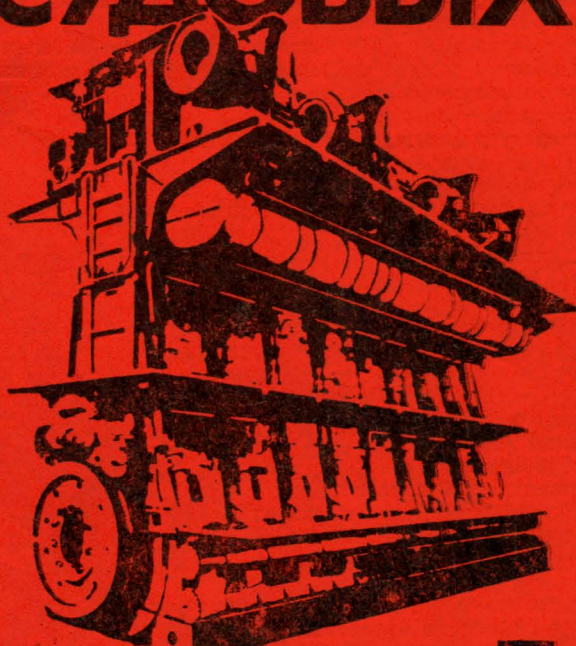


В.А. ШИШКИН

**АНАЛИЗ
НЕИСПРАВНОСТЕЙ
И ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ
ПОВРЕЖДЕНИЙ
СУДОВЫХ**



ДИЗЕЛЕЙ



издательство • транспорт •

АНАЛИЗ НЕИСПРАВНОСТЕЙ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

В.А. ШИШКИН

СПИСОК ПРИНЯТЫХ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ И СОКРАЩЕНИЙ

- D — диаметр цилиндра
 g_e — удельный расход топлива
 c_m — средняя скорость поршня
 N_e — эффективная мощность
 N_i — индикаторная мощность
 n — частота вращения коленчатого вала
 $n_{гтн}$ — частота вращения газотурбонагнетателя
 p_c — давление в конце сжатия
 p_e — среднее эффективное давление
 p_i — среднее индикаторное давление
 p_k — давление воздуха после турбокомпрессора
 p_0 — атмосферное давление
 p_r — давление газов в выпускном патрубке
 p_s — давление воздуха после охладителя
 p_z — максимальное давление сгорания
 p_{35} — давление на линии расширения при 36° п. к. в. после ВМТ
 s — ход поршня
 t_n — температура воздуха после турбокомпрессора
 t_0 — температура воздуха на входе в турбокомпрессор
 t_r — температура выпускных газов на выходе из цилиндра
 t_s — температура продувочного воздуха
 $t_{т1}$ — температура выпускных газов на входе в турбокомпрессор
 $t_{т2}$ — температура выпускных газов на выходе из турбокомпрессора
 $t_{вт}$ — температура втулки
 $t_{кр}$ — температура крышки
 $t_{охл}$ — температура охлаждающей жидкости
 $t_{п}$ — температура поршня
 v_s — скорость судна
 α — коэффициент избытка воздуха при сгорании
 η — эффективный к. п. д.
 η_i — индикаторный к. п. д.
 η_m — механический к. п. д.
 τ — время
 φ — угол поворота коленчатого вала
 АПС — аварийно-предупредительная сигнализация
 АПЭ — активные планируемые эксперименты
 БУКТ — бесконтактное устройство контроля температуры
 ВМТ — верхняя мертвая точка
 ГД — главный двигатель
 ГТН — газотурбонагнетатель
 ДП — диагностический параметр
 ДФЭ — дробный факторный эксперимент
 ИМД — интегральная модель дизеля
 МНК — метод наименьших квадратов
 НМТ — нижняя мертвая точка
 ОМЭП — обобщенный метод эталонных параметров
 °п. к. в. — градусы поворота коленчатого вала
 СВС — система воздушноснабжения
 STD — система технического диагностирования
 ЦК — система централизованного контроля
 ТК — турбокомпрессор
 ТНВД — топливный насос высокого давления
 ТС — техническое состояние
 УН — указатель нагрузки
 ЦПГ — цилиндропоршневая группа
 ЦПУ — центральный пост управления
 ЭММ — эталонная математическая модель

В.А. ШИШКИН

**АНАЛИЗ
НЕИСПРАВНОСТЕЙ
И ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ
ПОВРЕЖДЕНИЙ
СУДОВЫХ
ДИЗЕЛЕЙ**

МОСКВА "ТРАНСПОРТ" 1986

Шишкин В. А. Анализ неисправностей и предотвращение повреждений судовых дизелей.— М.: Транспорт, 1986. 192 с.

Приведен анализ развития конструкций малооборотных судовых дизелей и их характерных неисправностей. Предложены решения с помощью средств технического диагностирования таких задач технической эксплуатации судовых энергетических установок, как оптимизация режима работы главного двигателя с учетом изменения его технического состояния, предотвращение внезапных и постепенных отказов, выявление потери скорости судна из-за обр-стания корпуса, обоснование очередности технического обслуживания и ремонта основных узлов и систем и др.

Книга рассчитана на судовых механиков, инженерно-технических работников морского транспортного и рыболовственного флотов, а также может быть полезна учащимся судомеханических специальностей высших и средних учебных заведений.

Ил. 86, табл. 18, библиогр. 47 назв.

Рецензент В. Я. Андросов

Заведующий редакцией А. П. Филиппов

Редактор Е. Д. Некрасова

ПРЕДИСЛОВИЕ

В комплексе вопросов, связанных с повышением эффективности использования флота, одно из важных мест занимает увеличение эксплуатационной надежности судов. Этот вопрос касается прежде всего эксплуатации судовых энергетических установок, среди которых в настоящее время преобладают дизельные.

Дизелестроительные фирмы сумели добиться большого сокращения удельных эффективных расходов топлива, доведя их до 157 г/(кВт·ч) на режимах эксплуатационной мощности, что позволяет считать, что в ближайшие десятилетия дизельные СЭУ останутся основным типом энергетических установок морских судов.

Высокие технические характеристики судовых дизелей, подтверждаемые испытаниями на заводских стендах, свидетельствуют об их потенциальных возможностях. Однако полное использование этих возможностей в эксплуатации связано с большими тепловыми и механическими напряжениями деталей. Поэтому уровень эксплуатационной мощности главных дизелей ограничивается требованиями обеспечения надежности морских судов, поскольку даже кратковременный отказ главного двигателя в сложных навигационных условиях может повлечь за собой не только потерю ходового времени и затраты на восстановительный ремонт, но, в худшем случае, и гибель судна.

Обеспечение надежной работы главных двигателей с учетом их конструктивных и технологических достоинств и недостатков, постоянно меняющихся условий эксплуатации и технического состояния является сложной задачей. Возникающие при этом неисправности дизеля условно можно отнести к внезапным или к постепенным отказам. Условность в данном случае объясняется тем, что любые отказы развиваются во времени, но нам не всегда удается наблюдать и контролировать это развитие, так как оно не отражается на обычно контролируемых параметрах работы дизеля. Использование новых методов и более совершенных приборов контроля позволяет перевести неисправности, относящиеся к внезапным отказам, в категорию постепенных отказов.

При постепенном отказе одного из узлов двигателя механик может назначить щадящий режим эксплуатации, принять меры к заблаговременному ремонту, замене детали или узла.

В связи с этим одним из наиболее перспективных путей предупреждения неисправностей судовых дизелей является использование средств безразборного диагностирования, позволяющих оценивать техническое состояние основных узлов и агрегатов без их разборки.

В основу книги положены материалы опыта эксплуатации главных и вспомогательных дизелей судов морского транспортного и промыслового флотов, рекомендации заводов-изготовителей, сведения информационных и периодических изданий, а также материалы научных исследований в области технического диагностирования судовых дизелей и сведения из ранее опубликованных работ.

Анализ развития конструкций судовых дизелей дает много полезных сведений как инженеру-конструктору, так и механику-эксплуатационнику. Он необходим и для всестороннего разбора и рассмотрения неисправностей различных узлов дизелей.

Постоянное усложнение технических решений, на основе которых создаются те или иные образцы судового оборудования, предъявляет все более высокие требования к квалификации судового обслуживающего персонала. Опыт эксплуатации сложных технических объектов постоянно подтверждает всевозрастающее влияние «человеческого фактора» на их эксплуатационную надежность несмотря на широкое использование систем автоматического управления и аварийно-предупредительной сигнализации. Это в полной мере относится и к эксплуатации судовых дизелей, что подтверждается рядом примеров, приведенных в книге.

Глава I

АНАЛИЗ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИЙ ДИЗЕЛЕЙ

1. ОБЩИЕ ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ СУДОВОГО ДИЗЕЛЕСТРОЕНИЯ

По мере совершенствования выпускаемых двигателей сохраняются те конструктивные решения, которые хорошо зарекомендовали себя при эксплуатации предшествующих моделей. Даже поверхностный обзор судовых дизелей дает возможность заметить, что их конструкция меняется постепенно в результате внесения в те или иные узлы изменений, необходимость которых обусловлена обеспечением более надежной эксплуатации двигателя новой модели. Для анализа развития конструкций судовых дизелей целесообразно рассматривать модели двигателей самого старшего поколения, еще находящихся в эксплуатации. Анализируя конструкции дизелей, учитывая при этом опыт их эксплуатации, можно выяснить, чем вызваны те или иные изменения.

Проследим тенденции развития судового дизелестроения, общие для всех типов двигателей. До середины 70-х годов дизельные СЭУ развивались в направлении постоянного наращивания цилиндровых и агрегатных мощностей в соответствии с потребностями судостроения того времени, которое в этот период характеризовалось увеличением тоннажа и скоростей судов. После 1970 г. доля расходов на топливо в общей сумме эксплуатационных расходов увеличилась в несколько раз и по зарубежным данным составляет теперь до 60% (рис. 1).

Получили развитие научно-технические решения, обеспечивающие повышение топливной экономичности. Все ведущие фирмы добились существенного повышения экономичности своих двигателей, снизив удельный эффективный расход топлива с 188—207 до 162—188 г/(кВт·ч) в результате следующих мероприятий: улучшения организации рабочего процесса (увеличен ход поршня), повышения давления впрыска топлива и максимального давления сгорания, совершенствования процесса газообмена, перехода на наддув при постоянном давлении газов перед турбиной, повышения к. п. д. турбокомпрессоров и др.

Для повышения пропульсивного к. п. д. была уменьшена частота вращения гребных винтов до 50 об/мин, однако диаметр их увеличился до 10—11 м. При этом благодаря увеличению хода средняя скорость поршня осталась практически неизменной. В результате не только компенсировалась потеря мощности

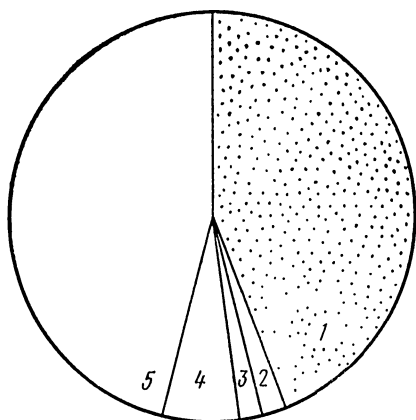


Рис. 1. Баланс расходов на эксплуатацию транспортного судна:

1 — топливо; 2 — моторное масло; 3 — обслуживание двигателя; 4 — обслуживание корпуса судна; 5 — зарплата, страхование

из-за снижения частоты вращения главного двигателя, но и улучшилась экономичность рабочего процесса.

Увеличение S/D , связанное со снижением частоты вращения МОД, выявило перспективные возможности основных конкурирующих схем газообмена: прямоточно-клапанной и контурной. Как и следовало ожидать, увеличение хода поршня при контурной системе газообмена затруднило очистку верхней части цилиндра от продуктов сгорания. В результате при увеличении S/D сверх некоторого критического значения экономические показатели работы двигателя ухудшаются. Сравнительные испытания прямоточно-клапанной и контурной схем газообмена, выполненные фирмой «Зульцер», показали, что это критическое отношение лежит в пределах 2,2—2,4 (рис. 2).

Аналогичные исследования, проведенные фирмой МАН — «Бурмейстер и Вайн» («Б и В») показали, что увеличение отношения хода поршня S к диаметру цилиндра D при прямоточно-клапанной продувке существенно улучшает топливную экономичность и воздухообеспечение дизеля (рис. 3).

Характерной особенностью организации рабочего процесса современных судовых дизелей в последние годы является их форсировка по максимальному давлению сгорания.

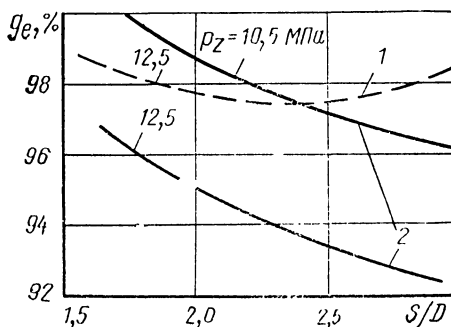
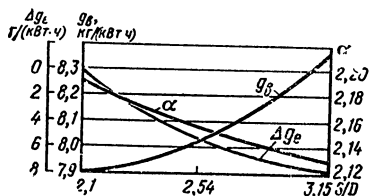


Рис. 2. Влияние относительной длины хода поршня на расход топлива:

1 — при петлевой продувке; 2 — при прямой продувке

Это хорошо видно на рис. 4. В частности, если по МОД фирмы «Зульцер» в период с 1960 по 1976 г. наблюдалась устойчивая тенденция к снижению отношения p_z/p_e с 8,8 до 7,5 при одновременном росте p_z с 7,6 до 9,2 МПа и p_e с 0,865 до 1,23 МПа, то начиная с 1977 г. это отношение увеличивается и к 1983 г. достигло 9,1—9,2 МПа при $p_z=12,5$ и $p_e=1,535$ МПа. Более того, фи-

Рис. 3. Влияние отношения хода поршня к диаметру цилиндра на некоторые показатели рабочего процесса малооборотного дизеля ($D=670$ мм; $S=1,4; 1,7; 2,06$ мм; $c_m=7$ м/с; $p_i=1,4$ МПа; давление наддувочного воздуха $0,29$ МПа; максимальное давление сгорания 9 МПа; к. п. д. ТК $0,6$)



рмы «Зульцер» и МАН — «Б и В» приняли меры к поддержанию номинального значения p_z во всем диапазоне режимов полного хода от 100 до 70% номинальной мощности. За счет этого получается дополнительная экономия топлива приблизительно на 2—3% на режимах пониженной нагрузки.

Последовательное наращивание среднего эффективного давления p_e с помощью наддува при опережающем росте максимального давления сгорания p_z повлекло за собой увеличение удельных теплоточков через поверхности деталей камеры сгорания и повышение механической напряженности. Это потребовало, с одной стороны, существенной интенсификации теплоотвода от деталей камеры сгорания, а с другой, — резкого повышения прочности и жесткости всех деталей двигателя. Наиболее удачным конструктивным приемом, обеспечивающим одновременное решение проблем как механической, так и тепловой напряженности применительно к деталям цилиндропоршневой группы, оказался подвод охлаждающей воды по сверленным каналам в непосредственной близости к поверхностям нагрева крышки, втулки и днища поршня.

Такое решение позволило обеспечить необходимую механическую прочность и жесткость деталей камеры сгорания за счет увеличения толщины их стенок без ущерба для охлаждения огневых поверхностей. Интересно отметить, что подобный способ охлаждения крышки цилиндра был запатентован фирмой «Зульцер» еще в 1936 г., но не нашел практического использования из-за технологической сложности его осуществления и относительно низкого уровня тепловой и механической напряженности двигателей того времени, позволявшего применять традиционные способы охлаждения омыванием внутренних поверхностей деталей ЦПГ водой или маслом.

Достигнутые успехи в снижении уровней тепловой и механической напряженности судовых МОД позволили в последние годы поднять верхний

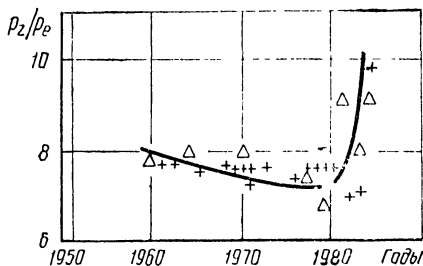


Рис. 4. Изменение p_e и p_z в двигателях Бурмейстер и Вайн, МАН и Зульцер в период 1960—1983 гг.

предел цилиндрических мощностей до 3800 кВт при агрегатных мощностях до 45 600 кВт (в конце 70-х годов они составляли соответственно 2750 кВт на цилиндр при 33 000 кВт в агрегате).

Одновременно наблюдается смещение типоразмерных рядов двигателей всех фирм в сторону моделей с очень малыми размерами цилиндров, которые раньше были характерны для среднеоборотных двигателей. Так, компания МАН — «Б и В» разработала двигатели серии L-МС с диаметром цилиндра 280 мм и отношением $S/D=3$, а фирма «Зульцер» — варианты двигателя модели RTA с диаметрами цилиндров 480 и 380 мм, которые в четырехцилиндровом исполнении развивают соответственно 2760 и 1720 кВт при 120 и 152 об/мин.

Малоразмерные крейцкопфные дизели имеют хорошие перспективы по сравнению со среднеоборотными тронковыми дизелями благодаря повышенной способности работать на низкооборотных тяжелых и вязких топливах с малыми расходами масла, меньшим затратам на обслуживание (уменьшено число цилиндров), меньшей шумности и большим моторесурсам.

Одновременно с расширением производства МОД малых размерностей дизелестроительные фирмы прекратили производство машин с диаметрами цилиндров больше 900 мм, хотя фирмами были намечены выпуски двигателей K98GF, L94NF и даже выпущены двигатели с диаметром цилиндров 1050 мм.

Отказ от использования двигателей больших размерностей не случаен и вызван тем, что требуемые мощности удается обеспечить за счет форсировки двигателей относительно небольшой размерности наддувом.

Форсирование судовых дизелей за счет применения газотурбинного наддува, начавшееся в 1952 г. сдачей в эксплуатацию первого двигателя с ГТН фирмы «Бурмейстер и Вайн», продолжается уже более 30 лет и в обозримом будущем остается основным направлением увеличения их цилиндрической мощности. Если в первую очередь в малооборотных двигателях нашел применение импульсный ГТН, то по мере повышения p_e все фирмы перешли к наддуву при постоянном давлении газов перед турбиной. В последние годы для повышения экономичности за счет уменьшения механических потерь отказываются от использования подпоршневых или навешенных продувочных насосов, которые до недавнего времени всегда применялись в системах наддува двигателей с контурными схемами газообмена (двигатели МАН, Зульцер и GMT). Воздухоснабжение двигателя при пусках и малых нагрузках обеспечивается электроприводными нагнетателями. Несмотря на успешную реализацию многими фирмами двухступенчатого газотурбинного наддува в условиях заводских стендов, этот способ наддува пока не получил распространения из-за существенного усложнения системы газовыпуска. Очевидно, что он остается резервом дальнейшего повышения цилиндрической мощности судовых дизелей.

2. АНАЛИЗ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ФИРМЫ «ЗУЛЬЦЕР»

На судах отечественного флота малооборотные двигатели фирмы «Зульцер» представлены в основном двумя модификациями — RD и RND.

Дизели типа RD. Первый двигатель типа RD (RD76) был выпущен в 1957 г. (табл. 1).

Общая компоновка основных узлов двигателей этой серии ясна из поперечного разреза двигателя RD90, представленного на рис. 5. Это двухтактные, крейцкопфные, реверсивные двигатели с контурной схемой газообмена с управляемым выпуском и комбинированной системой наддува. Двигатели этой серии установлены на многих судах отечественного флота («Лисичанск», «Красноград», «Новгород» и др.).

Применение управляемого выпуска, осуществляемого вращающимися заслонками 6, имеющими цепной привод от распределительного вала 7, позволило, с одной стороны, увеличить мощность импульса выпускных газов вследствие более раннего открытия выпускных окон, а с другой, — избежать нарушения процесса газообмена в его конечной фазе в результате возникновения в выпускном патрубке смежного цилиндра очередного импульса давления. Если не перекрыть выпускной тракт заслонкой, то возможен заброс газов в тот цилиндр, в котором в это время завершается процесс газообмена.

