
14. Гуревич С. М. Водоподготовка. М.—Л., Госэнергоиздат, 1963.
15. Дизели. Справочник. Под ред. В. А. Ваншейдта. Л., изд-во «Машиностроение», 1964.
16. Дизели и газовые двигатели. Каталог-справочник. Под ред. А. А. Фадына. М.—Л., Машгиз, 1961.
17. Евреинов И. В. и др. Техничко-экономическая целесообразность использования различных сортов топлива и цилиндровых масел в судовых малооборотных двигателях внутреннего сгорания. — Техническая эксплуатация морского флота. Информационный сборник № 52 (173). М., ЦНИИМФ. ЦБНТИ ММФ, 1967, с. 3—33.
18. Евреинов И. В. О выборе цилиндровых масел для судовых малооборотных дизелей. — Техническая эксплуатация морского флота. Информационный сборник № 52 (173). М., ЦНИИМФ. ЦБНТИ ММФ, 1967, с. 34—64.

19. Загайкевич Д. Н. Теория корабля. Л., Судпромгиз, 1953.
20. Зильберштейн А. Б. и Кончаев В. И. Главные двигатели морских теплоходов. М., изд-во «Морской транспорт», 1963.
21. Кисельников В. Б. Системы дистанционного управления дизелями. — Транспортное машиностроение. Научно-технический сборник № 3. М., изд-во ЦИНТИмаша, 1960, с. 13—21.
22. Кончаев В. И. и Шелученко В. М. Ремонт судовых дизелей. М., изд-во «Транспорт», 1965.
23. Кузнецов Б. В. Очистка тяжелого топлива судовых дизелей. М., изд-во «Водный транспорт», 1938.
24. Кузнецов Б. В. Дальнейшее совершенствование изучения и нормирования износов деталей судовых ДВС. — Материалы второго междуведомственного совещания по изучению и нормированию износов судовых двигателей внутреннего сгорания. М., изд-во «Пищевая промышленность», 1964, с. 6—11 и 350—358.
25. Кулиев А. М. Присадки к смазочным маслам. М.—Л., изд-во «Химия», 1964.
26. Левин М. И. Автоматизация дизель-генераторных установок. Типовая технология и унифицированные средства. М.—Л., Машгиз, 1963.
27. Левин М. И. и Морозов Н. Ф. Автоматическая сигнализация в отечественных дизельных установках. М.—Л., Машгиз, 1953.
28. Ливенцев Ф. Л. Высокотемпературное охлаждение поршневых двигателей внутреннего сгорания. Л., изд-во «Машиностроение», 1964.
29. Лойцянский Л. Г. и Лурье А. И. Курс теоретической механики. Т. 2. Динамика. М., Гостехиздат, 1955.
30. Мельников Г. В. Внешняя характеристика двигателя внутреннего сгорания и ее аналитическое выражение. М.—Л., Машгиз, 1963, с. 95—101. (Труды ЛПИ № 228).
31. Морозов Г. А. Применение сернистых топлив в дизелях. М.—Л., Машгиз, 1961.
32. Найденко О. К. и Петров П. П. Амортизация судовых двигателей и механизмов. Л., Судпромгиз, 1962.
33. Нейман И. Ш. Динамика авиационных двигателей. Ч. 1. М.—Л., Оборонгиз, 1940.
34. Нефтепродукты. Технические требования. М., Изд-во стандартов, 1967.
35. Непогодьева А. В. Влияние топлив, масел и присадок на надежность работы и износ деталей двигателя 40Д. — Материалы второго междуведомственного совещания по изучению и нормированию износов судовых двигателей внутреннего сгорания. М., изд-во «Пищевая промышленность», 1964, с. 209—213.
36. Насосы. Каталог-справочник. М., Машгиз, 1959.
37. Паундер С. С. Судовые дизели. Пер. с англ. Л., изд-во «Судоостроение», 1964.