На рис. 6 представлена диаграмма «время — сечение» двигателя RD, показывающая все основные фазы газообмена [12]. По данным [11], смещение заслонки назад с запаздыванием ее закрытия на 18° п. к. в. приводит к забросу газов и снижению индикаторного к. п. д. на 1,5—2%. Закрытие заслонки на 12°

**Т а б л и ц а 1. Основные характеристики дизелей фирмы «Зульцер»
типа RD**

Показатели	RD44	RD56	RD68	RD76	RD90
Диаметр цилиндра, мм	440	560	680	760	900
Ход поршня, мм	760	1000	1250	1550	1550
Частота вращения, об/мин	215	170	135	119	119
Число цилиндров, ед.	5—12	5—12	5—12	5—12	6—12
Цилиндровая мощность, кВт/цил.	367	610	890	1180	1696
Среднее эффективное давление, МПа	0,86	0,86	0,86	0,861	0,865
Максимальное давление сгорания, МПа	7,5	7,5	7,5	7,5	7,6
Средняя скорость поршня, м/с	5,4	5,67	5,62	6,15	6,15
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	215	215	214	213	212

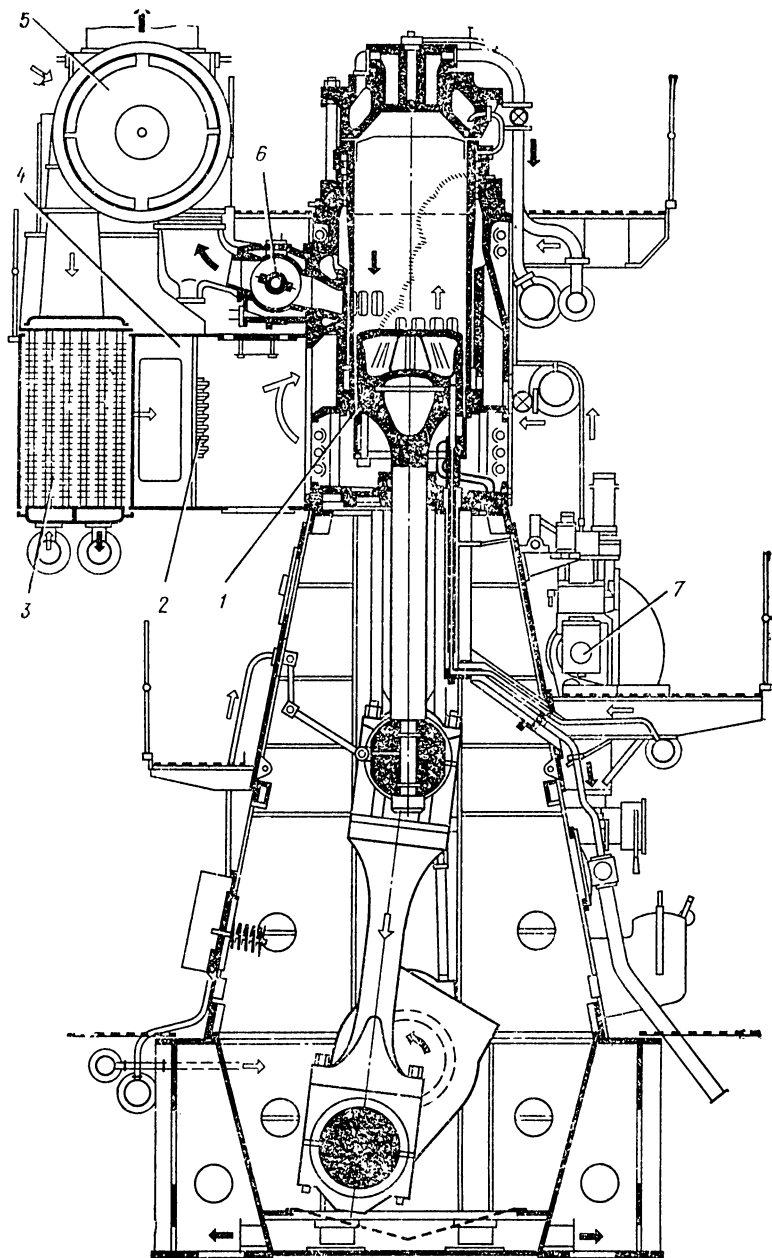


Рис. 5. Поперечный разрез дизеля Зульцер типа RD

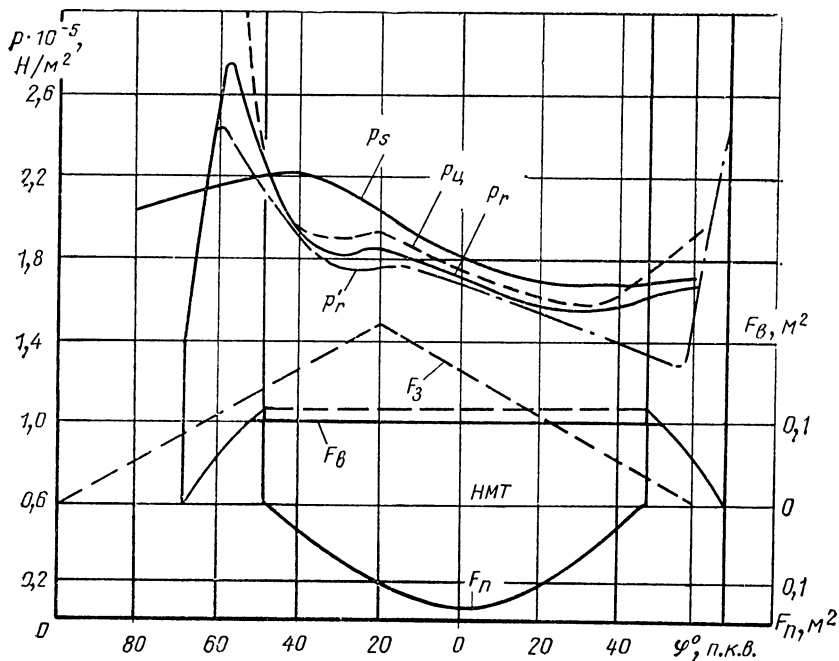


Рис. 6. Диаграмма «время — сечение» и кривые газообмена двигателя Зульцер RD76:

$F_в$ — площадь выпускных окон; $F_п$ — площадь продувочных окон; p_s — давление воздуха перед продувочными окнами; $p_ц$ — давление газов в цилиндре; p_r — давление газов за выпускными окнами; p_r' — давление газов за заслонкой

п. к. в. раньше рекомендованного фирмой момента дает возможность несколько улучшить индикаторные показатели двигателя.

Наддув двигателей серии RD комбинированный, последовательный, с байпасированием подпоршневых полостей, используемых в качестве второй ступени наддува. Подвод газов к турбине ГТН 5 (см. рис. 5) импульсный, по индивидуальным патрубкам от каждого цилиндра. Воздух в цилиндры поступает от центробежного нагнетателя, установленного на одном валу с газовой турбиной, через воздухоохладитель 3 в общий продувочный ресивер 4. При движении поршня вверх воздух засасывается в подпоршневое пространство через пластинчатые клапаны 2, смонтированные на перегородке, отделяющей подпоршневое пространство каждого цилиндра от общего продувочного ресивера. При рабочем ходе поршня, когда он движется вниз, давление в подпоршневом пространстве возрастает из-за уменьшения его объема, невозвратные пластинчатые клапаны автоматически закрываются, и давление под поршнем продолжает расти до тех пор, пока поршень 1 не откроет верхние кромки

продувочных окон. К этому моменту оно повышается до 0,22 МПа. В общем продувочном ресивере давление все время остается постоянным и равным 0,17 МПа.

Повышенное давление воздуха подпоршневого пространства предотвращает заброс газов и улучшает очистку цилиндра в первой половине фазы принудительного выпуска. Окончательная продувка цилиндра и его наполнение свежим зарядом воздуха происходят за счет поступления воздуха из общего ресивера через открывающиеся при этом пластинчатые клапаны, когда поршень уже перешел НМТ и начинает двигаться вверх. Характер протекания процесса газообмена хорошо иллюстрируется кривыми изменения давления на рис. 6.

Мощность, затрачиваемая на работу подпоршневых полостей, составляет около 2% мощности двигателя. При выходе из строя всех турбонагнетателей двигатель способен развивать около 50% номинальной мощности за счет подачи воздуха подпоршневыми полостями.

Такая схема наддува оказалась настолько удачной, что фирма сохранила ее практически без изменений во всех последующих моделях двигателей с контурной продувкой.

В целом двигатели серии RD оказались в достаточной мере надежными, особенно после устранения фирмой недостатков, выявившихся в первый период эксплуатации.

Двигатели типа RND. Последующей моделью малооборотных двигателей фирмы «Зульцер» стал двигатель типа RND (табл. 2).

Сопоставление данных табл. 2 с характеристиками двигателей предыдущей серии RD показывает, что и среднее эффективное давление p_e и максимальное давление сгорания p_z значительно увеличилось.

Таблица 2. Основные характеристики дизелей фирмы «Зульцер» типа RND

Показатели	RND63	RND75	RND90	RND105
Диаметр цилиндра, мм	680	760	900	1050
Ход поршня, мм	1250	1550	1550	1800
Частота вращения, об/мин	150	122	122	108
Число цилиндров, ед.	5—10	5—10	6—12	8—12
Цилиндровая мощность, кВт/цил.	1210	1470	2140	2940
Среднее эффективное давление, МПа	1,085	1,049	1,085	1,069
Максимальное давление сгорания, МПа	9,1	8,5	8,5	8,4
Скорость поршня, м/с	6,25	6,30	6,30	6,48
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	214	213	211	215

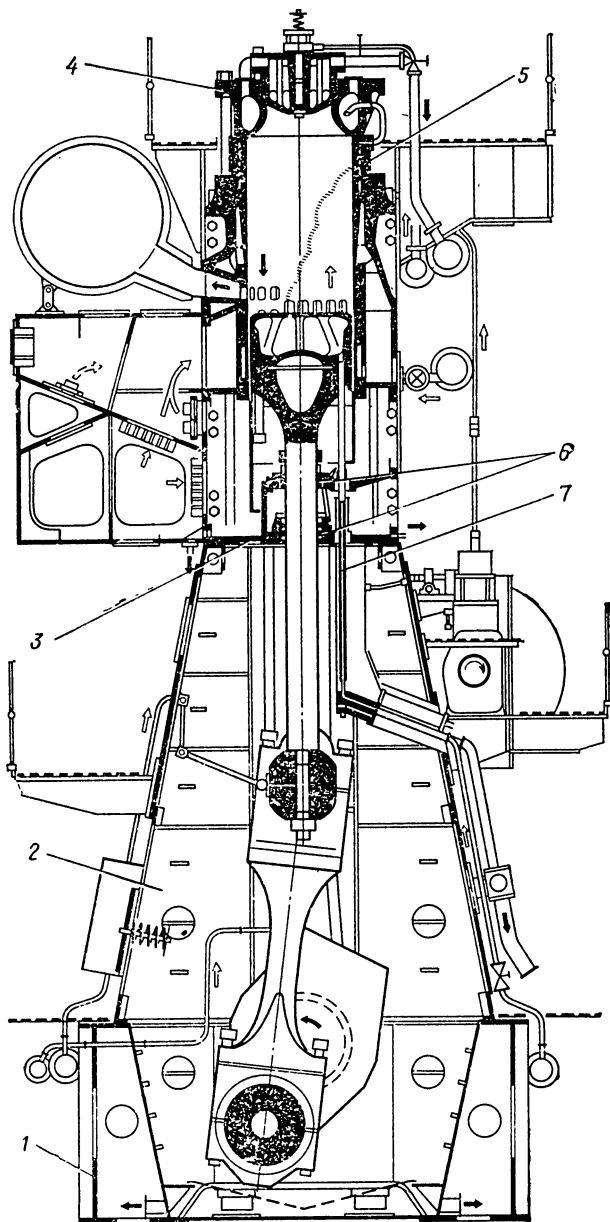


Рис. 7. Поперечный разрез дизеля Зульцер типа RND

Фирма сохранила общую компоновку и конструкцию многих узлов двигателей серии RD (рис. 7): принцип поперечной контурной продувки, использование подпоршневых полостей в ка-

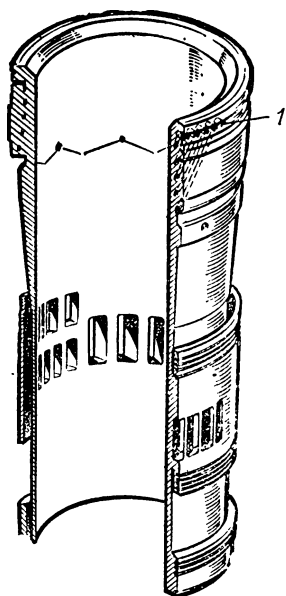


Рис. 8. Цилиндровая втулка двигателей Зульцер типа RND

честве второй ступени наддува, сварную фундаментную раму 1, сварные станины 2, водяную систему охлаждения поршня с помощью телескопических трубок 7, крышку 4 из двух частей цилиндра 5 и др.

Ряд узлов и систем подвергались существенной переработке. В двигателях RND фирма отказалась от управления выпуском с помощью вращающейся заслонки и от импульсного подвода газов к турбине. Отказ от управления выпуском заставил фирму вернуться к использованию поршня с длинным тронком, перекрывающим продувочные и выпускные окна при положении поршня в ВМТ. Переход к наддуву при постоянном давлении газов перед турбиной позволил существенно упростить всю систему газопыпуска и улучшить воздухообеспечение двигателя на режимах полных нагрузок за счет увеличения к. п. д. турбокомпрессора. Однако при малых нагрузках и пусках баланс мощности между турбиной и компрессором не обеспечивался. Поэ-

тому для обеспечения двигателя воздухом на этих режимах потребовалось предусмотреть вспомогательную воздухоподдувку с автоматическим выключением при достижении заданного уровня давления воздуха в продувочном ресивере. Мощность вспомогательной воздухоподдувки составляет 0,2% мощности двигателя.

Форсирование двигателя на 25% только за счет повышения наддува при сохранении основных типоразмеров цилиндров потребовало принять меры к улучшению теплоотвода от деталей, образующих камеру сгорания. В верхнюю часть втулки цилиндра в двигателях серии RND были внесены существенные изменения. Используя свой патент 1944 г., фирма применила подвод охлаждающей воды к втулке в районе камеры сгорания по тангенциальным сверленным охлаждающим каналам 1, проходящим сквозь утолщенную верхнюю часть (рис. 8).

Для снижения уровня температур головки поршня фирма уменьшила толщину днища поршня до 10 мм, так как опыт эксплуатации первых двигателей этой серии выявил прогорание днища в местах соприкосновения с топливным факелом, а также возникновение радиальных и тангенциальных трещин в днище и перемычках между кольцевыми канавками. Для обеспечения механической прочности днище поршня подкреплено изнутри головки ребрами жесткости с плавными переходами. Для повышения износостойкости кольцевых канавок их внутренние

поверхности хромированы. С этой же целью хромируются поршневые кольца, а для повышения их газоплотности применен замок кольца с косым разрезом.

В результате этих мер удалось получить достаточно низкие уровни температур деталей, образующих камеру сгорания (рис. 9). Из распределения температурных полей видно, что, не-

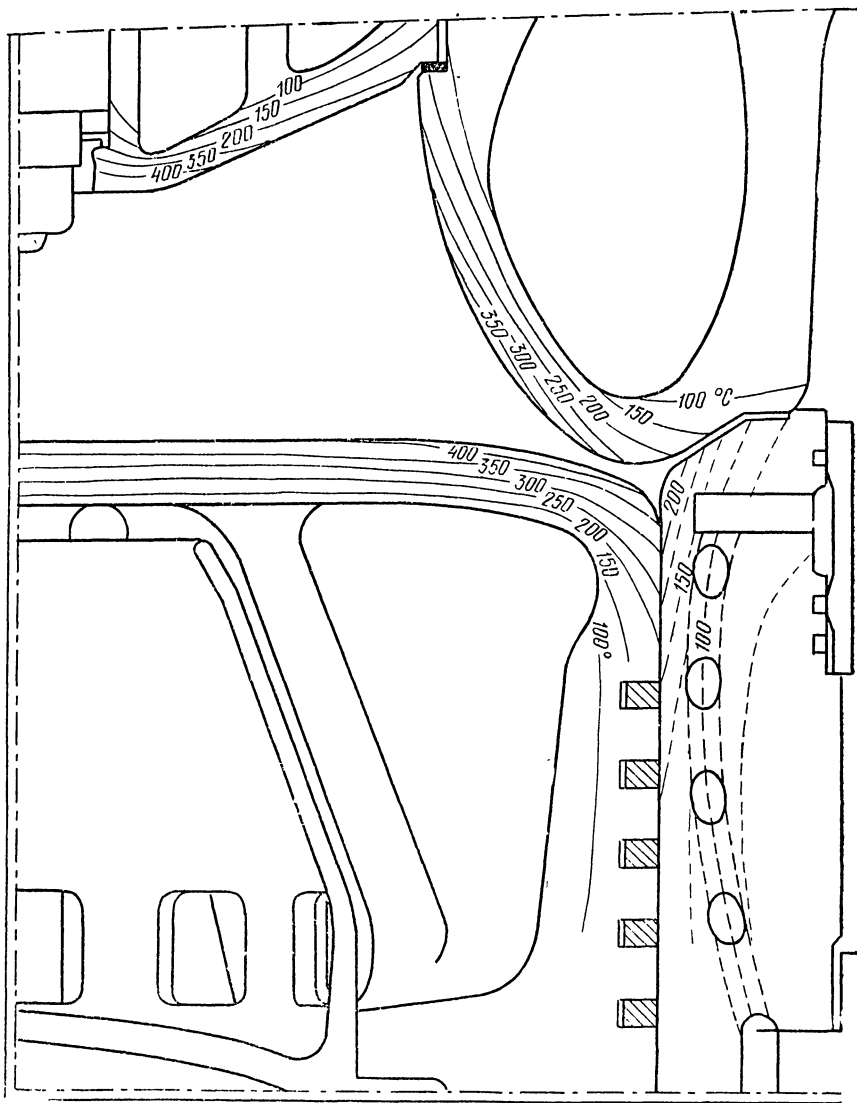


Рис. 9. Температурные поля деталей ЦПГ дизеля RND105 при $N_e \text{ дпл} = 2940 \text{ кВт}$; $n = 108 \text{ об/мин}$; $p_e = 1,07 \text{ МПа}$

смотря на увеличение цилиндрических мощностей, двигатели типа RND имеют достаточно низкий уровень температур в характерных точках. Более того, при полной нагрузке у двигателей RD90 температура стенки втулки против верхнего поршневого кольца при его положении в ВМТ составляет 180°C , а у двигателя RND90— 150°C .

Подпоршневое пространство по-прежнему отделяется от картера диафрагмой 3 (см. рис. 7), но сальник 6 штока разделен на верхнюю и нижнюю части, при этом нижняя часть находится на самой диафрагме, а верхняя — в специальной выгородке, открытой для наблюдения обслуживающего персонала со средних решеток. Раздвоены и сальники телескопических труб подвода охлаждающей воды к поршню. Возможность постоянного визуального наблюдения за сальниками значительно облегчает контроль их технического состояния в эксплуатации.

Впервые в своей практике фирма «Зульцер» применила на малооборотных двигателях RND топливный насос высокого давления с регулированием по концу подачи. При этом предусмотрен не только отсечной клапан, момент открытия которого определяется положением топливной рукоятки или указателя нагрузки при работе на всережимном регуляторе, но и клапан на всасывании, не связанный с органами регулирования цикловой подачи [44].

Переходу к новому способу регулирования ТНВД предшествовали исследования процесса топливоподачи, которые показали, что при сохранении регулирования по началу для обеспечения нормальной работы двигателя на малых нагрузках требуется увеличивать угол опережения подачи топлива, но при этом чрезмерно повышается максимальное давление впрыска на режиме полной мощности. Использование двух клапанов для регулирования топливного насоса дало возможность получить практически постоянное давление топлива у форсунки в период впрыскивания. Это позволяет повысить среднее давление впрыскивания, а значит при том же максимальном давлении увеличить цикловую подачу без ущерба для надежности топливо-впрыскивающей аппаратуры. Испытания показали, что, несмотря на снижение максимального давления топлива во время впрыскивания с 82 до 72 МПа, процесс сгорания топлива улучшился, сократился удельный расход топлива на 1—3 г/(кВт·ч). При этом удалось понизить уровень контактных напряжений в приводе ТНВД на 30—40% по сравнению с двигателями типа RD. Фирма уделила внимание не только организации процесса топливоподачи со стороны нагнетания ТНВД, но и борьбе с волновыми явлениями со стороны всасывания, которые приводили к кавитационным разрушениям клапанов, ставшим особенно заметными при увеличении цикловой подачи в связи с увеличением цилиндрических мощностей. Как видно из рис. 10 [44], процесс всасывания характеризовался колебаниями дав-

ления, сопровождавшимися неоднократными разрывами сплошности потока топлива. Известно, что кавитационные явления во всасывающих полостях ТНВД возникают в результате высоких скоростей перетекания топлива в момент открытия отсечного или закрытия всасывающего клапана. Для предотвращения возникновения кавитации со стороны всасывания ТНВД в дизелях серии RD последних выпусков устанавливались демпферы, которые снижали колебания давления топлива. Однако в насосах серии RND для борьбы с кавитацией фирма использовала принцип дросселирования потока топлива, проходящего через всасывающий клапан. С этой целью на всасывающем клапане несколько ниже его тарелки сделан специальный воротничок 1 (см. рис. 10). Дросселирование происходит в кольцевом зазоре 2 между воротничком и корпусом клапана 3. Применение клапанов нового типа позволило снизить в 2—3 раза амплитуду колебаний давления топлива со стороны всасывания p_k и ликвидировать разрывы сплошности потока А с образованием вакуумных каверн. Для эффективного гашения энергии отсечной струи топлива, возникающей при открытии отсечного клапана, фирма применила каскадный фильтр, представляющий собой набор из трех диафрагм с дросселирующими отверстиями 1—3 (рис. 11) [8].

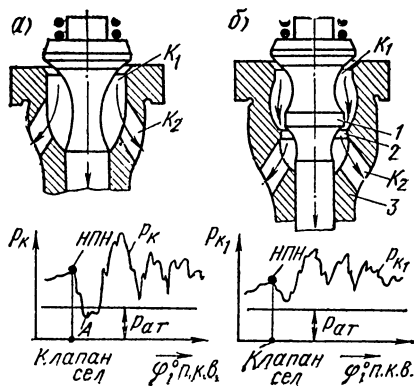


Рис. 10. Изменение давления под всасывающим клапаном ТНВД дизеля Зульцер типа RND:

а — клапан без пояска; б — клапан с дросселирующим пояском («воротничком»); К — зона кавитации; А — участок разрыва

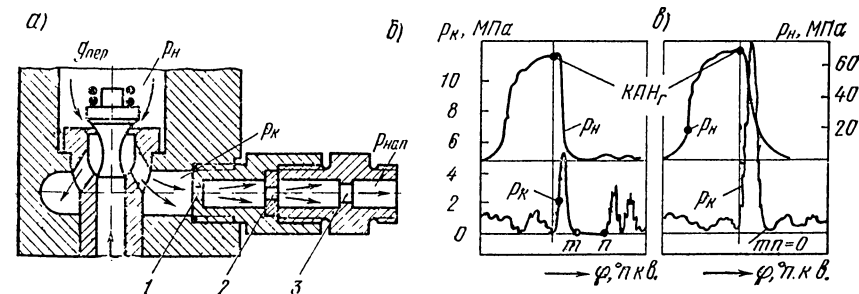


Рис. 11. Торможение отсечного топлива в ТНВД дизеля Зульцер типа RND с помощью каскадного дросселирования:

а — установка трехступенчатого дросселя; б, в — осциллограммы давления соответственно с дросселем и при свободной отсечке топлива

В конструкцию форсунок двигателей RND по сравнению с RD также внесены изменения. Распылители имеют два ряда отверстий, расположенных под разными углами по отношению к оси цилиндра. Это позволило уменьшить диаметр сопловых отверстий и обеспечить лучшее распределение топлива по объему камеры сгорания.

Дизели типа RND-M. К выпуску модернизированных двигателей типа RND-M (табл. 3) фирма «Зульцер» приступила с 1976 г.

У двигателей серии RND-M цилиндровая мощность и среднее эффективное давление увеличены еще на 15% по сравнению с предыдущей моделью при сохранении конструктивного решения почти всех основных узлов. Увеличение цилиндровой мощности было достигнуто за счет наддува с помощью турбокомпрессоров фирмы BBC, у которых степень повышения давления была увеличена с 2,4 до 3,5. Для обеспечения надежности двигателя в некоторые узлы предыдущей модели внесены изменения.

В связи с увеличением p_z и p_e крышки цилиндров традиционной конструкции, состоящие из двух частей, были заменены на цельнокованую стальную крышку с охлаждением огневых поверхностей за счет циркуляции воды по сверленным каналам. Это обеспечило снижение механических напряжений по сравнению со старой крышкой примерно на 50% при росте p_z на 0,6 МПа и сохранении прежнего уровня термических напряжений. За счет тщательной организации потоков охлаждающей воды температуры деталей камеры сгорания оказались на 30—40% ниже, чем у двигателей RND [15].

Конструкция деталей камеры сгорания и уровни температур в характерных точках представлены на рис. 12. Новая крышка

Таблица 3. Основные характеристики дизелей фирмы «Зульцер» типа RND-M

Показатели	RND68M	RND76M	RND90M
Диаметр цилиндра, мм	680	700	900
Ход поршня, мм	1250	1550	1550
Частота вращения, об/мин	150 137	122 112	122 112
Число цилиндров, ед.	4—9	5—9	6—12
Цилиндровая мощность, кВт/цил.	1400 1320	1765 1675	2465 2340
Среднее эффективное давление, МПа	1,2	1,2	1,2
Максимальное давление сгорания, МПа	9,6	9,4	9,4
Скорость поршня, м/с	6,25 5,71	6,30 5,71	6,30 5,71
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	208 205	209 205	205 200

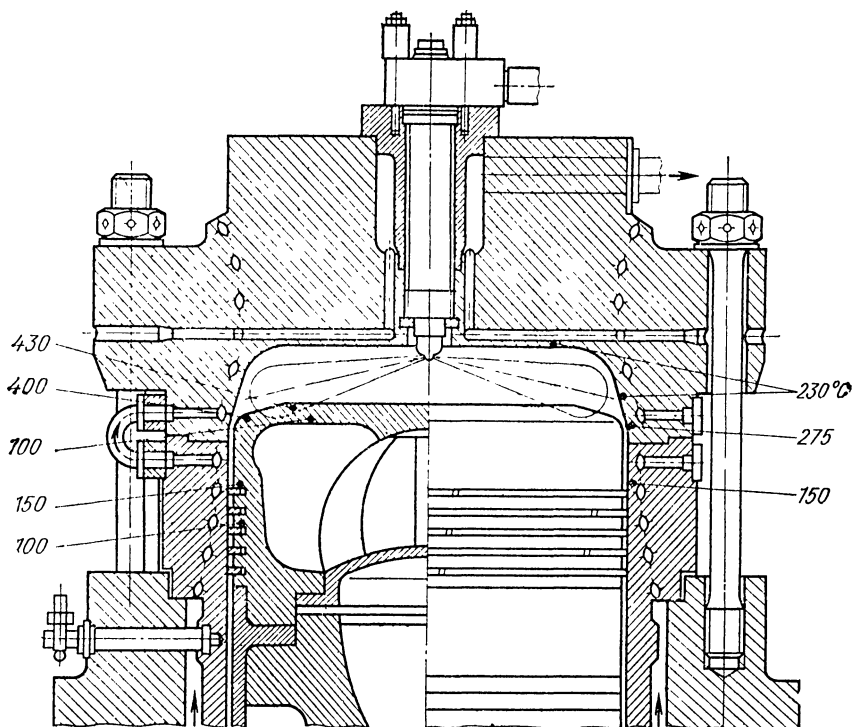


Рис. 12. Температурные уровни деталей камеры сгорания дизеля Зульцер типа RND-M

имеет полуколпачковую форму, камера сгорания практически полностью размещена в крышке, что позволило предохранить верхнюю часть втулки цилиндра от прямого воздействия пламени в первой фазе сгорания и снизить ее термические напряжения примерно на 40%. Как в двигателях серии RND, верхняя часть втулки, выступающая из блока цилиндров, имеет утолщение, в котором просверлены каналы для охлаждения огневой поверхности. В результате температура в районе первого поршневого кольца при его положении в ВМТ сохраняется примерно на том же уровне, что и в двигателях серии RND.

Экономичность двигателя была дополнительно повышена за счет применения форсунок с распылителями, имеющими 14 сопловых отверстий с углом рассеивания струи 155° при диаметре плунжера ТНВД 65 мм. Применена новая конструкция распылителя, который имеет цельный неохлаждаемый корпус со вставным седлом иглы. Это позволило улучшить ремонтпригодность распылителя, а также повысить его ресурс за счет применения специальных сталей и повышения качества изго-

товления, например внутренние кромки сопловых отверстий скругляются с помощью электроискровой обработки.

Изменения внесены и в систему смазки цилиндров: установлены дополнительные аккумуляторы и невозвратные клапаны на каждом штуцере. Конструкция поршня мало отличается от двигателей RND: несколько уменьшена высота перемычек между кольцевыми канавками головки и увеличено до четырех число бронзовых поясков на тронке.

Добившись высокого качества обработки постелей и вкладышей подшипников, фирма перешла к применению вкладышей в крейцкопфных и мотылевых подшипниках. Нижние вкладыши крейцкопфных подшипников заливаются антифрикционным алюминиево-оловянистым сплавом, содержание олова в котором составляет около 40%. Усталостная прочность такого сплава значительно выше прочности баббита, однако главным преимуществом баббита как антифрикционного материала является его способность поглощать твердые частицы загрязнений, попадающие между трущимися поверхностями. Алюминиево-оловянистые покрытия в этом отношении значительно уступают баббитам, поэтому во избежание задиров при попадании посторонних частиц в период приработки на рабочую поверхность вкладышей наносится свинцово-оловянистое покрытие. Для повышения надежности работы крейцкопфного узла поверхности цапф крейцкопфов обрабатываются по более высокому классу чистоты, чем у двигателей серии RND, а сами поперечины полностью симметричны, что позволяет использовать обе поверхности скольжения (верхнюю или нижнюю) в качестве рабочих.

Для улучшения условий работы этого узла фирма перешла на смазку шеек крейцкопфа под давлением 1,6 МПа при давлении в циркуляционной системе смазки около 0,4 МПа. Примерно за 90° п. к. в. до ВМТ силы инерции и давление масла приподнимают поперечину, а за 50° п. к. в. до ВМТ она снова ложится на подшипник. Благодаря повышению давления смазки радиальные перемещения поперечины увеличились вдвое. За счет этого масла через зазоры в подшипнике стало проходить больше, улучшились его смазка и теплоотвод от поверхностей трения. Мотылевые подшипники смазываются от отдельного контура.

В системе воздухообеспечения предусмотрена возможность регулярной очистки (промывки) охладителя наддувочного воздуха, а также устройство для удаления конденсата из охлажденного воздуха.

Наряду с мероприятиями чисто конструктивного характера фирма уделила много внимания вопросам технического обслуживания и ремонтпригодности новых двигателей. Были унифицированы различные узлы. Так, на всех двигателях этой серии используется один тип турбокомпрессора VTR-631-G, к. п. д. которого составляет 0,62 при степени сжатия $\pi_k = 2,9$, и охлади-

теля наддувочного воздуха. Увеличено число приспособлений и инструмента для технического обслуживания, в том числе для затяжки основных резьбовых соединений гидравлическим способом. Начиная с этой серии, фирма предусматривает использование стандартизованных присоединительных элементов для установки системы диагностирования технического состояния деталей цилиндропоршневой группы и других узлов.

Опыт эксплуатации двигателей серии RND-M подтвердил повышение надежности основных деталей и узлов, несмотря на значительное увеличение цилиндровой мощности. Интенсивность износов цилиндровых втулок не превышала $0,1$ мм/1000 ч, а поршневых колец — $0,5$ мм/1000 ч. Повреждений деталей камеры сгорания, подшипников, литых и сварных конструкций фундаментной рамы 1, остова и блока цилиндров не отмечалось, топливная аппаратура и механизмы привода распределительного вала работали надежно.

В связи с возросшим уровнем механических нагрузок на детали остова фирма перешла к изготовлению картера коробчатой конструкции, которая образуется А-образными стойками, скрепленными между собой продольными приваренными стальными листами (рис. 13).

Дизели типа RLA. Учитывая новые требования к СЭУ в условиях топливно-энергетического кризиса, фирма «Зульцер» в целях обеспечения экономии суммарного расхода топлива перешла на изготовление длинноходовых двигателей с пониженной частотой вращения серии RLA (табл. 4).

Первый двигатель RLA56 был испытан на стенде в 1977 г. В то время он имел наименьшие габаритные размеры среди малооборотных двигателей.

В двигателях этой серии (рис. 14) сохранены основные конструктивные решения и общая компоновка двигателей RND-M. Не менялись схема газообмена, наддув при постоянном давлении газов перед турбиной 4 с использованием подпоршневых продувочных насосов, охлаждение верхней части втулки 2 и крышки 3 цилиндра по сверленным каналам и др. В то же время, несмотря на то, что уровень форсировки двигателей новой серии по сравнению с предыдущей практически не изменился, фирма приняла дополнительные меры для повышения надеж-

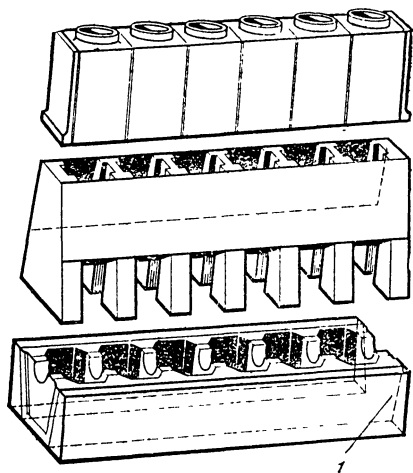


Рис. 13. Схема конструкции нового у жесточенного остова RND-M

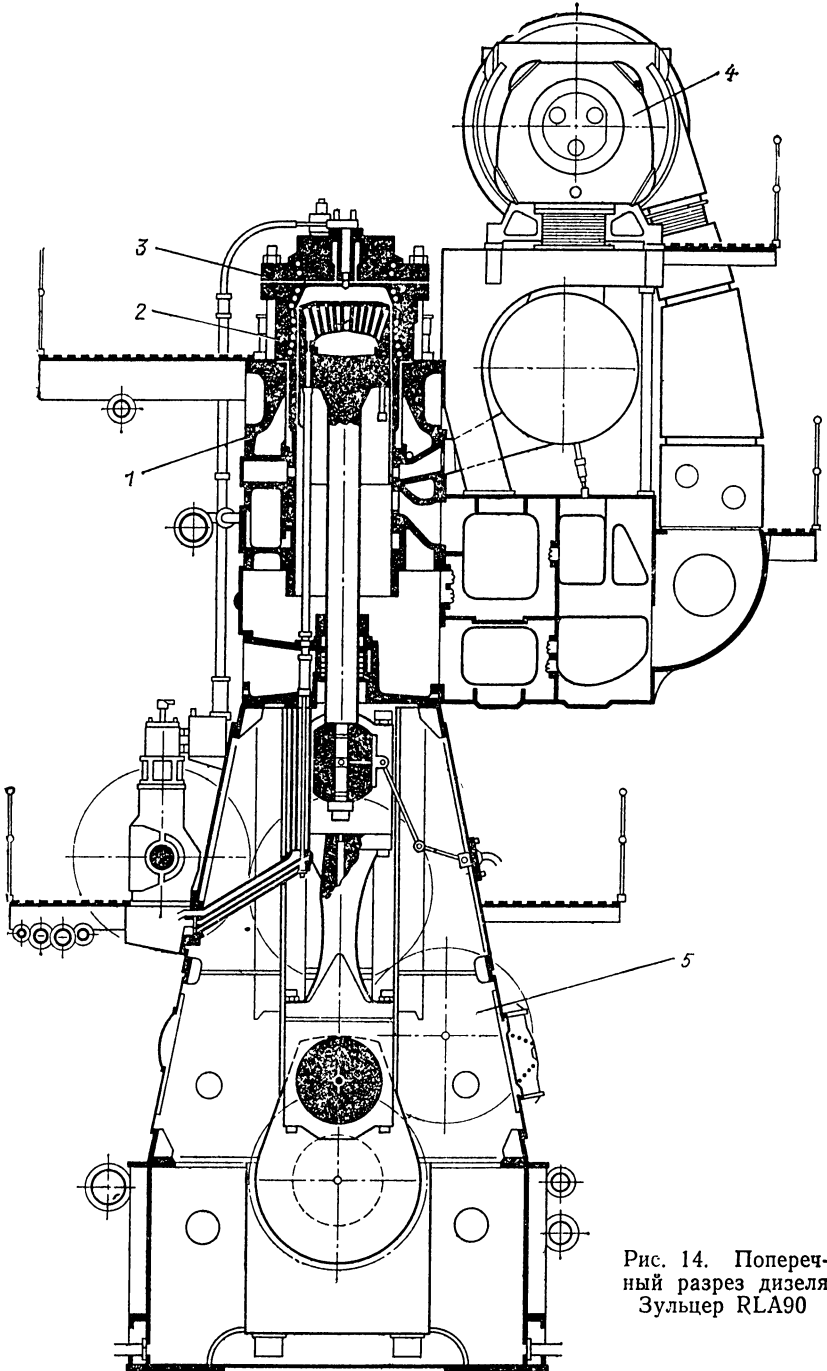


Рис. 14. Поперечный разрез дизеля Зульцер RLA90

Таблица 4. Основные характеристики дизелей фирмы «Зульцер» типа RLA

Показатели	RLA56		RLA90	
Диаметр цилиндра, мм	560		900	
Ход поршня, мм	1150		1900	
Число цилиндров, ед.	4—8		4—12	
Частота вращения, об/мин	170	155	98	90
Цилиндровая мощность, кВт/цил.	963	910	2340	
Среднее эффективное давление, МПа	1,22	1,27	1,24	1,29
Максимальное давление сгорания, МПа	—		9,55	
Скорость поршня, м/с	6,52	6,0	6,21	5,70
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	208	201	200	198

ности их работы. Так, в двигателях RLA56 применены единые блоки 1 для двух или трех соседних цилиндров, а сварные продольные балки и литые промежуточные перемычки остова 5 образуют достаточно жесткую конструкцию. Новая конструкция головки поршня (рис. 15) позволила увеличить механическую прочность днища и одновременно снизить на 50°C уровень температур по сравнению с поршнем двигателей RND-M. По данным фирмы [15], температура такого поршня в районе верхней канавки не превышает 155°C.

В аккумуляторной системе смазки цилиндров дополнительно к шести верхним точкам подвода масла еще два штуцера установлены под продувочными окнами.

В результате проведения ряда исследований фирма разработала автоматический механизм изменения угла опережения впрыска топлива VIT (Variable injection timing), позволяющий поддерживать постоянное значение p_z в диапазоне режимов полного хода и за счет этого получить меньшие расходы топлива (рис. 16). Впервые механизм был использован на двигателях серии RLA. При нагружении двигателя по винтовой характеристике от 25 до 75% (рис. 16, в) угол опережения подачи топлива насосом увеличивается, а при дальнейшем нагружении начинает уменьшаться в соответствии с фигурной прорезью кулисы, управляющей моментами закрытия всасывающего клапана (рис. 16, а). В результате такого изменения угла опережения впрыска практически во всем диапазоне режимов полного хода поддерживается номинальное значение p_z , что позволяет уменьшить удельный эффективный расход топлива приблизительно на 1,5—2,0 г/(кВт·ч). Специальной рукояткой можно смещать весь процесс впрыска в ту или другую сторону относительно ВМТ при изменении сорта используемого топлива.

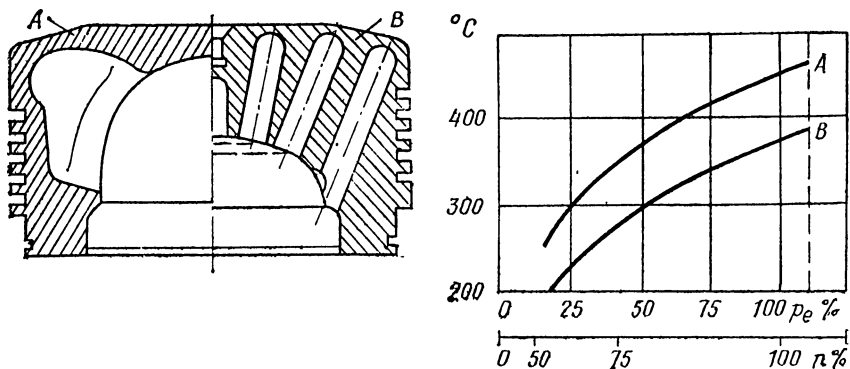


Рис. 15. Сравнительные данные замеров температур в головке поршня дизеля Зульцер RLA56:

A — старая конструкция; B — новая конструкция с каналным охлаждением

На рис. 17 показаны изменения максимального давления сгорания и удельного эффективного расхода топлива от нагрузки на двигатель при автоматическом и ручном изменении угла опережения впрыска топлива. Установка механизма VIT не требует изменения конструкции двигателя, поэтому фирма ис-

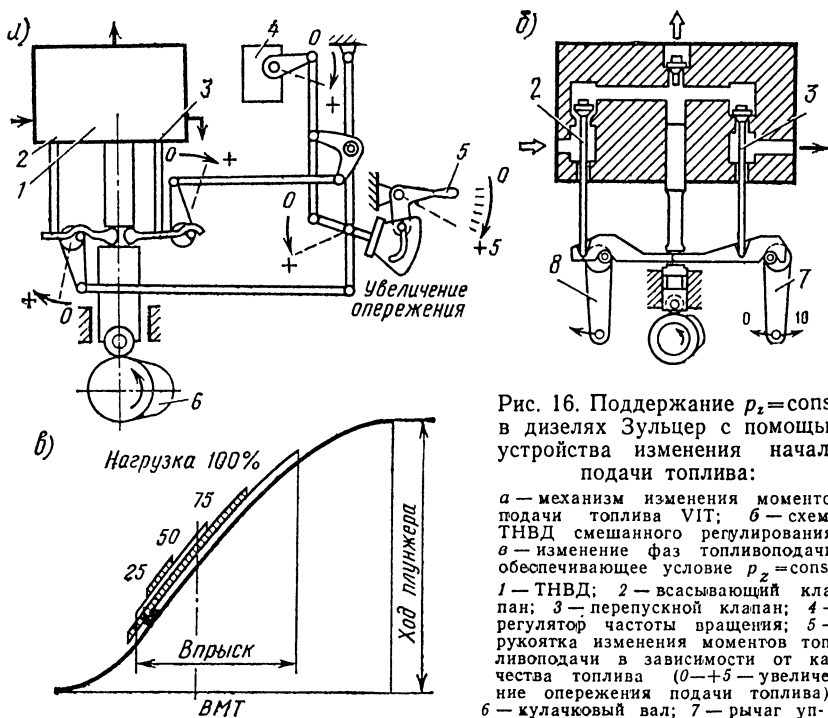


Рис. 16. Поддержание $p_z = \text{const}$ в дизелях Зульцер с помощью устройства изменения начала подачи топлива:

a — механизм изменения моментов подачи топлива VIT; б — схема ТНВД смешанного регулирования; в — изменение фаз топливоподачи, обеспечивающее условие $p_z = \text{const}$; 1 — ТНВД; 2 — всасывающий клапан; 3 — перепускной клапан; 4 — регулятор частоты вращения; 5 — рукоятка изменения моментов топливоподачи в зависимости от качества топлива (0—+5 — увеличение опережения подачи топлива); 6 — кулачковый вал; 7 — рычаг управления отсечкой; 8 — рычаг управления началом подачи

пользовала его и в последующих сериях двигателей и при модернизации предыдущих моделей RND и RND-M.

Весь комплекс примененных фирмой решений позволил гарантировать снижение удельных эффективных расходов топлива до 193—202 г/(кВт·ч) при 100%-ной номинальной мощности.

Двигатели типа RLB. Опыт эксплуатации двигателей RND-M и RLA показал эффективность принятых при разработке этих моделей конструктивных решений. Поэтому, начиная с 1980 г., фирма перешла к выпуску новой серии RLB, в которой эти решения были не только использованы, но и дополнены новыми усовершенствованиями. Как видно из данных табл. 5, по сравнению с двигателями серии RLA мощность двигателей серии RLB повышена на 10% при том же удельном эффективном расходе топлива. Это явилось результатом применения новых турбоагнеталей фирмы «Броун Бовери» VTR-564 и VTR-714, а также незначительных конструктивных изменений с целью оптимизации процессов продувки, впрыскивания и сгорания топлива.

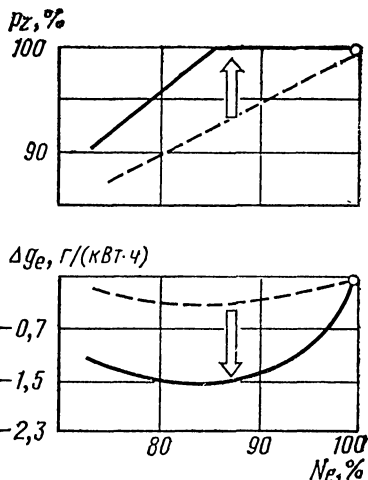


Рис. 17. Зависимость p_z и Δg_e от нагрузки двигателя:

— при использовании системы VIT; --- при обычном регулировании

Таблица 5. Основные характеристики дизелей фирмы «Зульцер» типа RLB

Показатели	RLB56	RLB66	RLB76	RLB90
Диаметр цилиндра, мм	560	660	760	900
Ход поршня, мм	1150	1400	1600	1900
Частота вращения, об/мин	170	140	120	102
Число цилиндров, ед.	4—8	4—8	4—9	4— 10, 12
Цилиндровая мощность, кВт/цил.	1100	1600	2120	2940
Среднее эффективное давление, МПа	1,37	1,43	1,46	1,43
Максимальное давление сгорания, МПа	—	—	—	11,8
Скорость поршня, м/с	6,52	6,53	6,4	6,46
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	184	185	184	182

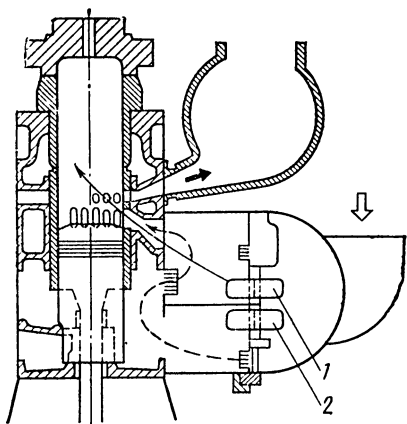


Рис. 18. Схема продувки в двигателях Зульцер RLB:

— при отключенном подпоршневом насосе; - - - при использовании подпоршневого насоса; 1 — перепускная заслонка; 2 — отключающая заслонка

Модернизация системы наддува, внедренной в 1982 г., заключается во введении дополнительной верхней перепускной заслонки, направляющей продувочный воздух к продувочным окнам, минуя подпоршневое пространство, что уменьшает гидравлические потери (рис. 18). Проходное сечение нижней заслонки, предназначенной для отключения подпоршневого продувочного насоса, увеличено.

Для улучшения продувки цилиндра при увеличенном отношении $S/D=2,11$ уровень нижнего края продувочных окон понижен, а форма днища поршня вместо плоской сделана конусообразной. Изменения

в конструкции форсунки: укороченные распылитель и игла, более тонкие стенки распылителя обеспечили уменьшение подвода тепла к нему, повышение износостойкости конусного уплотнения, снижение температуры сопла и предотвращение образования нагара. Обеспечена взаимозаменяемость модернизированных распылителей с ранее выпускавшимися для двигателей RND, RND-M и RLA.

Экономические показатели двигателей серии RLB остались на уровне предыдущей серии.

Двигатели типа RTA. Успехи конкурентов в улучшении экономичности двигателей с прямоточно-клапанной схемой газообмена привели к тому, что фирма «Зульцер» после проведения обширных исследований потенциальных возможностей контурной и прямоточной продувки отказалась от своей традиционной схемы. На новой серии двигателей RTA, производство которых начато в 1983 г., была применена прямоточно-клапанная продувка (см. рис. 2).

Из табл. 6 видно, что в результате выпуска шести типоразмеров с числом цилиндров от 4 до 12 перекрывается диапазон мощностей от 1,72 до 35,52 МВт (значительно более широкий, чем у предшествующих моделей).

Среднее эффективное давление ограничено 1,5 МПа при максимальном давлении сгорания 12,5 МПа. Удельный расход топлива лежит в пределах 167—181 г/(кВт·ч), частота вращения составляет от 70 до 190 об/мин.