38. Правила классификации и постройки морских судов. Ч. 3 — Электрооборудование. Л., изд-во «Морской транспорт», 1960; Ч. 8 — Системы и трубопроводы. Л., изд-во «Транспорт», 1967; Ч. 9 — Механические установки. Л., изд-во «Транспорт», 1967.
39. Раков А. А. и Виноградов Ю. А. Компрессоры. Краткое справочное пособие. М., изд-во «Машиностроение», 1965.
40. Россиевский Т. И. Электрические станции с двигателями внутреннего сгорания. М.—Л., Госэнергоиздат, 1956.
41. Сборник статей по автоматизации судовых силовых установок. — «Судоостроение», 1964, № 9.
42. Скобцов Е. А. и др. Методы снижения вибраций и шума дизелей. М.—Л., Машгиз, 1962.
43. Соколов Н. П. Влияние состава смазочных масел на износ трущихся деталей двигателя. — Материалы второго междуведомственного совещания по изучению и нормированию износов судовых двигателей внутреннего сгорания. М., изд-во «Пищевая промышленность», 1964, с. 128—133.

44. С о м о в В. А. Смазка судовых дизелей. Л., изд-во «Судостроение», 1965.
45. Справочник по применению и нормированию смазочных материалов. М., Гостоптехиздат, 1960.
46. С т а н д и ф о р д Ф. К. и др. Испарение морской воды в длинно-трубных испарителях. — Опреснение соленых вод. Материалы 137-й национальной конференции Американского химического общества. Пер. с англ. М., Изд-во иностр. лит., 1963.
47. С у р в и л л о В. Л. Расчет корабельных трубопроводов. М., ОНТИ, 1936.
48. Терских В. П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок. Справочное пособие. Т. 1. М.—Л., Машгиз, 1953; Т. 2. М.—Л., Машгиз, 1954; Т. 3. Л., Судпромгиз, 1954.
49. Т и м о ш е н к о С. П. Колебания в инженерном деле. М., Физматгиз, 1959.
50. Ц ы г а н к о в А. С. Расчеты судовых теплообменных аппаратов. Справочное пособие. Л., Судпромгиз, 1956.
51. Ш а п р о в М. Ф. Водоподготовка для стационарных и паровозных котлов. М., Углетехиздат, 1959.
52. Adjustable chocks for marine engines. Foreign abstracts. — «Gas and oil power». London. October, 1960, N 669, p. 227.
53. Heavy fuel treated solely by filters on British ship. — «The Motor Ship». London. April, 1966, N 549, p. 20.
54. High temperature cooling for large engines. — «Gas and oil power». London. February, 1959, N 648, p. 47—48.
55. Hollands highest — powered diesel engine trials.—«The Motor Ship». London. December, 1961, N 497, p. 384—385.
56. Machinery selection in 1965 (1966). — «The Motor Ship». London. anuary, 1966 (1967) N 546 (558), p. 426 (426).
57. M u n t o n R. and M c N a u g h t J. Automation of the high — powered diesel machinery in the «Southampton Castle».—«The Motor Ship». London. December, 1965. Spesial survey — Automation and Remote control, p. 18—25.
58. N i c o l a s - C a y z e r W. 22 $\frac{1}{2}$ knot cargo liners — the advantages offered to shippers. — «The Motor Ship». London. Juny, 1965, N 539, p. 105—114.
59. Piston assemblles for compression ignition engine. Piston rings materials. Annual technical review. — «Gas and oil power». London. 1960, p. 297—300.
60. Total anergy for the Army. — «Gas and oil power». London. July — August, 1965, N 724, p. 133—139.
61. World largest controlleble — pitch propellers on two Grängesber ore carriers. — «The Motor Ship». London. August, 1966, N 553, p. 212—213.