Т а б л и ц а 6. Основные характеристики дизелей типа RTA фирмы «Зульцер»

Тип дизеля	D/S	Режимная точка	n, об/мин	c _m , м/с	p _e , МПа	N _e цил., кВт./цил.	g _e г/(кВт·ч)			Число цилиндров
							100% N _e	93% N _e	85% N _e	
RTA84	840/2400	1	87	6,96	1,535	2960	173	170	170	4—10, 12
		2	82	6,56	1,364	2480	169	167	167	
		3	74	5,92	1,530	2510	171	169	169	
		4	70	5,60	1,353	2100	167	166	166	
RTA76	760/2200	1	95	6,97	1,531	2420	173	170	170	4—10, 12
		2	90	6,60	1,356	2030	169	167	167	
		3	81	5,94	1,522	2030	171	169	169	
		4	76	5,57	1,361	1720	167	166	166	
RTA68	680/2000	1	105	7,00	1,534	1950	174	171	171	4—8
		2	99	6,60	1,531	1630	173	170	170	
		3	89	5,93	1,531	1650	173	170	170	
		4	84	5,60	1,367	1390	169	167	167	
RTA58	580/1700	1	123	6,97	1,531	1410	175	173	173	4—9
		2	116	6,57	1,359	1180	171	170	170	
		3	105	5,95	1,527	1200	174	171	171	
		4	98	5,55	1,363	1000	170	169	169	
RTA48	480/1400	1	150	7,00	1,532	970	175	175	175	4—9
		2	141	6,58	1,361	810	174	173	173	
		3	127	5,93	1,529	820	177	174	174	
		4	120	5,60	1,362	690	173	171	171	
RTA38	380/1100	1	190	6,97	1,544	610	181	178	178	4—9
		2	179	6,56	1,370	510	177	175	175	
		3	162	5,94	1,544	520	179	177	177	
		4	152	5,57	1,361	430	175	174	174	

Примечание. Режим работы точек 1, 2 — максимальная длительная мощность, точек 3, 4 — экономичный (см. рис. 22).

Двигатели серии RTA предназначены для работы на тяжелом топливе с плотностью до 990 кг/м³, при вязкости 600 м²/с (при 50°С) и содержании серы до 5%. Удельный расход масла составляет при этом 0,55—0,80 г/(кВт·ч).

Общее представление о компоновке двигателей новой модели даст поперечный разрез двигателя RTA84, представленный на рис. 19.

В двигателях серии RTA фирма сохранила ряд конструктивных решений, апробированных на предыдущих моделях: охлаждение деталей камеры сгорания с помощью подвода воды к огневым поверхностям по сверленным каналам в крышке и во втулке, а также по глухим сверлениям в головке поршня; шестерчатый привод распределительного вала, полусоставную конструкцию коленчатого вала; водяное охлаждение поршня с подводом и отводом воды по телескопическим трубкам; конструкцию крейцкопфа и подвод к нему масла через шарнирную ка-

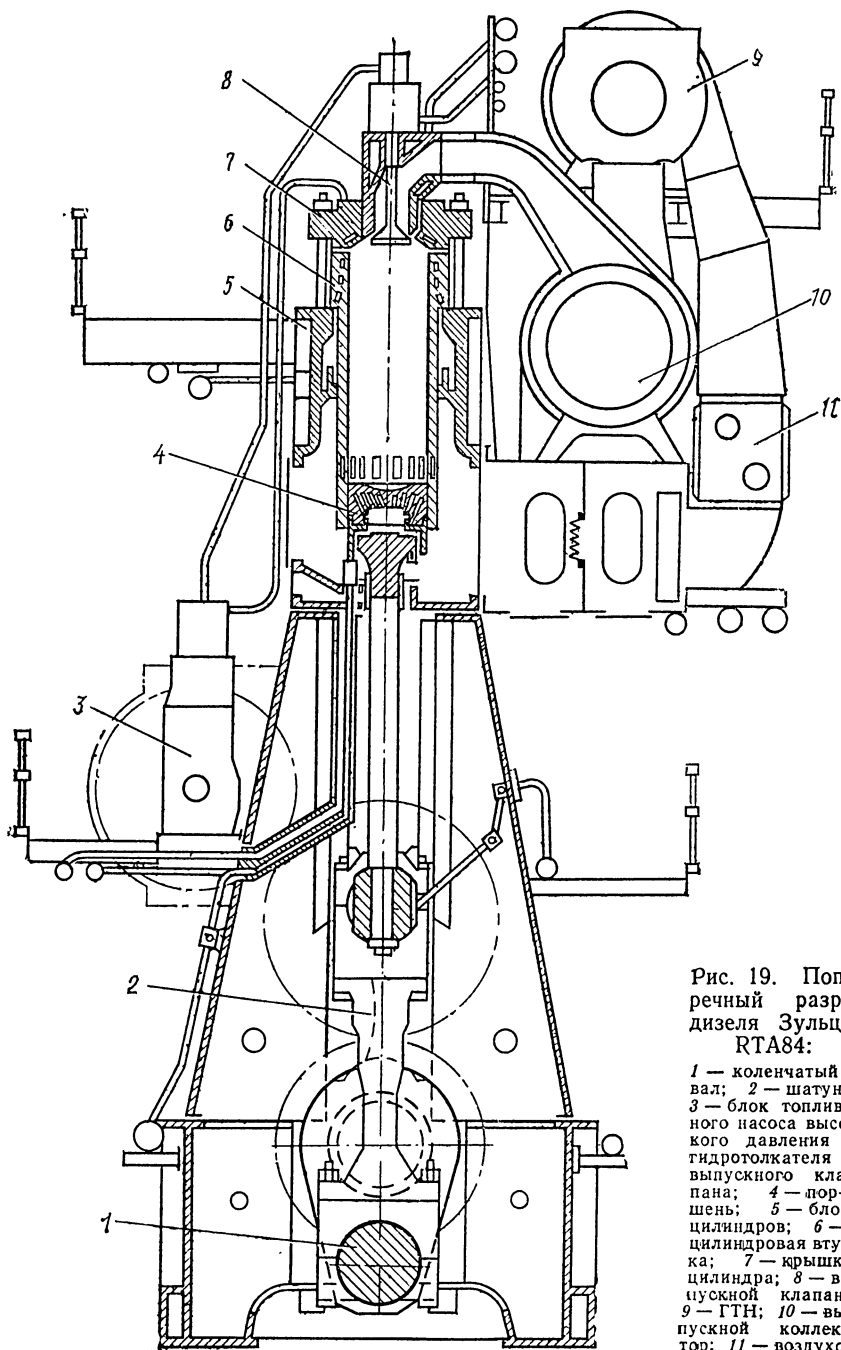


Рис. 19. Поперечный разрез дизеля Зульцера RTA84:

1 — коленчатый вал; 2 — шатун; 3 — блок топливного насоса высокого давления и гидрокаталера выпускного клапана; 4 — поршень; 5 — блок цилиндров; 6 — цилиндрическая втулка; 7 — крышка цилиндра; 8 — выпускной клапан; 9 — ГТН; 10 — выпускной коллектор; 11 — воздухоохладитель

чалку; смешанное регулирование ТНВД с помощью клапанов и т. д.

В то же время использование прямоточно-клапанной продувки предопределило схожесть многих конструктивных решений, принятых фирмой в двигателях серии RTA, с аналогичными узлами двигателей фирмы «Бурмейстер и Вайн» (рис. 20): также в центре крышки помещается единственный выпускной клапан с гидравлическим толкателем, по периферии камеры сгорания расположены от двух до четырех форсунок, укорочен тронк поршня, использована система наддува с постоянным давлением газов перед турбиной и без применения подпоршневых продувочных насосов, которые раньше использовались при нагрузках до 60% номинальной мощности.

Однако фирма «Зульцер» не использовала полуколпачковую конструкцию крышки двигателей фирмы «Бурмейстер и Вайн», а полусфера в днище ее поршня выражена гораздо слабее. Несколько необычно выглядит пояс уплотнений, поднятый до середины высоты втулки, что, возможно, сделано для уменьшения амплитуды ее вибрации. Насколько работоспособными окажутся уплотнения при таком решении, покажет опыт эксплуатации.

Прямоточная продувка дала возможность сократить область использования вспомогательной воздуходувки до 25% номинальной мощности вместо 40—50% в двигателях RLA и RLB с контурной продувкой.

В целом система наддува в двигателях RTA аналогична системам предшествующих серий, но в ней используются неохлаждаемые турбокомпрессоры нового поколения VTR4 с к. п. д., равным 0,65; система утилизации теплоты наддувочного воздуха предусматривает автоматическую регулировку его температуры; конструкция ресивера продувочного воздуха упрощена; все элементы турбокомпрессора скомпонованы в виде модуля, единого для всех модификаций дизелей серии RTA [16].

Решая проблему надежности выпускного клапана, фирма использовала опыт создания и эксплуатации выпускных клапанов СОД серии Z40.

Для уменьшения динамических нагрузок на клапан применен гидравлический привод, хорошо зарекомендовавший себя в эксплуатации двигателей фирмы «Бурмейстер и Вайн», но вместо возвратных механических пружин применен воздушный демпфер (см. рис. 20) с постоянной подпиткой воздухом нужного давления. Это исключило вибрацию и колебания, сопровождавшие работу пружин и вызывавшие фреттинг-коррозию торца штока клапана и поломки пружин. Кроме того, применено механическое устройство, проворачивающее клапан в момент его посадки на седло. За счет этого обеспечивается постоянная притирка клапана к седлу, удаление нагара с посадочного пояса и выравнивание температурного поля тарелки клапана. Клапан и седло изготовлены из теплостойкого сплава Nimonic. Интенсив-

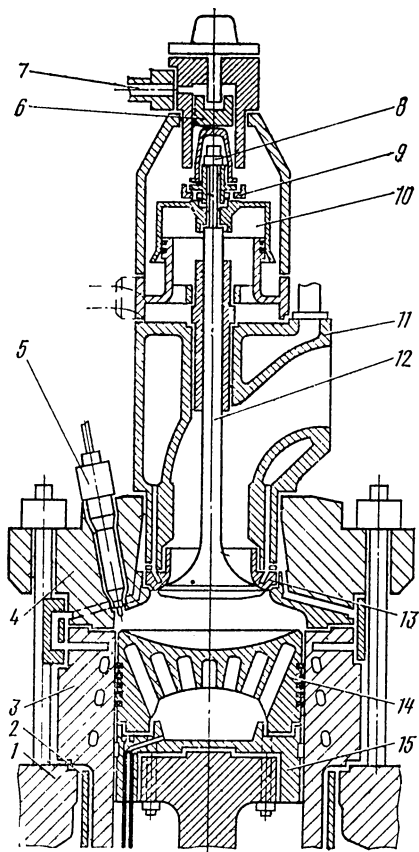


Рис. 20. Детали камеры сгорания дизеля Зульцер RTA58:

1 — блок цилиндра; 2 — рубашка водяного охлаждения; 3 — втулка цилиндра со сверленными охлаждающими каналами; 4 — крышка цилиндра со сверленными каналами; 5 — неохлаждаемая форсунка с циркуляцией топлива; 6 — поршень гидроривода выпускного клапана; 7 — подвод масла от толкателя гидроривода выпускного клапана; 8 — болтовое регулировочное соединение; 9 — поворотный механизм выпускного клапана; 10 — воздушный демпфер; 11 — съемный корпус выпускного клапана; 12 — выпускной клапан; 13 — охлаждаемое седло клапана; 14 — головка поршня с глухими сверленными каналами; 15 — тронк поршня

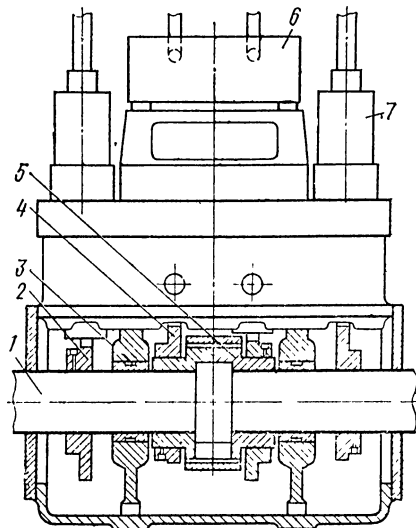


Рис. 21. Сдвоенный блок привода ТВД и гидротолкателей дизелей Зульцер RTA:

1 — распределительный вал; 2 — кулачковая шайба гидротолкателя; 3 — подшипник распределительного вала; 4 — кулачковая шайба ТВД; 5 — сервомотор реверса ТВД; 6 — сдвоенный ТВД; 7 — гидротолкатель выпускного клапана

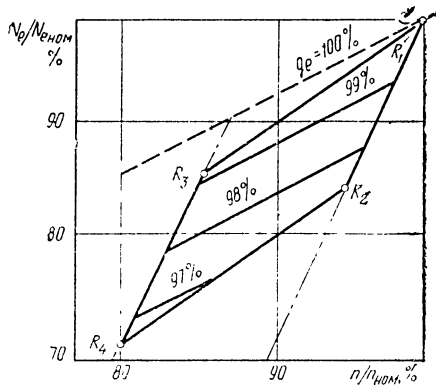


Рис. 22. Зона экономических режимов работы дизелей Зульцер серии RTA при $p_e = \text{const}$:

R_1 — номинальный режим; $R_2-R_3-R_4$ — границы зоны экономических режимов; R_1-R_2 — легкая винтовая характеристика; R_3-R_4 — тяжелая винтовая характеристика; R_1-R_3 и R_2-R_4 — линии $p_e = \text{const}$

ное охлаждение седла клапана по каналам из полости охлаждения его корпуса позволило предотвратить ванадиевонатриевую коррозию.

Топливные насосы высокого давления объединены с гидравлическими толкателями выпускных клапанов в сдвоенные блоки — один блок на два цилиндра (рис. 21). С учетом увеличения нагрузки от привода клапанов диаметр распределительного вала увеличен, а его установка на двигателе обеспечивает повышенную жесткость и прочность.

В связи с тем, что кулачная шайба привода выпускного клапана имеет симметричный профиль и нулевую заклинку по отношению к кривошипу своего цилиндра, отпадает необходимость в ее реверсировании. Для реверса кулачных шайб ТНВД в каждом блоке предусмотрен небольшой гидравлический сервомотор, разворачивающий обе топливные шайбы на заданный угол реверса.

У двигателей больших размерностей от RTA58 до RTA84 фундаментные рамы аналогичны предшествующим моделям RLA и RLB: имеют вставные постели подшипников коленчатого вала и расположенные по одной линии фундаментные болты. Литые А-образные стойки с проставками между ними составляют составной остов. К стойкам на болтах крепятся по две направляющие крейцкопфа. Блок цилиндров также составной, собран из отдельных блоков с рубашкой охлаждения.

Вкладыши рамовых и мотылевых подшипников выполнены толстостенными с заливкой баббитом марки R4. Крейцкопфные вкладыши у двигателей серии RTA, как и у двигателей серий RND-M, RLA и RLB, могут быть выполнены из баббита или из сплава алюминия с оловом с тонким гальваническим покрытием для приработки.

Сопоставление параметров двигателей серии RTA84 и RLB90 показывает, что фирма пошла по пути дальнейшей форсировки своих двигателей по наддуву, увеличив p_e с 1,431 до 1,535 МПа. Это позволило, несмотря на снижение номинальной частоты вращения со 102 до 87 об/мин, не только не уменьшить, но даже увеличить цилиндрическую мощность до 2960 кВт вместо 2940 кВт. При этом p_z возросло с 11,8 до 12,5 МПа.

Увеличение отношения S/D до 3, переход на прямоточно-клапанную схему газообмена и повышение p_z до 12,5 МПа уменьшило удельный эффективный расход топлива до 173 г/(кВт·ч) на режиме номинальной мощности или почти на 10 г/(кВт·ч) по сравнению с предыдущей моделью RLB.

Учитывая получившую широкое распространение практику эксплуатации транспортных судов на пониженных (или экономичных) скоростях, фирма приняла меры к дополнительному снижению расхода топлива на этих режимах (рис. 22). Одним из способов повышения экономичности на всех режимах, ограниченной областью R1—R3—R4—R2 и соответствующих ре-

жимах полного хода на различных винтовых характеристиках, является поддержание постоянного давления p_z за счет применения устройства регулирования начала впрыска (см. рис. 16). При этом за счет увеличения угла опережения подачи топлива до 4° п. к. в. минимальный расход топлива на 85%-ной нагрузке составил 167 г/(кВт·ч).

Улучшение экономичности на режимах эксплуатационной мощности за счет поддержания номинального значения p_z привело к превышению номинальных значений нагрузок на подшипники при работе на эксплуатационных режимах $R2$, $R3$ и $R4$. Как известно, нагрузка на подшипники двухтактных дизелей определяется максимальным движущим усилием $P_{\max} = P_z - P_j^{\max}$. При снижении частоты вращения с переходом на режим $R2$, $R3$ и $R4$ максимальное значение сил инерции поступательно движущихся частей $P_j^{\max} = K_j n^2$ существенно уменьшается, что приводит к соответствующему увеличению P_{\max} и нагрузок на подшипники. Для обеспечения надежной работы подшипников в этих условиях фирма увеличила диаметры шеек коленчатого вала и цапф крейцкопфа и обеспечила возможность использования тонкостенных вкладышей с алюминиевой заливкой. Для повышения экономичности работы энергетической установки в целом предусмотрены не только традиционная утилизация тепла отходящих газов, но и использование теплоты наддувочного воздуха для получения горячей воды, а также отбор мощности на приводной генератор от приводной шестерни распределительного вала. Пар из утилизационного котла поступает на утилизационный турбогенератор и на подогрев топлива, а вода из воздухоохладителя идет на подогрев конденсата утилизационного турбогенератора.

Комплекс мероприятий, реализованных в СЭУ с двигателями RTA, снижает суточный расход топлива на 10% по сравнению с двигателями серии RLB и на 28% — по сравнению с двигателями серии RND-M. В отличие от двигателей RTA с диаметрами цилиндров 840—580 мм, в которых максимально использованы детали и узлы предыдущей серии RLB, малоразмерные двигатели RTA48 и RTA38 спроектированы заново: у них литые фундаментные рамы и блоки цилиндров, вместо клапанных ТНВД использованы золотниковые. В дизелях RTA38, кроме того, применено масляное охлаждение поршня, а распределительный вал поднят до уровня крышек цилиндров.

Подводя итог анализу развития конструкций малооборотных судовых дизелей производства фирмы «Зульцер» и ее лицензиатов, можно сделать вывод о том, что это развитие постоянно направлено на удовлетворение запросов судостроения. Однако, если все предыдущие модели дизелей от RD до RLB были, в конечном итоге, развитием традиционной схемы газообмена и связанной с ней конструктивной схемы, то в последней модели RTA фирма отказалась от этой традиционной схемы, исчерпав

возможности ее дальнейшего совершенствования. Благодаря новому решению схемы газообмена были достигнуты наименьшие удельные эффективные расходы топлива $g_e = 167$ г/(кВт·ч) при наибольших максимальных давлениях сгорания $p_z = 12,5$ МПа.

3. АНАЛИЗ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ФИРМЫ «БУРМЕЙСТЕР И ВАЙН»

Датская фирма «Бурмейстер и Вайн» с 1939 г. совместно с лицензиатами производит судовые малооборотные двигатели с прямоточно-клапанной системой продувки, а с 1952 г.— с газотурбинным наддувом. В отечественном флоте в настоящее время эксплуатируются двигатели серий VTBF, VT2BF, K-EF, K-FF, K-GF, L-GF, L-GFCA (табл. 7).

Дизели типа VTBF. Общая компоновка двигателей VTBF представлена на рис. 23 поперечным разрезом двигателя 74VTBF-160 (ДКРН74/160). Это двухтактный, крейцкопфный, реверсивный двигатель с прямоточно-клапанной продувкой и с импульсным газотурбинным наддувом.

Наддув двигателя осуществляется газотурбонагнетателями фирмы «Бурмейстер и Вайн» типа TL680, которые устанавливаются на каждые два-три или четыре цилиндра в зависимости от рядности двигателя. Выпускные газы поступают к турбине при переменном давлении с температурой около 450°C по индивидуальным патрубкам от каждого цилиндра, имеющим защитные решетки, которые в случае поломки поршневых колец должны предохранять проточную часть газовой турбины от попадания обломков.

Таблица 7. Основные характеристики двигателей

Параметры	VTBF			VT2BF				
	Обозначение							
	7ДКРН74/160	9ДКРН50/110	5ДКРН50/110	9ДКРН74/160-2	6ДКРН74/160-2	8ДКРН74/160-2	7ДКРН50/110-2	5ДКРН50/110-2
N_e , кВт	6400	3800	2100	10 000	6600	8800	3600	2600
n_e , об/мин	115	170	170	115	115	115	170	170
p_e , МПа	—	—	—	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84
p_z , МПа	5,40	5,40	5,40	6,37	6,37	6,37	6,37	6,37
p_a , МПа	0,14	0,14	0,14	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17
g_e , г/(кВт·ч)	219	220	220	219	219	219	220	220
Масса, т	385	176	105	567	400	512	173	134
Год освоения выпуска	1961	1962	1962	1965	1965	1968	1969	1970

Примечание. Удельные расходы топлива даны по верхним предельным

Двигатель обеспечивается воздухом на всех режимах от полного хода до пусков и маневров только газотурбонагнетателем за счет раннего открытия выпускного клапана. Клапан открывается при 87° п. к. в. до НМТ, а закрывается при 54° п. к. в. после НМТ. Продувочные окна открываются и закрываются при 38° п. к. в. соответственно до и после НМТ. Раннее открытие клапана дает возможность получить мощный импульс давления, обеспечивающий баланс мощности между турбиной и компрессором на всех режимах работы, однако фирма дополнительно установила аварийную воздухоудку 9.

Прямоточно-клапанная продувка в двигателях Бурмейстер и Вайн традиционно осуществляется с помощью одного клапана 1 (см. рис. 23) большого диаметра, расположенного в центре крышки 2 цилиндра. По этой причине для равномерного распределения распыливаемого топлива по объему камеры сгорания установлены две или три форсунки с односторонним расположением сопловых отверстий по периферии крышки 2, которая имела ранее конусообразную форму, что позволило вывести плохо охлаждаемую область стыка крышки с цилиндровой втулкой 3 из зоны камеры сгорания вверх.

Использование такой схемы продувки дало возможность применить простую симметричную конструкцию цилиндровой втулки, в нижней части которой расположены продувочные окна 6, равномерно распределенные по всей окружности втулки. Оси каналов, образующих продувочные окна, направлены по касательной к окружности цилиндра, что создает закручивание потока воздуха при его поступлении в цилиндр. Это обеспечивает

фирмы «Бурмейстер и Вайн»

K-EF				K-GF			L-GFCA		
по ГОСТу									
6ДКРН74/160-3	5ДКРН62/140-3	8ДКРН74/160-3	9ДКРН84/180-3	9ДКРН80/160-4	7ДКРН80/160-4	8ДКРН80/160-4Л	6ДКРН67/140-4	6ДКРН67/170-7	6ДКРН45/120-7
7800	4500	10 000	15 500	15 900	12 300		7500	8700	3960
120	140	120	110	122	122		140	119	170
0,94	0,91	0,91	0,94	1,09	1,08		1,08	1,20	1,22
6,86	6,86	6,86	7,01	8,14	8,14		8,17	8,40	8,70
0,19	0,19	0,19	0,20	0,21	0,21		0,21	0,27	0,27
216	219	219	219	216	216		211	197	198
400	242	518	762	725	585		315	340	122
1971	1971	1972	1976	1977	1978	1979	1980	1982	1983

значениям.

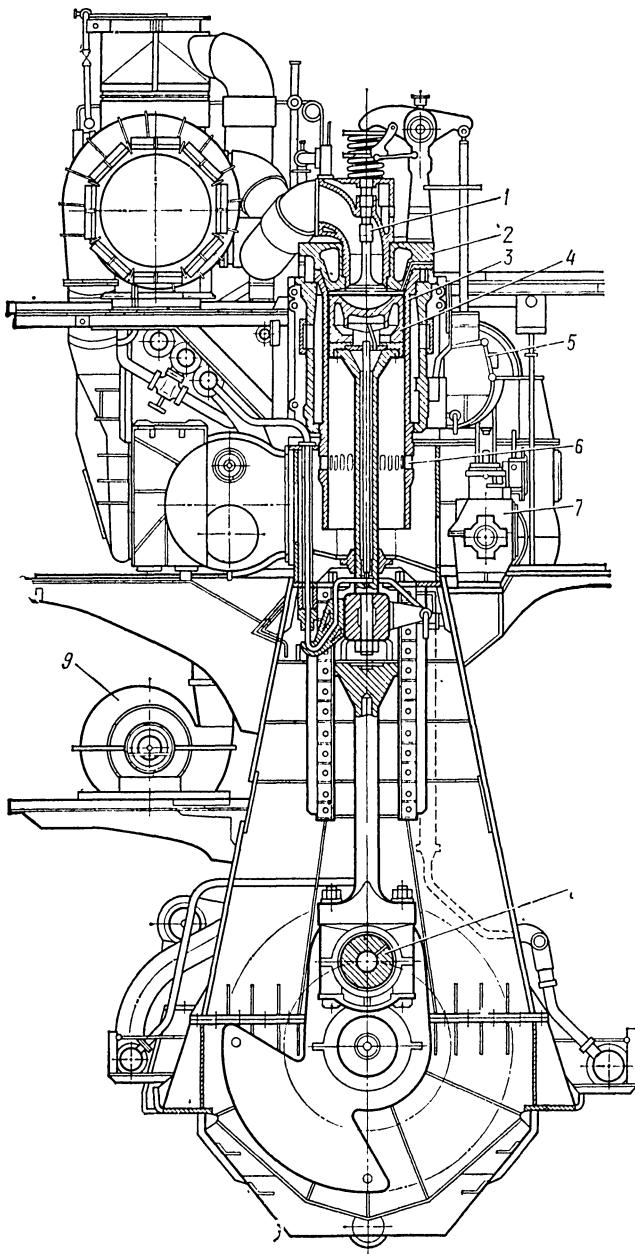


Рис. 23. Поперечный разрез дизеля Бурмейстер и Вайн 74VTBF160

очистку цилиндра от продуктов сгорания с минимальным перемешиванием продувочного воздуха и остаточных газов, а также улучшает смесеобразование в камере сгорания, так как вращение воздушного заряда сохраняется и в момент впрыска топлива. Простая конфигурация и возможность обеспечения равномерной температурной деформации втулки по длине обеспечивают благоприятные условия работы деталей цилиндропоршневой группы.

Поршень 4 двигателя имеет стальную головку, выполненную из молибденовой жаростойкой стали, и очень короткий чугунный тронк. В связи с периферийным расположением форсунок днище поршня имеет полусферическую форму. Равномерный обдув днища поршня холодным воздухом при продувке позволил фирме сохранить масляное охлаждение поршня во всех моделях своих двигателей. Применение масляной системы охлаждения значительно упрощает как конструкцию, так и эксплуатацию двигателя. Для повышения ремонтпригодности поршней в канавках поршневых колец двигателей VTBF и двух последующих модификаций установлены противоизносные чугунные кольца. При износе или поломке их заменяют. При этом восстанавливают первоначальную высоту канавки.

Осуществив сварную конструкцию фундаментной рамы и картерных стоек, фирма попыталась в этих двигателях применить укороченные анкерные связи, проходящие от верхней плоскости блока цилиндров до верхнего края картерных стоек, вместо традиционных длинных анкерных связей. Однако опыт эксплуатации показал, что при коротких анкерных связях не обеспечивается необходимая жесткость остова, поэтому в последующих моделях вернулись к длинным анкерным связям.

Двигатели VTBF имеют два распределительных вала. Их привод от коленчатого вала 8 осуществляется традиционной для МОД фирмы «Бурмейстер и Вайн» ценной передачей. Верхний распределительный вал служит для привода 5 выпускных клапанов, а нижний — для привода 6 топливных насосов высокого давления.

Реверс распределительных валов выпускных клапанов и топливных насосов производится с помощью кулисных сервомоторов с планетарными передачами, смонтированных внутри приводных звездочек. При реверсе каждый распределительный вал фиксируется с помощью тормозного клапана и остается неподвижным в течение заданного угла при развороте коленчатого вала в новом направлении. При этом распределительный вал топливных насосов оказывается развернутым относительно коленчатого вала на 130° п. к. в. С целью уменьшения угла реверса распределительные валы разворачиваются в разные стороны (рис. 24, а, б).

Коленчатый вал двигателей этой серии составной, т. е. и мотылевая, и рамовая шейки запрессованы в щеки. Мотылевые

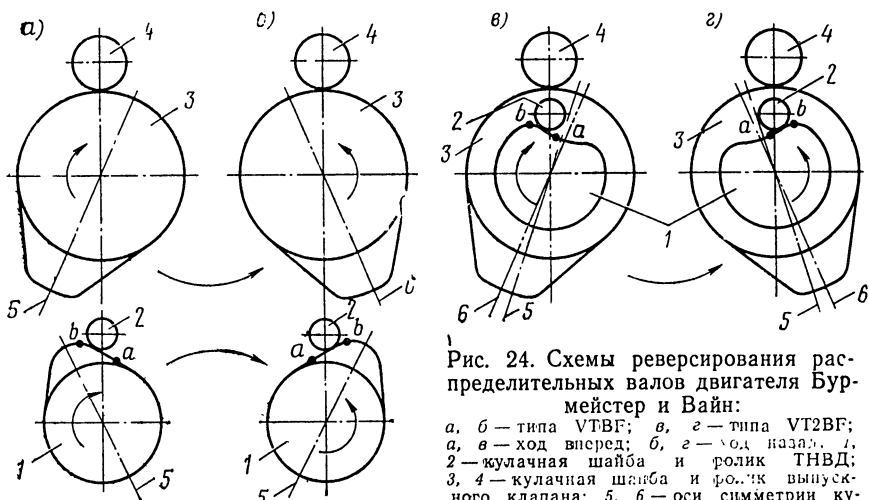


Рис. 24. Схемы реверсирования распределительных валов двигателя Бурмейстер и Вайн:

a, б — типа VТВF; *в, г* — типа VТ2ВF;
a, в — ход вперед; *б, г* — ход назад; *1*,
 2 — кулачковая шайба и ролик ТНВД;
 3, 4 — кулачковая шайба и фрикционный выпускной клапан; *5, б* — оси симметрии кулачковых шайб соответственно по направлению насоса и выпускного клапана; *a, б* — активный участок профиля

подшипники смазываются по каналам в шейках и щеках. От мотылевого подшипника масло по отверстиям в шатуне поступает к крейцкопфу, затем на смазку головных подшипников.

Подвод охлаждающего масла в поршень осуществляется по телескопическим трубам через крейцкопф, затем масло поднимается к поршню по кольцевому зазору между штоком поршня и отводной трубой. Отработавшее масло из поршня сливается по трубе, расположенной внутри штока поршня, затем из крейцкопфа по гуську, свободный конец которого ходит в прорези неподвижной отводящей трубы, и далее по системе труб масло поступает в сточную цистерну.

На двигателях Бурмейстер и Вайн традиционно применяют ТНВД 7 (см. рис. 23) золотникового типа с регулированием по концу подачи. В двигателях VТВF трубопроводы к обоим форсункам подсоединены непосредственно к головке топливного насоса. Насос не имеет нагнетательных клапанов, а угол опережения подачи топлива регулируется разворотом кулачной шайбы относительно распределительного вала. Форсунки этих двигателей — закрытого типа, охлаждаются дизельным топливом, давление начала впрыскивания 30 МПа. Характерной особенностью форсунок является торцовое уплотнение иглы.

Опыт эксплуатации дизелей типа VТВF на судах отечественного флота показал, что для них характерны следующие дефекты и неисправности: интенсивные износы цилиндрических втулок, ослабление шпилек крепления головки и тронка поршня, частые поломки и интенсивные износы поршневых колец, образование трещин под опорным буртом цилиндрической втулки, выход из строя противоизносных колец, растрескивание и отслаива-

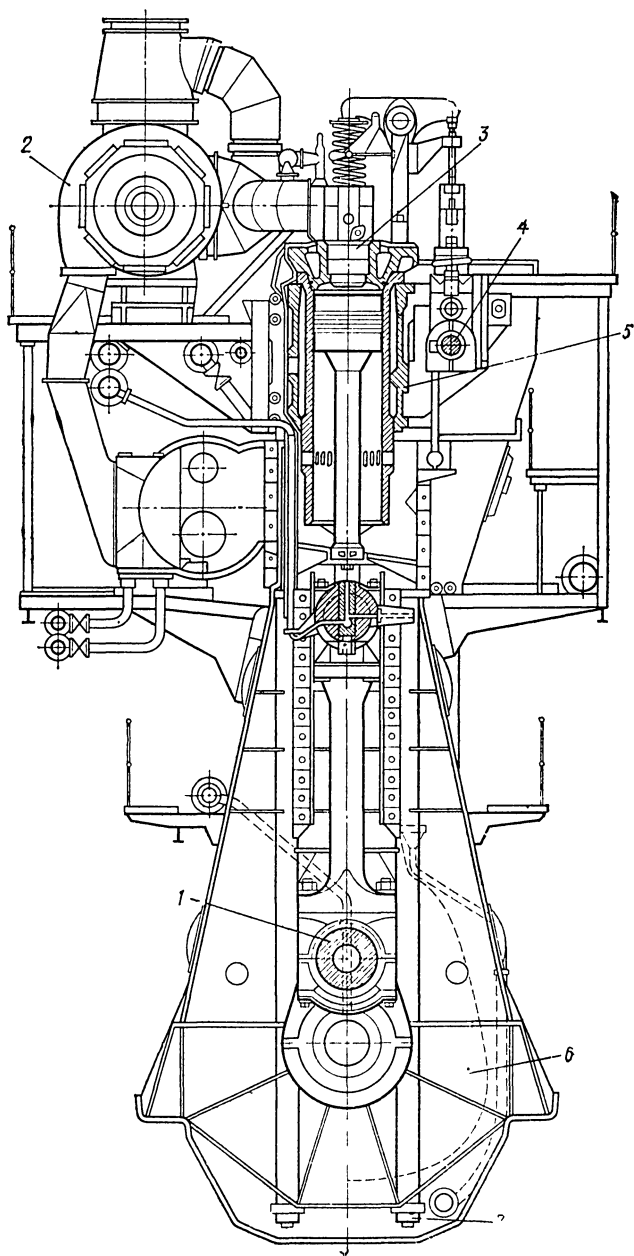


Рис. 25. Поперечный разрез двигателя Бурмейстер и Вайн типа VT2BF

ние баббита головных и мотылевых подшипников, прогорание выпускных клапанов, растрескивание деталей и зависание плунжеров ТНВД, частые отказы форсунок из-за зависания игл, растрескивание распылителей и т. д. Однако в целом двигатели показали достаточную надежность при коэффициенте использования мощности 0,8—0,9.

Дизели типа VT2BF. Следующая модель двигателей, выпускавшаяся фирмой с 1960 г., VT2BF (рис. 25) сохранила основные черты предыдущей модели: импульсный ГТН 2, прямоточно-клапанную продувку, масляное охлаждение поршня, составную конструкцию коленчатого вала 1, привод распределительного вала 4 и т. д. Однако в новой серии среднее эффективное давление увеличилось с 0,7 до 0,85 МПа, примерно на 20%. Для повышения мощности турбины была увеличена фаза открытия выпускного клапана 3 со 140 до 148° п. к. в. Теперь выпускной клапан открывался за 92° п. к. в. до НМТ и закрывался при 56° п. к. в. после нее.

В целях упрощения конструкции и снижения массы двигателя фирма отказалась от использования двух распределительных валов. Начиная с этой модели, для привода ТНВД и выпускных клапанов используется один распределительный вал. Для повышения жесткости остова двигателя фирма вернулась к длинным анкерным связям 7, проходящим от верхней плоскости блока цилиндров 5 до нижней плоскости фундаментной рамы 6.

Реверс распределительного вала осуществляется его разворотом на 130° п. к. в. в сторону реверса кулачных шайб выпускных клапанов, поэтому фирма была вынуждена использовать для привода ТНВД кулачную шайбу с негативным профилем (см. рис. 24, в, г). В связи с резким сокращением времени наполнения насоса фирма установила в головке ТНВД всасывающий клапан. Кроме того, в двигателях этой серии применен эксцентриковый механизм изменения угла опережения подачи топлива (рис. 26), регулирующий максимальное давление сгорания без остановки двигателя, что является несомненным преимуществом такой конструкции.

От ТНВД топливо подается по нагнетательному трубопроводу к распределительной коробке, от которой отходят трубопроводы к форсункам. Сохранив торцовое уплотнение иглы с распылителем, фирма опустила форсуночную пружину вниз, уменьшив тем самым массу подвижных частей. Отсутствие нагнетательного клапана в системе впрыскивания при мощной отсечке топлива в конце подачи зачастую приводило к образованию вакуумных каверн в топливопроводах высокого давления, вызывая неравномерность цикловых подач по цилиндрам.

Дизели типов К-ЕФ, К-ФФ. В двигателях сохранен импульсный газотурбинный наддув, прямоточно-клапанная схема газообмена, масляное охлаждение поршня и другие характерные

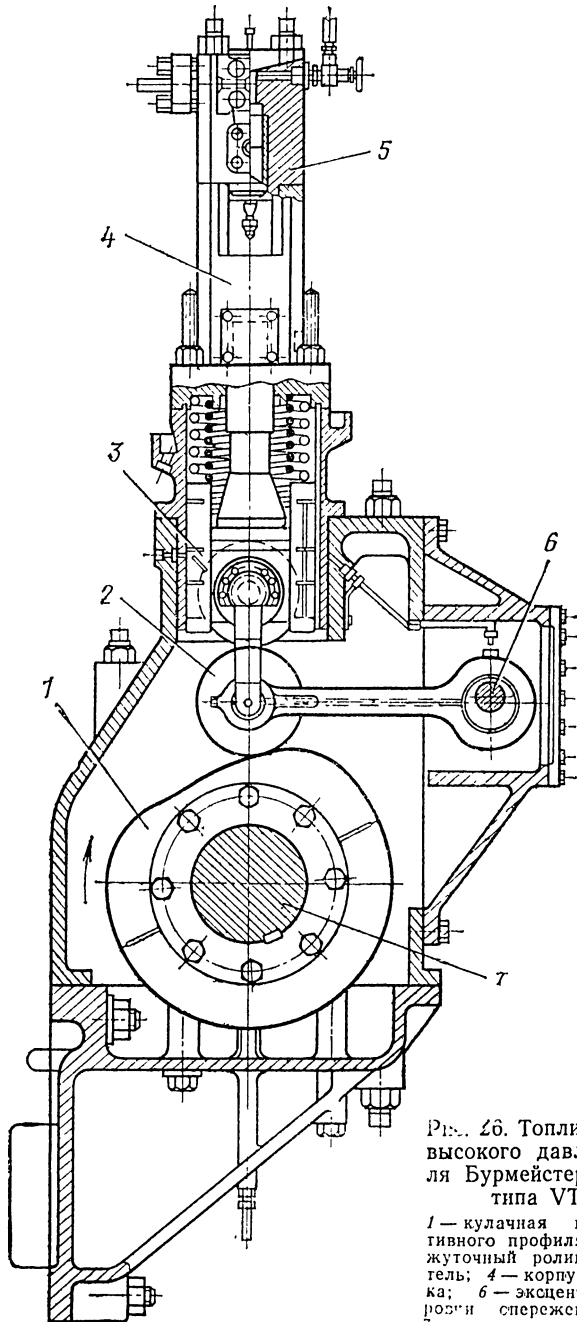


Рис. 26. Топливный насос
высокого давления дизе-
ля Бурмейстер и Вайн
типа VT2BF:

1 — кулачковая шайба нега-
тивного профиля; 2 — про-
межуточный ролик; 3 — тол-
катель; 4 — корпус; 5 — голов-
ка; 6 — эксцентрик регули-
ровки опережения подачи;
7 — распределительный вал.

черты двигателей предыдущей модели VT2BF. Общая компоновка двигателей этой серии представлена поперечным разрезом двигателя K84EF на рис. 27.

В конструкцию двигателя внесены некоторые изменения. В первую очередь это касается деталей камеры сгорания. Как видно из рис. 28, камера сгорания двигателей K98FF вынесена в крышку колпачкового типа. Это снизило температуры зеркала цилиндра в верхней части втулки, чему способствовало охлаждение верхнего пояса втулки водой, подводимой по сверленным тангенциальным каналам в опорном бурте 4. Колпачковая конструкция обеспечила достаточную жесткость и прочность крышки без увеличения толщины стенок камеры сгорания, несмотря на то, что диаметр цилиндра и давление p_z стали больше. Толщина верхней части втулки оставлена без изменений благодаря смещению ее вниз в область более низких давлений газа. При такой компоновке деталей камеры сгорания верхняя часть поршня при его положении в ВМТ выступает из цилиндровой втулки. Поэтому появилась возможность отказаться от резьбовых отверстий под рамы в днище поршня, являющихся концентраторами напряжений, и применить для демонтажа поршня устройство, традиционно используемое в двигателях фирмы МАН, в виде хомута, бурт которого входит в кольцевую выточку в верхней части поршня 5.

Для обеспечения достаточного теплоотвода от днища поршня и его механической прочности фирма сохранила прежнюю толщину днища, а для снижения деформаций, возникающих от давления газов, использовала опорный стакан 3, диаметр которого составляет 0,7 диаметра цилиндра. Этим достигается равновесие сил давления газов на центральную и периферийную поверхность днища поршня, позволяющее уменьшить изгибающие напряжения в месте перехода днища в боковые стенки. Для крепления поршня к штоку использовано пружинное кольцо Бельвиля 1. За счет упругости этого кольца обеспечивается автоматическая компенсация износов опорных поверхностей опорного стакана, днища поршня и штока.

Благодаря этим мерам удалось сохранить приемлемый уровень температур в деталях цилиндро-поршневой группы, несмотря на увеличение среднего эффективного давления за счет наддува на 10% по сравнению с дизелями VT2BF.

Существенные изменения внесены в ТНВД двигателей этой серии (рис. 29). Фирма отказалась от применения эксцентрикового механизма с регулированием угла опережения подачи топлива и применила подвижную плунжерную втулку, положение которой может регулироваться при отключенном насосе с помощью небольшого шестеренного привода. При вращении приводной шестерни на крышку навинчивается промежуточная втулка, которая служит упором для плунжерной втулки. Сама плунжерная втулка прижимается к промежуточной с помощью четы-

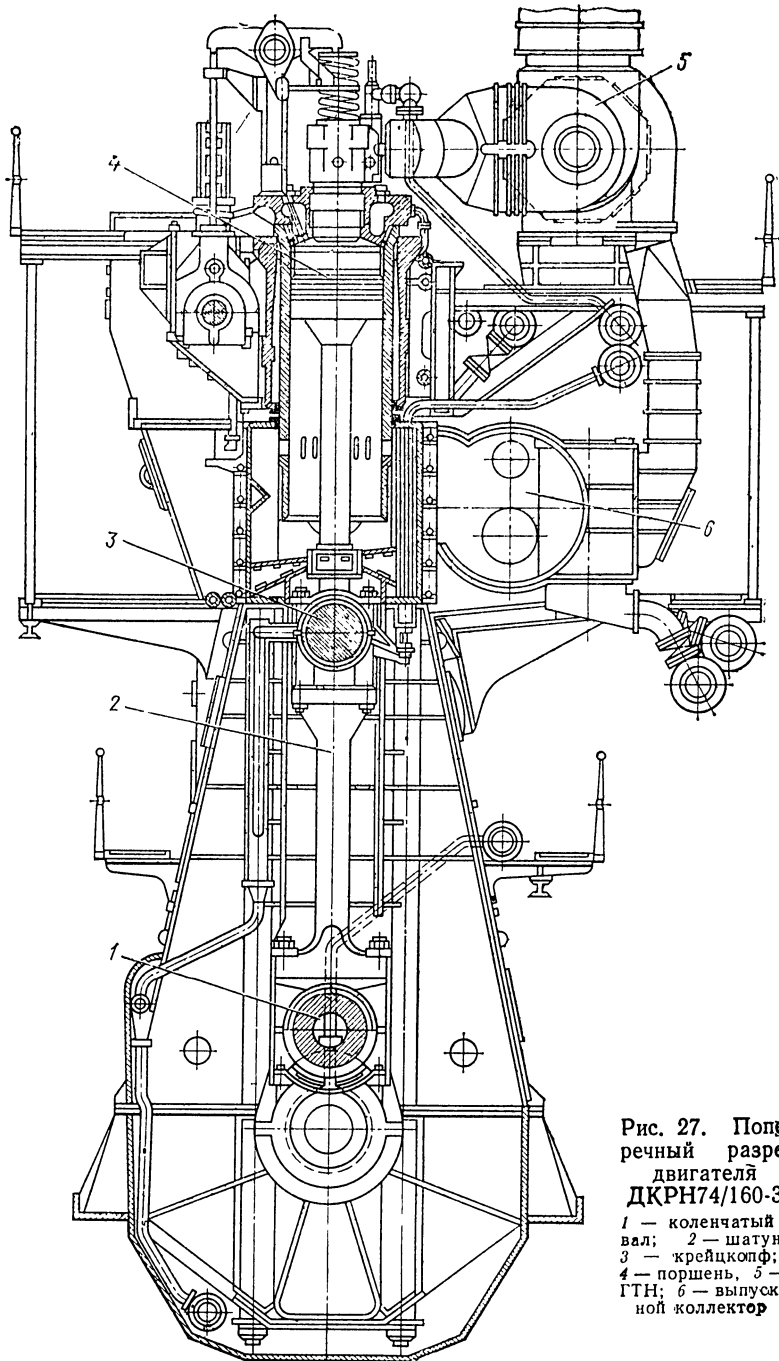


Рис. 27. Поперечный разрез двигателя ДСРН74/160-3:
 1 — коленчатый вал; 2 — шатун;
 3 — кресткопф; 4 — поршень, 5 — ГТН; 6 — выпускной коллектор

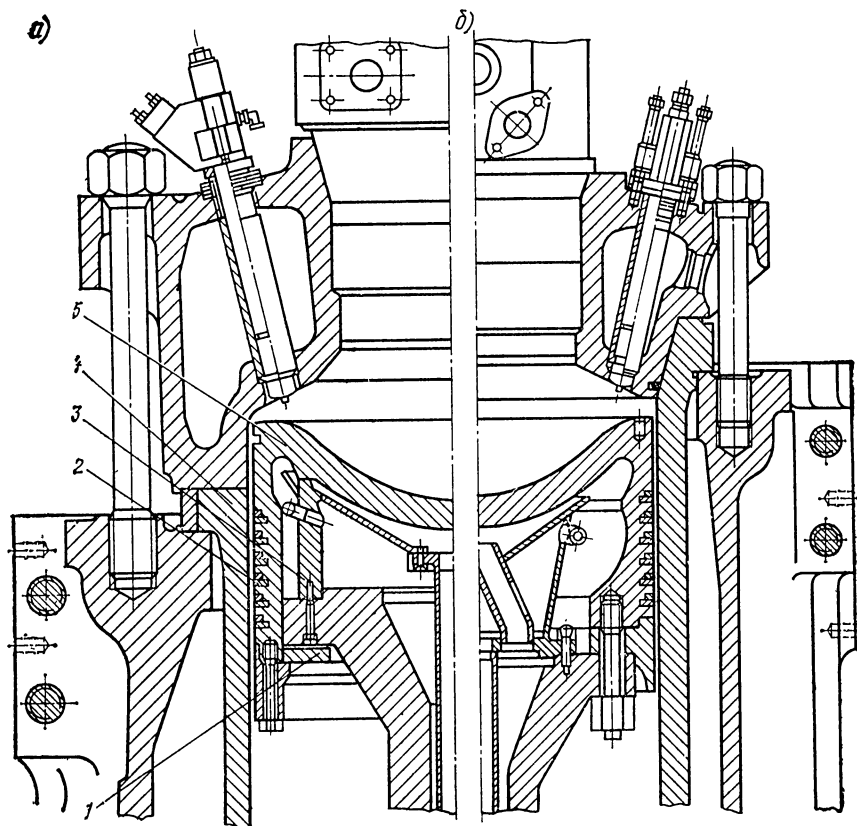


Рис. 28. Сопоставление деталей камер сгорания дизелей Бурмейстер и Вайн:
 а — дизель К98FF; б — дизель 84VT2BF-180

рех шпилек. При регулировании угла опережения впрыска топлива на ходу двигателя подачу топлива отключают, ослабляют затяжку шпилек крепления плунжерной втулки, а затем путем вращения зубчатой шестерни наворачивают или выворачивают регулировочную втулку на головку насоса, перемещая ее на нужную высоту. Кроме того, фирма применила пластинчатый всасывающий клапан, расположенный непосредственно в ТНВД.