62. V a c c a A. P. Extended periods of overhaul of diesel machinery. — «The Motor Ship». London. January, 1964, N 525, p. 450—452.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Глава I. Двигатели судовых силовых установок	6
1. Требования, предъявляемые к судовым ДВС	—
2. Скорость хода судна и мощность его главного двигателя	15
Глава II. Двигатели стационарных и передвижных силовых установок	21
3. Требования, предъявляемые к двигателям стационарных и передвижных СУ	—
4. Графики загрузки стационарных СУ и выбор числа силовых агрегатов	25
Глава III. Основное и вспомогательное оборудование силовых установок с ДВС	27
5. Главные силовые агрегаты и вспомогательные механизмы и устройства СУ	—
6. Способы размещения главных силовых агрегатов и вспомогательных механизмов	28
Глава IV. Образцы силовых установок с ДВС	33
7. Дизельная судовая СУ	—
8. Дизельная стационарная СУ	39
9. Передвижная СУ	46
Глава V. Фундаменты под ДВС и их расчет	48
10. Внешние неуравновешенные силы инерции и моменты этих сил у ДВС	—
11. Фундаменты и способы их установки	58
12. Свободные колебания систем, устанавливаемых на упругих элементах	63
13. Вынужденные колебания систем, устанавливаемых на упругих элементах	78
14. Краткие сведения о характере и физических свойствах грунтов	84
15. Определение размеров бетонных фундаментов под ДВС	91
16. Анализ колебаний систем, устанавливаемых на грунты	94
Глава VI. Монтаж ДВС на фундаментах	104
17. Проверка фундаментов под ДВС	—
18. Способы выверки ДВС на фундаментах	106
19. Взаимная центровка двигателей и приводных механизмов	117

Глава VII. Топливные системы установок с ДВС	123
20. Общие сведения	—
21. Очистка топлива	130
22. Схемы топливных систем ДВС	133
23. Устройства и механизмы, входящие в состав топливных систем	141
24. Расчеты потребления теплоты топливными системами ДВС	156
Глава VIII. Смазка ДВС	162
25. Общие положения	—
26. Системы смазки ДВС	177
27. Регенерация масел	184
Глава IX. Воздушно-пусковые системы ДВС	185
28. Требования, предъявляемые к воздушно-пусковым системам	—
29. Давление и удельные расходы пускового воздуха	190
30. Типовые схемы, специальные устройства и элементы автоматизации воздушно-пусковых систем	195
Глава X. Системы охлаждения ДВС	200
31. Тепловыделения в охлаждающую среду	—
32. Качество охлаждающей воды, ее обработка и режимы охлаждения ДВС	203
33. Типовые схемы систем охлаждения	212
34. Системы высокотемпературного охлаждения и их расчет	220
35. Механизмы и устройства, входящие в состав систем охлаждения, и определение их параметров	230
36. Трубы, арматура, приборы контроля и автоматические регуляторы в системах охлаждения	239
Глава XI. Газовоздушные тракты ДВС	241
37. Воздушные тракты	—
38. Газовыпускные тракты	245
Глава XII. Системы утилизации теплоты охлаждающей воды и отработавших газов в ДВС	250
39. Способы использования теплоты охлаждающей воды и отработавших газов	—
40. Системы комплексной утилизации теплоты и способы использования вырабатываемого ими пара	255
41. Механизмы и устройства систем утилизации теплоты	267
Глава XIII. Электрооборудование силовых установок с ДВС	274
42. Системы электропитания	—
43. Подбор электрооборудования	276
Глава XIV. Автоматический контроль и управление в силовых установках с ДВС	282
44. Причины, побуждающие к автоматизации	—
45. Частичная и комплексная автоматизация	284
46. Элементы систем автоматического контроля и управления	285
47. Схемы систем автоматизации	292
Глава XV. Некоторые особенности эксплуатации ДВС	304
48. Долговечность ДВС, ревизии их узлов и деталей	—
49. Работоспособность некоторых элементов двигателей и их износы	307
Литература	316