Топливо в полость нагнетания подводится по кольцевому зазору между корпусом и плунжерной втулкой снизу вверх, что позволяет равномерно прогревать насос при работе на тяжелом топливе. Для гашения волн давления, возникающих при отсечке, используется пружинный демпфер.

Дизели типа K-GF. Совершенствование конструкции своих двигателей фирма реализовала в процессе доводки базового двигателя К90GF, а затем всех остальных двигателей этого ря-

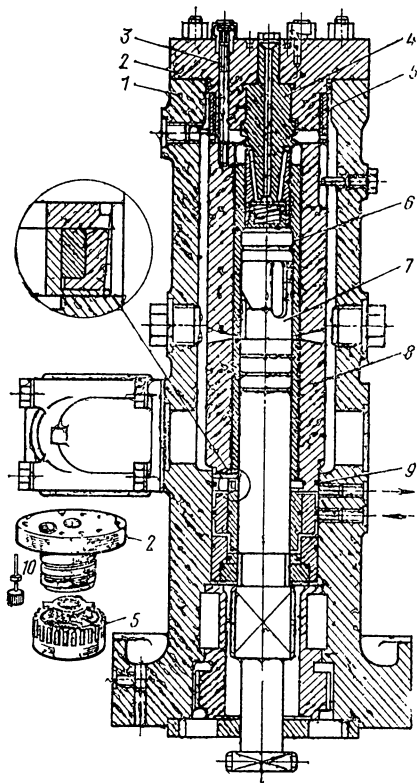


Рис. 29. Конструкция ТНВД двигателей Бурмейстер и Вайн типов К-ЕФ—К-ФФ:

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — стяжная шпилька; 4 — корпус всасывающего клапана, 5 — регулировочная гайка с зубчатым венцом; 6 — тонкостенная втулка плунжера; 7 — золотник плунжера; 8 — основная втулка плунжера; 9 — резиновые уплотняющие кольца; 10 — шестерня привода регулировочной гайки

ра шейки). В результате деформации кресткопфа уменьшились, снизились давления на подшипники (до 10 МПа), несколько увеличились окружные скорости в кресткопфном подшипнике, что способствует образованию масляного клина. Симметричность кресткопфного узла позволяет в случае повреждения шейки перевернуть поперечину на 180°.

Из-за высокого уровня тепловых и механических напряжений в эксплуатации наблюдались выходы из строя деталей камеры сгорания: крышек, втулок и поршней. Для ликвидации этих недостатков и в связи с необходимостью дальнейшей форсировки двигателя по наддуву фирма «Бурмейстер и Вайн» пошла на переработку конструкции этих деталей (рис. 31).

да. За счет наддува мощность двигателей была увеличена почти на 30% по сравнению с моделями К-ЕФ, среднее эффективное давление составило 1,17—1,18 МПа при максимальном давлении сгорания 8,3 МПа. Это привело к значительному росту нагрузок на все детали остова двигателя. Поэтому фирма полностью отказалась от его прежней конструкции, образованной отдельными А-образными стойками, и перешла на более рациональную жесткую сварную конструкцию коробчатой формы, в которой нижний блок 8 вместе с фундаментной рамой 9 образует пространство шатунного механизма, а верхний блок 7 — полость кресткопфа вместе с параллелями (рис. 30).

В этом варианте уменьшается количество болтовых соединений, упрощается обработка отдельных секций и облегчается герметизация уплотнений. Для улучшения условий работы кресткопфа 6 значительно увеличен диаметр шеек его поперечины, который приблизительно стал равен диаметру цилиндра, и укорочена их длина (до 0,3 диаметра

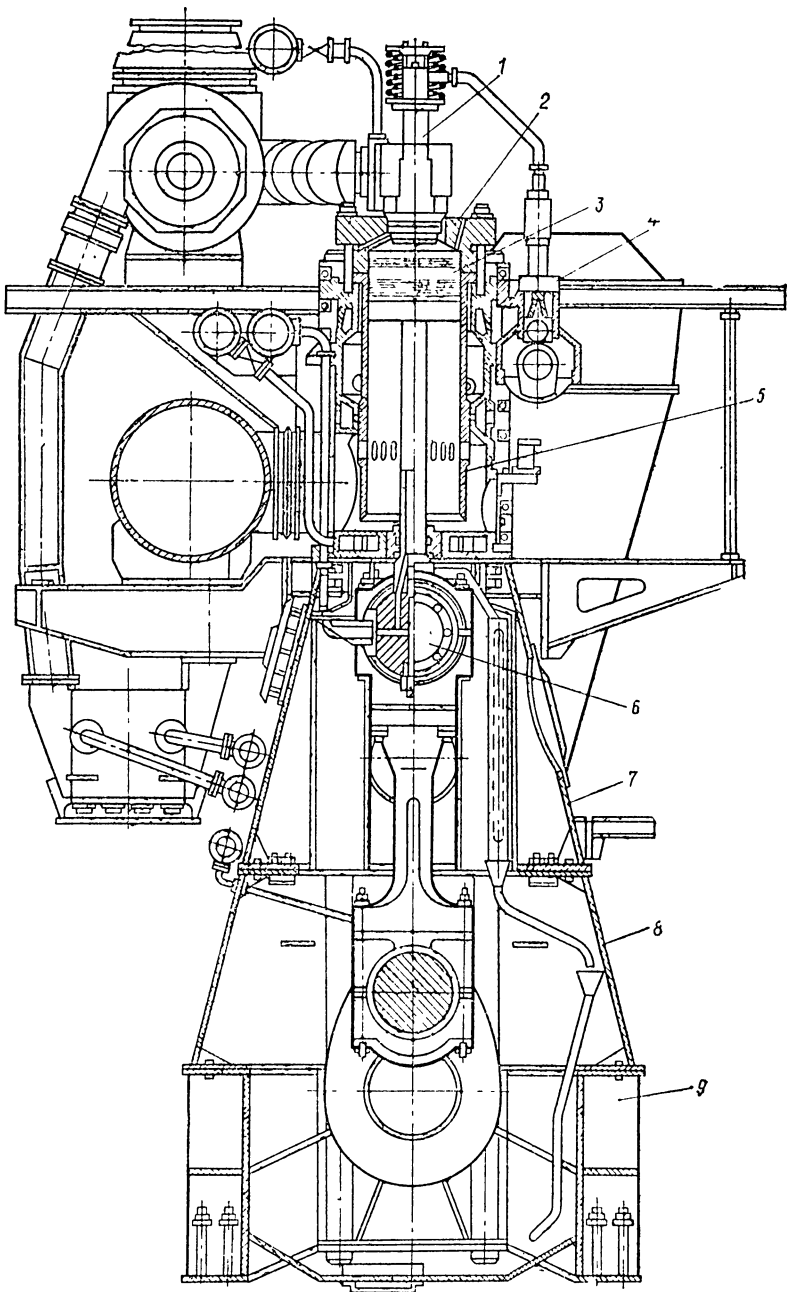


Рис. 30. Поперечный разрез дизеля Бурмейстер и Вайн

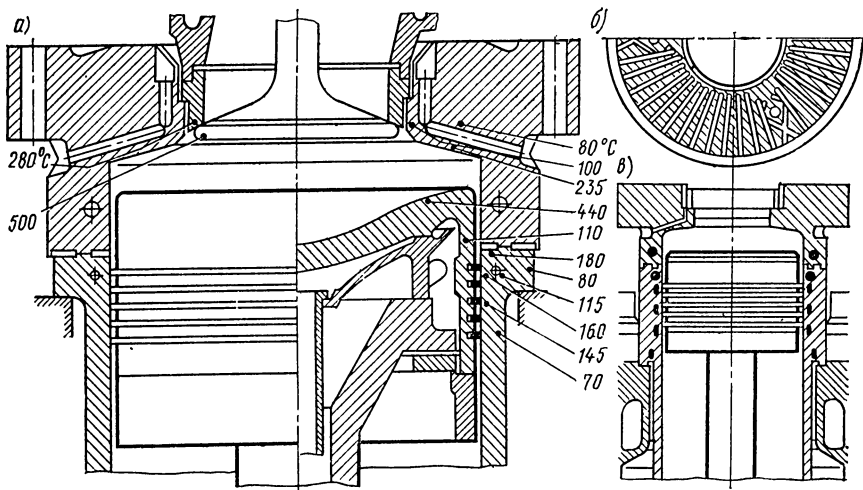


Рис. 31. Конструкция деталей камеры сгорания двигателя Бурмейстер и Вайн типов К-GF и L-GF:

а — температуры в характерных точках; *б* — каналы охлаждения крышки цилиндра; *в* — цилиндрическая втулка (охлаждение)

Литые крышки заменены коваными стальными, они полуколпачкового типа и имеют пониженную высоту. Для интенсификации охлаждения у самой поверхности огневого днища просверлено около 50 радиальных каналов, по которым циркулирует охлаждающая вода. В утолщениях фланцевых поясов в крышке 2 и втулке 5 (см. рис. 30 и 31) также выполнен ряд тангенциальных отверстий, образующих круговые каналы для прохода охлаждающей воды. Благодаря интенсивному охлаждению верхнего пояса втулки температура зеркала цилиндра на уровне верхнего кольца при положении поршня в ВМТ не превышает 160—180 °С, что обеспечивает надежность работы и увеличивает срок службы поршневых колец, а также снижает износ втулки. При этом фирме удалось сохранить масляное охлаждение поршня 3, головка которого осталась примерно такой же, как и в предыдущей серии двигателей К-ЕF, но без противоизносных колец.

Для повышения надежности выпускного клапана 1 были заменены механический привод на гидравлический, а концентрические пружины большого диаметра — на комплект из 8 пружин (рис. 32).

Гидравлический привод передает усилия поршневого толкателя 6, приводимого от кулачной шайбы распределительного вала, через гидросистему на поршень сервомотора, действующего на шпindelь выпускного клапана. Давление масла при открытии клапана составляет около 20 МПа. Эксплуатация показала, что гидравлический привод надежнее в работе, меньше шу-

мит, обеспечивает меньший износ штока клапана благодаря отсутствию боковых усилий, что увеличило срок службы клапана до 25—30 тыс. ч.

В связи с тем что на каждом цилиндре двигателей Бурмейстер и Вайн с прямоточно-клапанной продувкой устанавливалось от двух до трех форсунок, их недостаточная надежность серьезно снижала безотказность работы двигателей. По этой причине конструкция форсунок была полностью переработана (рис. 33). В новой форсунке топливо подводится по центральному каналу, образованному сверлениями в головке форсунки, в

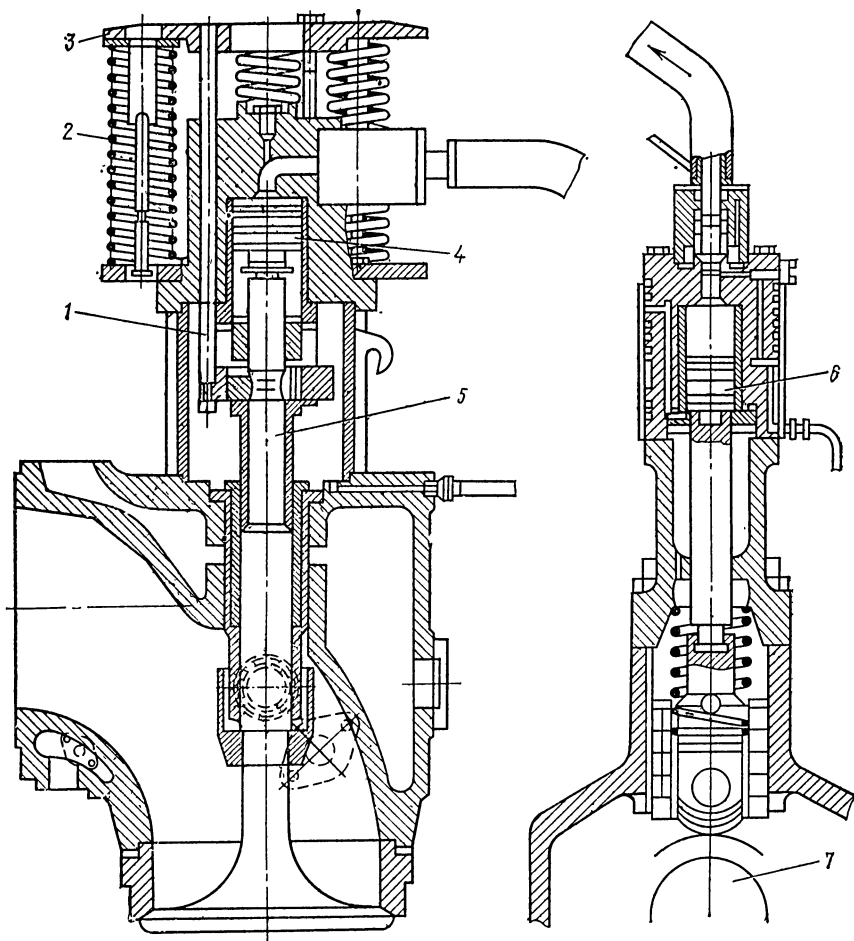


Рис. 32. Гидравлический привод выпускного клапана двигателей Бурмейстер и Вайн:

1 — тяга, передающая усилие от пружин на шток клапана; 2 — пружина; 3 — тарелка пружин; 4 — поршень клапана; 5 — выпускной клапан; 6 — поршень гидротолкателя; 7 — кулачковая шайба привода гидротолкателя

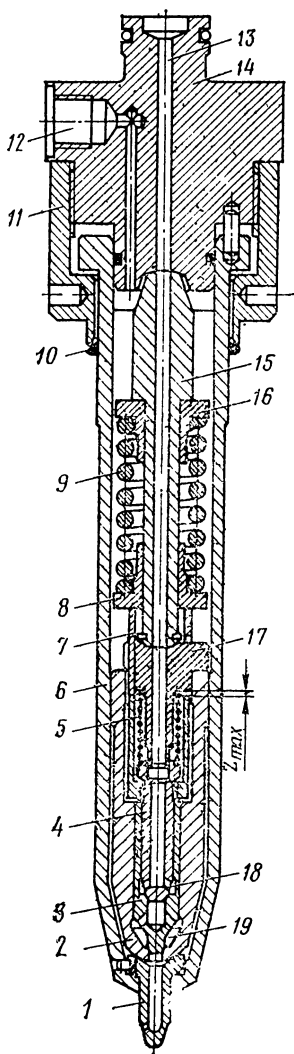


Рис. 33. Форсунка дизеля Бурмейстер и Вайн типа К80GF (ДКРН80/160-4):

1 — сопловой наконечник; 2 — направляющая иглы; 3 — игла распылителя; 4 — невозвратный клапан; 5 — пружина клапана; 6 — корпус форсунки; 7 — проставка; 8 — нижняя тарелка пружины; 9 — пружина иглы; 10 — уплотнительное кольцо; 11 — накидная гайка; 12 — канал отвода утечек топлива; 13 — центральный канал подвода топлива; 14 — фланец форсунки; 15 — промежуточный стержень; 16 — верхняя тарелка пружины; 17 — проставка; 18 — полость невозвратного клапана; 19 — карман полости распылителя под иглой

стержне, в упоре и в невозвратном нагнетательном клапане. Сам нагнетательный клапан размещен в теле иглы форсунки. Уплотнение всех стыков между деталями, образующими центральный канал для подвода топлива, осуществляется только за счет их взаимной притирки и усилия, создаваемого в результате натяга при сборке форсунки. Сопло, выполненное съемным, изготовлено из высококачественной стали. Это позволяет повысить не только надежность работы самих распылителей, но и их ремонтпригодность. В форсунке не предусмотрено устройство для регулирования давления открытия иглы. Опытная проверка таких форсунок на двигателях показала их высокую надежность.

Интенсификация охлаждения цилиндровой крышки в районе форсуночного отверстия позволила обойтись без охлаждения распылителя. Размещение нагнетательного клапана в игле в непосредственной близости от сопла, с одной стороны, полностью устраняет возможность подвпрыска топлива, а с другой, — гарантирует топливную систему от прорыва газов из цилиндра при зависании иглы форсунки. Масса и размеры форсунок существенно уменьшились — небольшая высота крышки позволили выполнить форсунки короткими и вмонтировать их в отверстия, просверленные непосредственно в стальном корпусе крышки.

На рис. 34 представлен топливный насос двигателя этого

типа. В его конструкции сохранен подвод топлива к насосу по кольцевому зазору между плунжерной втулкой и корпусом снизу вверх для равномерного прогрева плунжерной пары при переходе на тяжелое топливо, использован тот же принцип регулирования начала подачи осевым перемещением плунжерной втулки, всасывающий клапан размещен со стороны полости нагнетания и т. д. Однако с учетом опыта эксплуатации введено специальное уплотнение для снижения утечек топлива через зазор в плунжерной паре. Рейка регулирования цикловой подачи перенесена в нижнюю часть корпуса насоса.

Двигатели типа К-GF, выпущенные на рынок в 1973 г., были ориентированы на требования судостроения, в основе которых лежали низкие цены на топливо и высокие фрахтовые ставки. Преобладали тенденции к увеличению агрегатных мощностей, что позволяло снизить производственные затраты на единицу мощности выпускаемых дизелей.

Дизели серии L-GF. Энергетический кризис вынудил фирму «Бурмейстер и Вайн», так же как и другие фирмы, перейти к созданию двигателей с большим отношением S к D . Двигатели этой серии получили маркировку L-GF. Увеличение хода поршня компенсировало снижение частоты вращения на 20% и позволило сохранить на прежнем уровне цилиндровую мощность.

Многие узлы двигателей L-GF полностью идентичны узлам двигателя К-GF (рис. 35): кованая стальная крышка 2 со сверлениями для подвода охлаждающей воды, гидравлический привод выпускного клапана 1, конструкция поршня 3 с масляным охлаждением, кресткопфа 5, остов двигателя и т. д. Верхняя часть втулки 4 была вынесена из блока цилиндра и выполнена

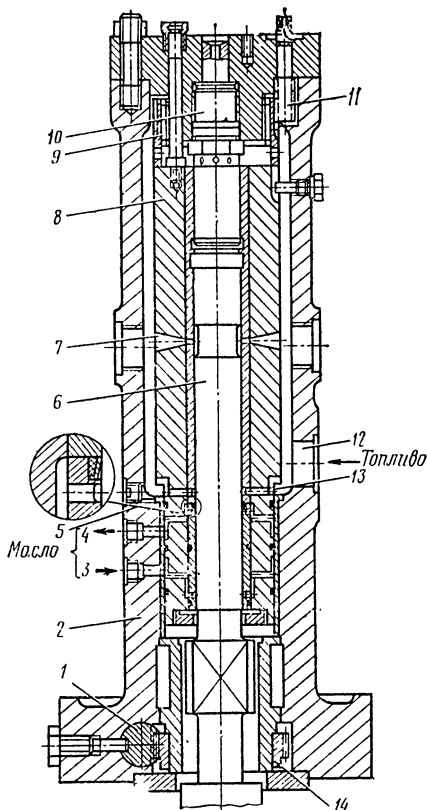


Рис. 34. Топливный насос дизеля типа К-GF:

- 1 — регулировочная рейка; 2 — корпус насоса; 3, 4 — подвод и отвод масла для смазки плунжера; 5 — уплотнение плунжера; 6 — плунжер; 7 — отсечное окно; 8 — втулка плунжера; 9 — регулировочная втулка; 10 — корпус всасывающего клапана; 11 — шестерня привода регулировочной втулки; 12 — подвод топлива; 13 — дренажное отверстие; 14 — поворотная втулка плунжера

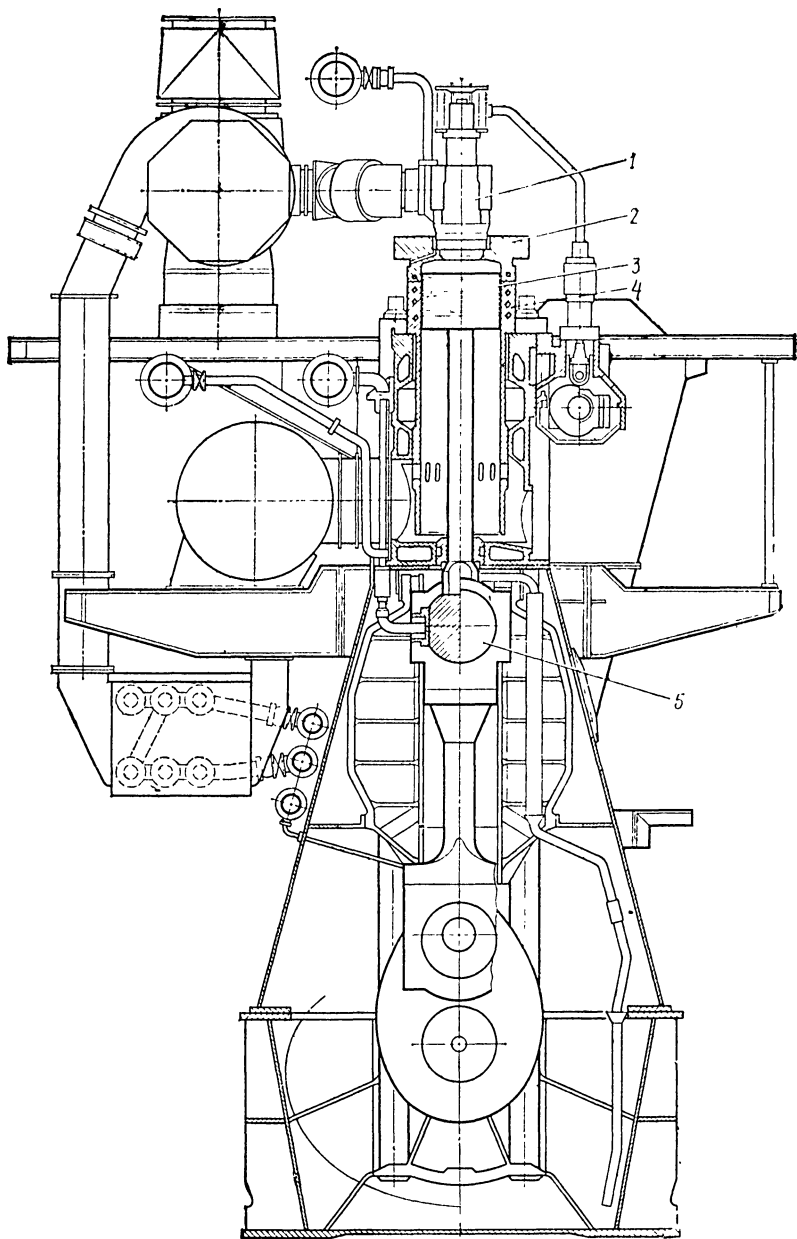


Рис. 35. Поперечный разрез дизеля Бурмейстер и Вайн

в виде толстого опорного бурта значительной высоты, в котором просверлены тангенциальные каналы для подвода охлаждающей воды (см. рис. 31).

Снижение частоты вращения длинноходовых двигателей дало возможность увеличить диаметр винта и в результате повысить пропульсивный к. п. д. приблизительно на 5%. Испытания построенных дизелей показали, что при длинноходовом исполнении повышается и индикаторный к. п. д. дизеля на 2—3%, так как более полно используется работа расширения газов. Подтвердились преимущества прямоточно-клапанной схемы газообмена, благодаря которым увеличение высоты цилиндра не привело к увеличению зоны перемешивания воздуха с остаточными газами, как это произошло в двигателях с контурными схемами продувки.

Дизели серии L-GFCA. Сохранение импульсного газотурбинного наддува в двигателях L-GF не позволяло получить нужный уровень экономичности в условиях энергетического кризиса. В связи с этим в конце 1978 г. фирма «Бурмейстер и Вайн» испытала на заводском стенде первый двигатель с изобарным наддувом, в котором был достигнут удельный расход топлива около 190 г/(кВт·ч). Новая серия двигателей получила обозначение L-GFCA.

Как видно из рис. 36 к общему выпускному коллектору 3 большого объема подведены выпускные патрубки цилиндров, поэтому перед турбиной 2 устанавливаются практически постоянные параметры газа. Переход на наддув при постоянном давлении газа перед турбиной позволил повысить к. п. д. турбокомпрессора на 8% и улучшить за счет этого воздухообмен двигателя на основных эксплуатационных режимах. В то же время на малых нагрузках и при пуске двигателя расходуемой энергии газов перед турбиной оказывается недостаточно, поэтому на этих режимах пришлось использовать две воздухоподогреватели мощностью 0,5% полной мощности дизеля.

В связи с переходом на постоянный наддув отпала необходимость в раннем открытии выпускного клапана 4, за счет чего обеспечивался мощный импульс газов при импульсной системе наддува. Вместо открытия за 90° п. к. в. до НМТ клапан стал открываться на 17—20° п. к. в. позднее. Неизменный профиль кулачной шайбы дал возможность клапану на столько же позже закрываться, а вся его диаграмма «время — сечение» (рис. 37, а) стала более симметричной по отношению к НМТ. По-видимому, фирма пошла на увеличение потери заряда при газообмене в первую очередь для снижения температур поршня и особенно выпускного клапана, температура которого превышала 500°C. Некоторое снижение давления в начале сжатия (рис. 37, б) позволяет получить и дополнительный выигрыш мощности (зона II). Благодаря этому, а также из-за повышения максимального давления сгорания с 8,55 до 9,02 МПа (зона III)

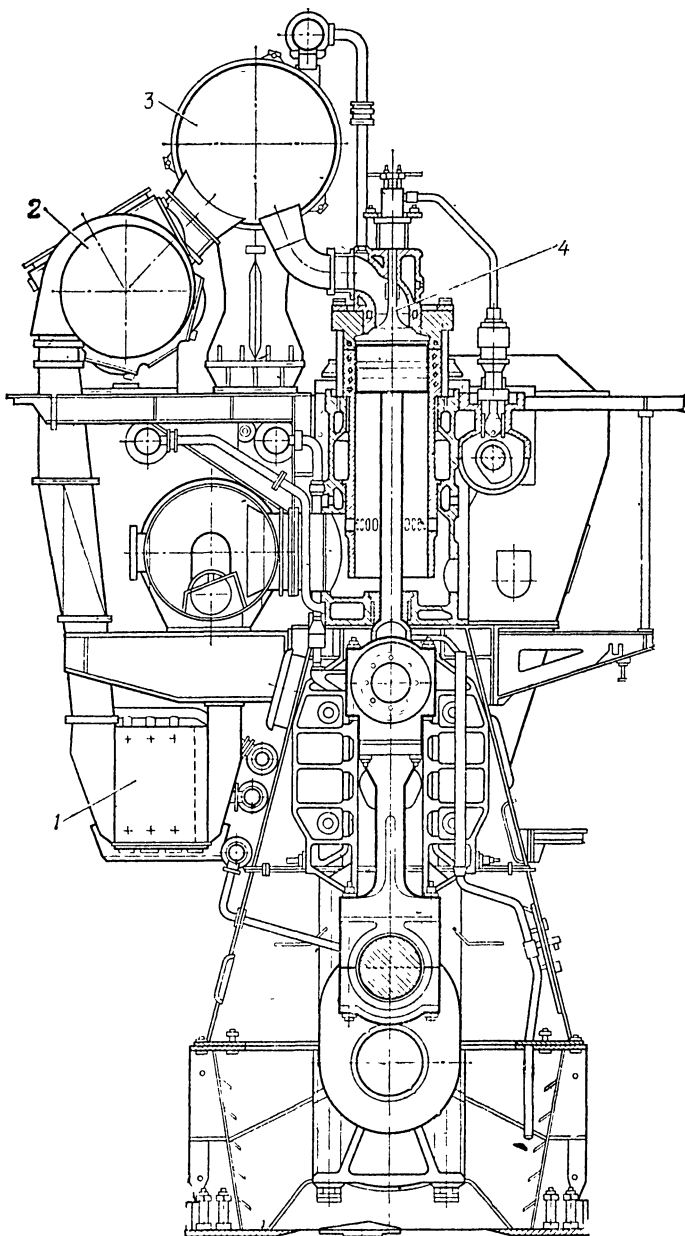


Рис. 36. Поперечный разрез двигателя 7L67GFCA с изобарной системой наддува

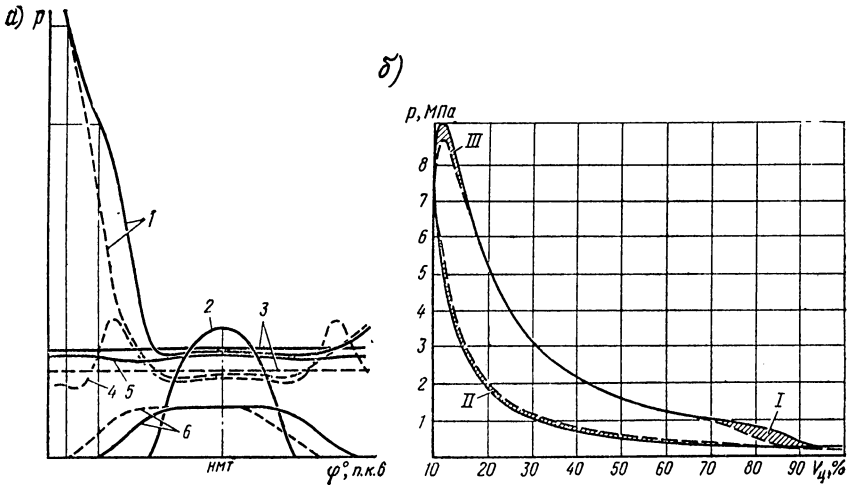


Рис. 37. Изменение параметров рабочего процесса дизелей с импульсной (---) и изобарной (—) системами наддува:

a — параметры газообмена; *b* — индикаторная диаграмма; 1 — давление в цилиндре; 2 — «время — сечение» продувочных окон; 3, 4, 5 — давление в коллекторе продувочного воздуха, в выпускном трубопроводе и выпускном ресивере; 6 — «время — сечение» выпускного клапана

и увеличения продолжительности процесса расширения газов в результате более позднего открытия клапана (зона I) среднее индикаторное давление в двигателе L-GFCA выросло по сравнению с двигателем L-GF с 1,26 до 1,40 МПа.

Повышение экономичности двигателей было достигнуто благодаря снижению удельного расхода топлива на 7,5%, чему способствовало и глубокое охлаждение продувочного воздуха. По данным фирмы, снижение температуры продувочного воздуха на каждые 10°C позволило уменьшить расход топлива на 0,8%. Глубокое охлаждение воздуха сопряжено с выпадением из него конденсата водяных паров, что может быть причиной износов деталей ЦПГ. Это затруднение было устранено установкой в воздухоохладителях I (см. рис. 36) сепараторов влаги, состоящих из набора профилированных пластин. Содержащиеся в потоке воздуха капли конденсата отводятся от пластин в дренажную систему.

Фирмой проводились исследования возможности выбора между полным использованием построеной мощности двигателя и снижением скорости судна для максимальной экономии топлива.

Они показали, что двигатели типа L-GFCA могут работать при постоянном значении максимального давления сгорания в диапазоне изменения мощности от 100 до 85% $N_{\text{ном}}$ (при работе двигателя на винт). Результаты этих исследований представлены расчетной диаграммой на рис. 38, *a*.

Зона режимов, в которой допускается сохранение номинальных значений p_z , ограничена фигурой 1—2—3—4—5. Работа в зоне 1—6—2 связана с превышением номинальных значений удельных давлений на подшипники.

При необходимости полного использования построочной мощности (т. е. поддержания максимальной скорости) режимы работы двигателя должны располагаться около границы 5—1—2—3. Конкретное положение режимной точки будет зависеть от расположения реальной винтовой характеристики. При необходимости движения экономичным ходом режимная точка должна располагаться ближе к границе 3—4—5. Рис. 38, б показывает, что в этом случае часовой расход топлива уменьшится вследствие снижения как мощности, так и удельного эффективного расхода топлива (точки А и В).

Дизели типа L-GA. Первая разработанная объединенной фирмой МАН — «Б и В» модель двигателя L-GA отличалась от предшествующей модификации L-GFCA только использованием турбокомпрессора NA-70, разработанного фирмой МАН. Повышение к. п. д. турбокомпрессора с 61 до 66% снизило удельный эффективный расход топлива на 2 г/(кВт·ч) при номинальной мощности и на 2,7 г/(кВт·ч) — при 76% $N_{\text{еном}}$. Поскольку при оборудовании дизеля более эффективным турбокомпрессором не ставилась задача повышения среднего эффективного давления, увеличение его к. п. д. было использовано для уменьшения располагаемой энергии газов перед турбиной за счет более позднего открытия выпускных клапанов. Это позволило полнее использовать расширение газов в цилиндре дизеля, что повысило его экономичность. Все остальные параметры двигателя L-GA остались такими же, как у L-GFCA.

Высокий к. п. д. новых турбокомпрессоров и более позднее открытие выпускных клапанов снизили температуру отработавших газов за турбиной на 20—25 °С. В результате уменьшилась и паропроизводительность утилизационного котла. Чтобы час-

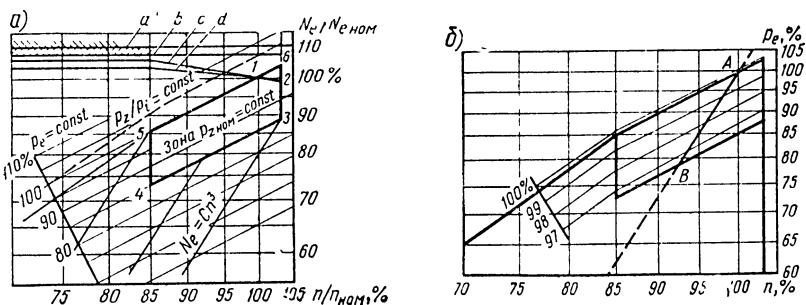


Рис. 38. Расчетные диаграммы относительных нагрузок дизелей L-GFCA:

а — энергетические показатели; б — экономические показатели; а — современная максимальная граница для подшипников коленчатого вала; в — граница для подшипников крестовины, с — действующая нагрузка на подшипники коленчатого вала; d — действующая нагрузка на подшипники крестовины

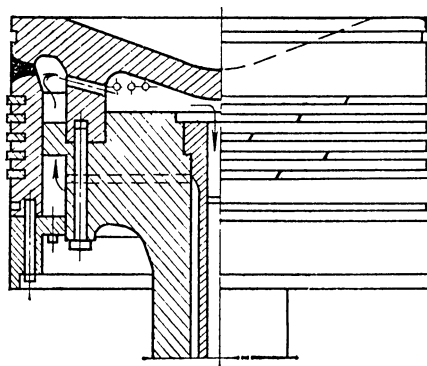
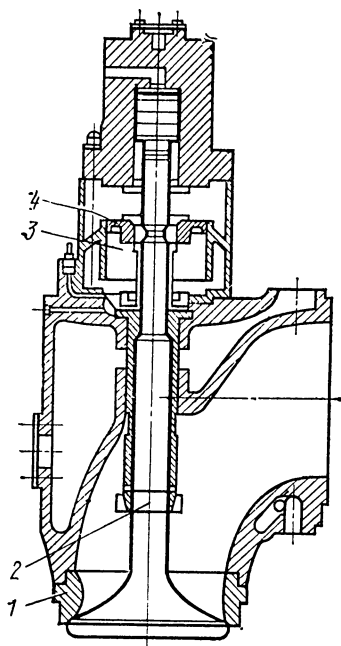


Рис. 40. Поршень двигателя
L-GB/GBE

Рис. 39. Выпускной клапан дизеля
MAN — Бурмейстер и Вайн
L-GB/GBE:

1 — седло, 2 — крылатка; 3 — воздушный
цилиндр; 4 — поршень

тично компенсировать снижение температуры газов, было решено использовать турбокомпрессоры с неохлаждаемыми корпусами типа NA-70 фирмы MAN.

Дизели типа L-GB. Модификация L-GA послужила промежуточной моделью при переходе к дизелям повышенной форсировки и лучшей экономичности серии L-GB. В этих двигателях были увеличены p_e до 1,5 МПа и цилиндровые мощности дизелей на 13% (по сравнению с дизелями L-GFCA). Удельный расход топлива снижен на 4 г/(кВт·ч) вследствие использования более эффективных турбокомпрессоров и повышения p_z до 10,5 МПа (табл. 8). В связи с ростом уровня тепловых и механических нагрузок все детали движения и ЦПГ, а также остова, усилены, хотя общая компоновка осталась без изменений по отношению к двигателям L-GFCA.

Для повышения надежности выпускного клапана его конструкция переработана (рис. 39): пружины заменены пневматическим поршнем, работающим при давлении воздуха 0,5 МПа, для вращения клапана применена крылатка, охлаждение седла клапана — по сверленным каналам. Новая конструкция поршня с масляным охлаждением представлена на рис. 40.

Для автоматического поддержания постоянного давления в области нагрузок от 78 до 110% применен золотниковый насос смешанного регулирования. Специальная конфигурация отсечных кромок 1 плунжера (рис. 41) обеспечивает увеличение опе-

Т а б л и ц а 8. Основные характеристики дизелей L-GB/GBE, L-МС/МСЕ фирмы МАН — «Б и В»

Тип двигателя	Число цилиндров	D/S, см	S/D	P_e , МПа	n , об/мин	N_e цил., кВт	g_e , г/(кВт·ч)
Двигатели типа L-GB/GBE							
L90GB/GBE	4—12	90/218	2,42	1,11—1,50	79—97	2020—3360	171—181 (170—178)
L80GB/GBE	4—12	80/195	2,44	1,11—1,50	86—106	1550—2600	173—182 (171—180)
L67GB/GBE	4—12	67/170	2,53	1,11—1,50	100—123	1100—1840	174—184 (171—180)
L55GB/GBE	4—12	55/138	2,51	1,02—1,40	126—155	700—1190	175—185
L45GB/GBE	4—12	45/120	2,67	1,02—1,40	143—175	465—780	177—186
L35GB/GBE	4—9	35/105	3,00	1,09—1,48	163—200	300—500	175—185
Двигатели типа L-МС/МСЕ							
L90МС/МСЕ	4—12	90/292,5	3,25	1,30—1,50	60—74	2060—3440	163—171
L80МС/МСЕ	4—12	80/260	3,25	1,30—1,50	68—83	1630—2710	164—172
L70МС/МСЕ	4—8	70/227,5	3,25	1,30—1,50	77—95	1240—2080	164—172
L60МС/МСЕ	4—8	60/195	3,25	1,30—1,50	90—111	910—1530	165—173
L50МС/МСЕ	4—8	50/162,5	3,25	1,30—1,50	108—133	635—1060	167—175
L35МС/МСЕ	4—9	35/105	3,00	1,09—1,48	163—200	300—500	174—179

режения впрыска при снижении нагрузки двигателя, поддерживая максимальное давление сгорания на номинальном уровне. При уменьшении нагрузки ниже 75% момент начала подачи по насосу постепенно начинает уменьшаться и примерно при 50% нагрузки давление p_z становится таким же, как при насосе прежней конструкции.

Дизели серии L-GBE. Одновременно с серией L-GV фирмой МАН — «Б и В» разрабатывалась ее улучшенная по экономичности модификация L-GBE. У двигателей этой модификации те же размерности частоты вращения, что и у двигателей L-GV, но номинальное среднее эффективное давление снижено до уровня дизелей L-GFCA при сохранении максимального давления сгорания на высоком уровне и более высокой степени сжатия.

Для уменьшения объема камеры сжатия под пятку поршневого штока установлены специальные прокладки. Турбокомпрессоры дизелей L-GBE имеют другие размеры проточных частей, соответственно изменены размеры продувочных окон и фазы выпускного клапана. Есть отличия и в конструкции распылителей форсунок и плунжеров ТНВД.

Благодаря автоматическому увеличению угла опережения подачи топлива при развороте плунжера с уменьшением мощности диаграмма нагрузок при $p_z = \text{const}$ немного меняется: праницей низких частот вращения, т. е. левой образующей зоны постоянных значений p_z , становится линия винтовой характеристики (рис. 42). В результате эта зона существенно расширяется.

Малоразмерная модель L35GB/GBE (см. табл. 8) спроектирована заново. В связи с повышением давления сгорания до 12 МПа чугунный блок цилиндров выполнен литым, коленчатый вал — цельнокованый, изменена конструкция механизма реверса.

Дизели серии L-МС/МСЕ. Следующей моделью фирмы МАН — «Б и В» стала сверхдлинноходовая модель с отношением $S/D = 3,0 \div 3,25$ получившая маркировку L-МС/МСЕ. За счет дальнейшего

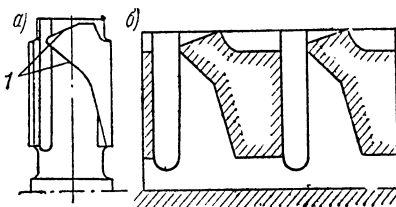


Рис. 41. Плунжер модернизированного топливного насоса с автоматическим регулированием опережения впрыска топлива:

а — голзетка плунжера; б — развертка поверхности поля золотника

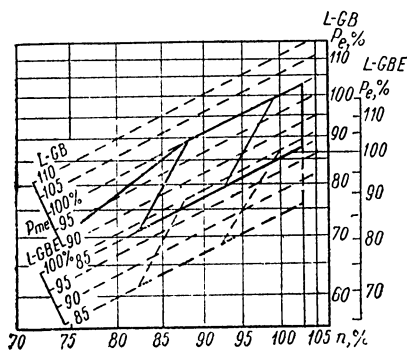


Рис. 42. Диаграмма нагрузок дизеля

Таблица 9. Основные характеристики дизелей S-MC/MCE и K-MC/MCE фирмы МАН — «Б и В»

Тип двигателя	Номинальные		Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч)			
	мощность, кВт	частота вращения, об/мин	номинальный		минимальный	
			условный	с учетом утилизации	условный	с учетом утилизации
S80MC	3360	77	171	167	162	160
S80MCE	2680	77	165	162	158	156
S70MC	2560	88	171	167	162	160
S70MCE	2050	88	165	162	158	156
S60MC	1870	102	173	169	163	162
S60MCE	1500	102	166	163	159	158
S50MC	1300	123	174	170	165	163
S50MCE	1045	123	167	165	160	159
K90MC	3800	82	172	168	162	161
K00MCE	3020	82	165	162	158	156
K80MC	3012	93	173	169	163	162
K80MCE	2420	93	166	163	159	158

увеличения хода поршня и одновременного повышения p_z удельный эффективный расход топлива в двигателе L90MC/MCE составил 163—171 г/(кВт·ч) (см. табл. 8).

Стремясь возможно полнее удовлетворить потребности судостроения, фирма МАН — «Б и В» в 1985 г. объявила о подготовке к производству двухмодификаций МОД S-MC/MCE и K-MC/MCE (табл. 9).

Модели S-MC и S-MCE имеют отношение $S/D=3,82$ и обеспечивают рекордно низкие расходы топлива — до 156 г/(кВт·ч).

Модели K-MC и K-MCE с отношением $S/D=3$ имеют по сравнению с аналогичными двигателями моделей L-MC/MCE повышенную на 10% частоту вращения, так как предназначены для контейнеровозов и других быстроходных судов, в которых ограниченное пространство кормовых подзоров не позволяет использовать низкооборотные гребные винты большого диаметра. В двигателе 12K90MC может быть обеспечена номинальная мощность 54 тыс. кВт.

Основные конструктивные решения, использованные фирмой в дизелях последних модификаций, остались неизменными по отношению к дизелям моделей L-MC/MCE (рис. 43). Фундаментная рама 7 сварная, коробчатой формы с цельнолитыми поперечными балками, высота ее обеспечивает большую жесткость. Сплошной отлитый из чугуна ресивер 1 продувочного воздуха объединен с охлаждающими рубашками блоков цилиндров.

В цилиндрических втулках 6 температура распределяется равномерно, износы при небольших расходах цилиндрической смазки

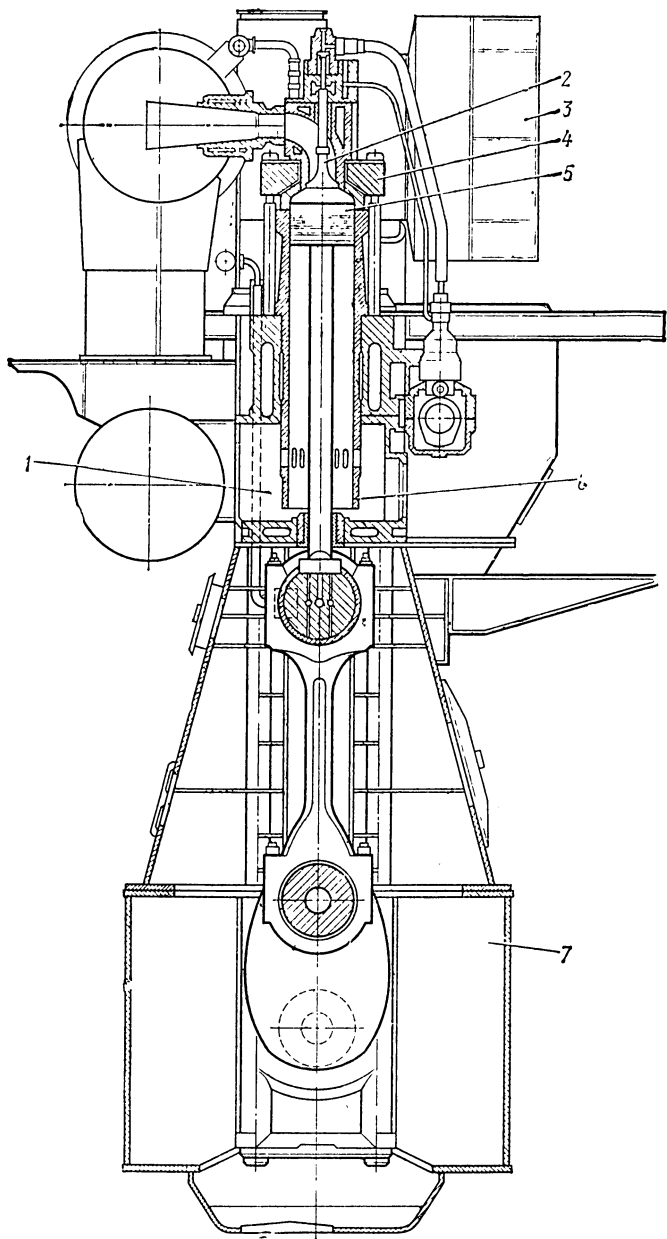


Рис. 43. Поперечный разрез дизеля МАН — Бурмейстер и Вайн S-МC/МСЕ

невелики. Крышка цилиндра 4—стальная кованая, имеет систему сверленных каналов для охлаждения.

Топливные насосы золотникового типа со смешанным регулированием подачи обеспечивают низкие расходы топлива. Выпускные клапаны 2 в крышках цилиндров имеют гидравлический привод и устройство для проворачивания, что повышает надежность их сопряжения с охлаждаемыми седлами. Поршни 5 охлаждаются маслом.

Экономичность двигателей была повышена за счет утилизации тепла выпускных газов в стандартизованной турбокомпаундной системе 3, которая предлагается в двух вариантах: ГТН с электрогенератором, встроенным в воздушный фильтр-глушитель, или утилизационный турбогенератор. При этом дополнительная энергия может отдаваться винту или в судовую электросеть.

4. АНАЛИЗ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ФИРМЫ МАН

Дизели типа KZ. Первоначально фирмой выпускались четыре типоразмера двухтактных крейцкопфных судовых дизелей модификации KZ: 57/80; 60/105; 70/120 и 78/140 (табл. 10).

Характерной особенностью всех малооборотных дизелей этой фирмы являлась схема газообмена с расположением продувочных и выпускных окон с одной стороны цилиндровой втулки, которая получила название петлевой контурной в отличие от контурной поперечной схемы газообмена в двигателях Зульцер.

Основные конструктивные решения, использованные фирмой МАН в двигателях типа KZ, иллюстрируются поперечным разрезом дизеля KZ78/140 (рис. 44).

Довольно высокая стальная фундаментная рама 12 сварной конструкции является основанием для А-образных колонн и образует вместе с ними и боковыми щитами пространство картера. Со стороны распределения установлены чугунные односторонние параллели 11. Использование одностороннего ползуна 10 крейцкопфа 2 является типичным для дизелей всех последующих модификаций. Пространство картера отделено от подпор-

Таблица 10. Основные характеристики дизелей типа KZ
фирмы МАН

Марка дизеля	D , мм	S , мм	n , об/мин	c_m , м/с	$N_{e\text{цпл}}$, кВт	p_e , МПа	p_z , МПа
KZ57/80	570	800	225	6,0	390	0,52	—
KZ60/105	600	1050	150	5,2	382	0,52	—
KZ70/120	700	1200	130	5,2	514	0,52	—
KZ78/140	780	1400	115	5,36	663	0,52	5

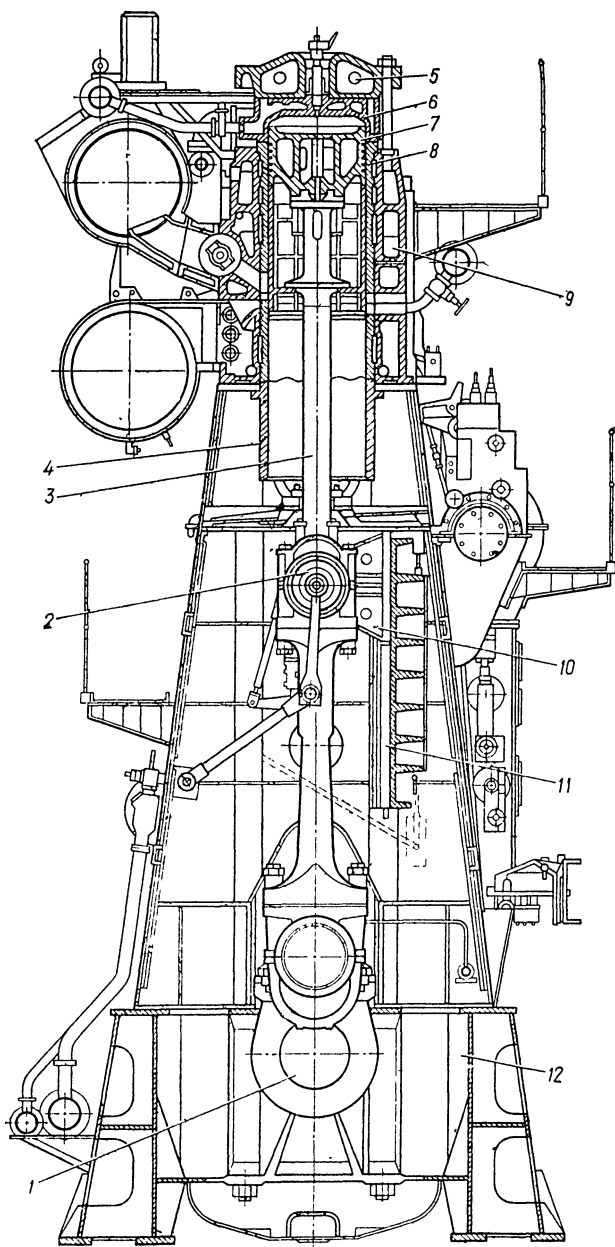


Рис. 44. Поперечный разрез дизеля МАН КZ78/140

шневых полостей диафрагмой с сальником штока 3 поршня 7. На верхней части колонн установлены отлитые из чугуна промежуточные фонари, на которых смонтированы рабочие цилиндры. Цилиндровые блоки 9 связаны друг с другом болтами и образуют достаточно жесткую конструкцию. Все перечисленные детали стянуты сквозными анкерными связями.

Одной из особенностей дизелей является составная из двух частей цилиндровая втулка, стык между верхней 8 и нижней 4 частями выполнен волнистым. Втулка смазывается в верхней части, масло подводится к рабочей поверхности по угловым вертикальным и горизонтальным отверстиям.

Крышка цилиндра состоит из двух частей. Нижняя часть 6 крышки имеет колпачковую форму и отлита из стали. По ее окружности размещена вся арматура цилиндра: пусковой клапан, индикаторный кран, предохранительный клапан. Верхняя часть 5 крышки является нажимной. Уплотнение стыков между верхней и нижней частями крышки, а также между притертыми друг к другу нижней частью крышки и фланцем втулки достигается затяжкой двенадцати шпилек. В центре верхней части крышки имеется единственное отверстие для форсунки.

Поршень состоит из стальной головки 7 и чугунного тронка. Головка поршня охлаждается маслом, которое подводится к крейцкопфу 2 по шарнирной качалке и далее по кольцевому зазору между штоком поршня и отливной трубой поступает на охлаждение головки. Масло сливается по трубе в осевом отверстии штока 3 и от крейцкопфа 2 — по второй шарнирной качалке. Подача продувочного воздуха осуществлялась с помощью насоса двойного действия, навешенного на носовом конце коленчатого вала 1.

Несмотря на то что этот тип двигателей был разработан и запущен в производство еще в начале 50-х годов и не имел газотурбинного наддува, многие технические решения оказались удачными и использовались в последующих моделях дизелей.

Используя газотурбинный наддув, фирма МАН перешла к выпуску дизелей типов KZ-C, KZ-D, KZ-E, в которых в основном были сохранены рассмотренные ранее конструктивные решения. Дизели этого типа отличаются степенью форсировки по наддуву: степень наддува $\lambda_n = p_{\text{впад}}/p_e$ у них соответственно равна 1,3; 1,55 и 1,65; конструктивно они практически одинаковы.

Фирма МАН постоянно меняла схему наддува двигателей. За время производства МОД ею были апробированы последовательная, параллельная, последовательно-параллельная схемы комбинированного наддува; подробно эти поиски фирмы изложены в [12]. Например, система наддува дизелей KZ70/120C включает в себя комбинацию из импульсной газовой турбины с центробежным нагнетателем и подпоршневых полостей, включенных параллельно ГТН.

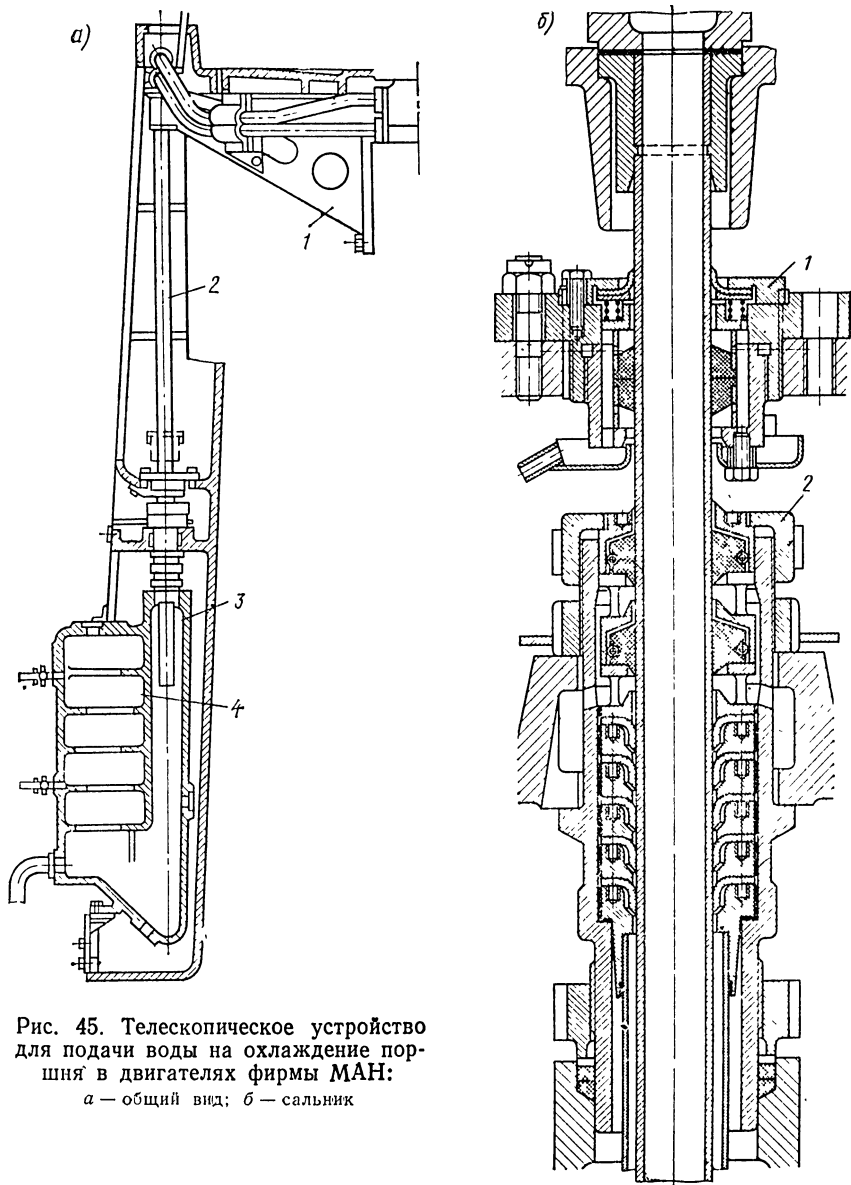


Рис. 45. Телескопическое устройство для подачи воды на охлаждение поршня в двигателях фирмы МАН:
 а — общий вид; б — сальник

В двигателях серии КЗ-С типоразмеров 70/120 и 78/140 применено водяное охлаждение поршня, но в двигателях КЗ57/80С — масляное.

Система охлаждения поршней (рис. 45, а) выделена в самостоятельный замкнутый контур, обособленный от системы охлаждения цилиндров. Это связано с различием в температурных

режимах и с возможностью попадания масла в систему с поверхности телескопических труб. Подвижные трубы 2 телескопии крепятся кронштейном 1 к поперечине крейцкопфа. Далее охлаждающая вода поступает к головке поршня по кольцевому зазору между штоком и сливной трубой, по которой вода возвращается из головки поршня к другой трубке телескопии через крейцкопф. Для гашения гидравлических ударов, вызванных силами от возвратно-поступательного движения масс воды вместе с поршнем к камере 3, предусмотрена воздушная полость 4. Воздух в нее подается навешенным компрессором. Сальники 1 и 2 телескопических труб (рис. 45, б) должны предотвращать утечку воды и снимать масло с поверхности подвижных труб.

Топливные насосы высокого давления вначале были клапанного типа со смешанным регулированием, на более поздних моделях фирма применила ТНВД золотникового типа с регулированием по концу подачи.

На судах серий «Повенец», «Шенкурск», «Михаил Калинин» и «Пионер» установлены дизели типов KZ57/80С и KZ57/80АЗ, конструкция которых подобна дизелю KZ/120С (рис. 46).

Отметим характерные особенности данных дизелей. Цилиндровые втулки 6 выполнены цельными без нижней подвесной части. Для охлаждения поршня 5 используется масло, которое подается к крейцкопфу 7 через шарнирные качалки и проходит к головке цилиндра по кольцевому зазору между штоком 4 и сливной трубкой, как в дизеле KZ78/140.

Мотылевый подшипник выполнен с верхним полувкладышем 2, а в нижней половине подшипника баббит залит прямо в тело шатуна. Головные подшипники смазываются от системы охлаждения поршня. К мотылевым подшипникам масло поступает по сверленным отверстиям в шатуне, а коленчатый вал 1 таких каналов не имеет. Такое решение устраняет опасность концентрации напряжений в местах пересечений отверстия друг с другом и с поверхностями шеек коленчатого вала.

Для улучшения смазки головных подшипников использован двухплунжерный масляный насос 3.

Исследования ЦНИИМФА, выполненные на этом двигателе, показали [14], что давление, создаваемое плунжерами насосов, зависит от режима работы двигателя (рис. 47). При нормальной геометрии подшипников за счет продавливания масла через зазоры обеспечивается всплытие цапфы на масляном клине уже при 40 об/мин, а с увеличением частоты вращения вертикальное перемещение цапфы растет, достигая на номинальных режимах значения масляного зазора. Эксперименты с отключением плунжерного насоса показали, что давление в масляном слое снижается в 3—4 раза, цапфа опускается и ее перемещение по вертикали не превышает 0,02 мм, а давление масла снижается с 8 до 2 МПа.

Распределительный вал в двигателях KZ57/80С поднят до среднего уровня блока цилиндров, что позволило использовать

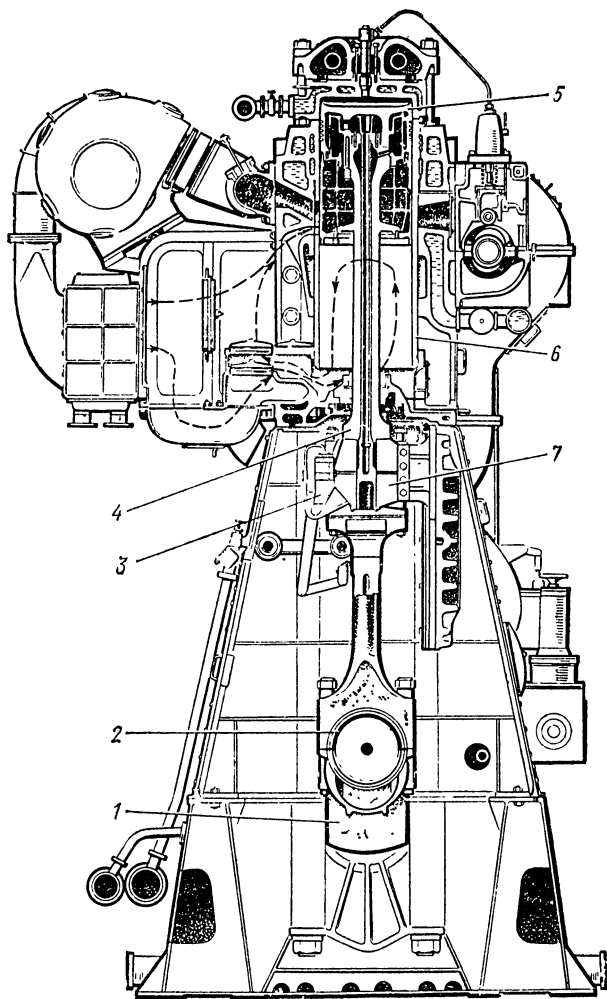


Рис. 46. Поперечный разрез дизеля МАН КZ57/80С

для его привода цепную передачу. При реверсировании распределительный вал перемещается вдоль своей оси.

Фирма МАН постоянно повышала форсировку дизелей за счет совершенствования системы наддува. В результате цилиндровая мощность дизелей типа КZ-Е с $p_e = 1,05$ МПа была удвоена по сравнению с машинами той же размерности без газотурбинного наддува. В процессе форсировки в двигателях КZ-D ($p_e = 0,85$ МПа) фирма отказалась от импульсного наддува и перешла к наддуву при постоянном давлении.

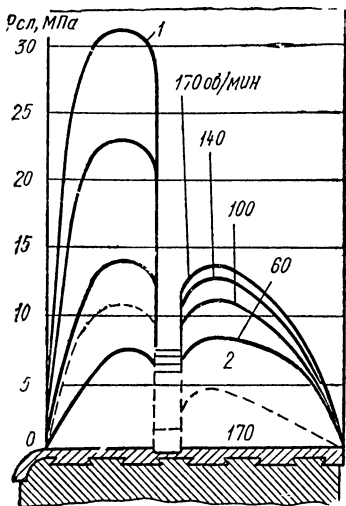


Рис. 47. Распределение давления в масляном слое кресткопфного подшипника дизеля МАН КЗ57/80С на разных скоростных режимах:

1 — при включенном насосе, 2 — при выключенном насосе

Дизели типа КЗС*. Для увеличения агрегатных мощностей дизелей были разработаны модели с диаметром цилиндра 900 и 1050 мм: КЗС90/160 и КЗС105/180 с цилиндровыми мощностями 2355 и 2944 кВт соответственно.

В этих дизелях использованы многие традиционные для фирмы МАН конструктивные решения: колпачковая крышка из двух частей, петлевая контурная продувка, односторонний ползун кресткопфа, подвод охлаждающей воды к поршню по телескопическим трубам через кресткопф и отверстия в штоке поршня и т. д. Несмотря на увеличение размеров цилиндра, температуры деталей ЦПГ находились на относительно низком уровне: составная колпачковая крышка и многоопорная тонкостенная втулка цилиндра обеспечили температуру зеркала цилиндра 140—150°С в районе верхнего поршневого кольца;

умеренная толщина днища и подкрепление его опорным стаканом позволили получить температуры поршня не выше 400°С.

Наддув в двигателях КЗС выполнен с использованием подпоршневых насосов по параллельной схеме. На режимах малых нагрузок подпоршневые насосы подают воздух в нагнетательный патрубок турбокомпрессора через воздушный эжектор. При увеличении нагрузки их переводят на подачу воздуха в общий ресивер. Воздушный эжектор обеспечивает быстрый разгон турбокомпрессоров при пуске и переходных режимах.

Решая задачу снижения затрат на топливо в судовых условиях, фирма МАН усилила работы по повышению экономичности своих дизелей. Были созданы модификации дизелей КЗС-А, КЗС-В и КЗС-ВЛ, а затем КЗС-С и КЗС-СЛ (табл. 11).

В двигателях типа КЗС-А воздух, необходимый для пуска дизеля и его работы на режимах до 50% полной мощности, по-

* Фирмой МАН была разработана система оценки технического состояния, в основу которой положен сбор информации об изменении мощности дизеля, параметров системы охлаждения, показателей газообмена и наддува, а также анализ их изменения во времени. В связи с этим в обозначение марки дизелей была введена буква S (service), обозначающая также приспособленность конструкции к монтажу деталей с помощью современного гидравлического инструмента.

Таблица 11. Основные характеристики дизелей фирмы МАН
типа КSZ

Марка	D , мм	S , мм	N_e цил. кВт	n , об/мин	p_e , МПа	p_z , МПа	g_e , г/(кВт·ч)
KSZ70/120A	700	1200	1400	145	1,23	9,0	212
KSZ78/115A	780	1550	1700	122	1,15	9,0	209
KSZ90/160A	900	1600	2450	122	1,21	9,0	207
KSZ105/180A	1050	1800	2940	106	1,10	9,0	205
KSZ52/105B	520	1050	885	183	1,30	10,0	—
KSZ70/125B	700	1250	1520	145	1,30	10,0	204
KSZ78/155B	780	1550	1960	122	1,34	9,0	209
KSZ90/160B	900	1600	2700	122	1,34	10,0	209
KSZ52/105BL	520	1050	885	165	1,44	10,5	—
KSZ70/125BL	700	1250	1520	130	1,46	10,5	205
KSZ78/155BL	780	1550	1960	110	1,45	10,5	—
KSZ90/160BL	900	1600	2700	110	1,45	10,5	—
KSZ52/105C	520	1050	885	185	1,30	11,0	—
KSZ70/150C	700	150	1650	132	1,30	11,0	189
KSZ90/190C	900	1900	2750	105	1,30	11,0	190
KSZ52/105CL	520	1050	885	165	1,43	11,0	—
KSZ70/150CL	700	1500	1650	120	1,43	11,0	190
KSZ90/190CL	900	1900	2750	95	1,43	11,0	192
KSZ52/105CH	520	1050	925	183	1,36	—	—
KSZ70/150CH	700	1500	1730	132	1,36	—	—
KSZ90/190CH	900	1900	2900	105	1,37	—	—
KSZ52/105CLH	520	1050	925	165	1,51	—	—
KSZ70/150CLH	700	1500	1730	120	1,50	—	—
KSZ90/190CLH	900	1900	2900	95	1,52	—	—

Примечания. 1. Буква «Н» в марке дизелей обозначает, что используется двухступенчатый наддув.

2. Каждая из перечисленных моделей может быть оборудована системой подачи топлива с электронным управлением впрыском. В этом случае обозначение модели КSZ заменяется на KEZ.

дается вспомогательным центробежным электроприводным компрессором, расположенным перед ГТН (рис. 48). Вспомогательная электровоздуходувка включается и выключается автоматически в зависимости от давления продувочного воздуха. Мощность, затрачиваемая на ее привод, составляет 0,8% мощности дизеля. Независимо от числа цилиндров применяется два турбокомпрессора, которые могут быть установлены на концах выпускного коллектора или отдельно от дизеля.

Диффузоры большого сечения, установленные на выпускном патрубке каждого цилиндра, дали возможность снизить давление в цилиндре к началу продувки. Подпоршневые продувочные насосы для наддува не используются. В результате фирме удалось одновременно с упрощением конструкции дизелей КSZ-A увеличить их мощность на 10—15% при небольшом повышении уровня температур ЦПГ (на 3—4%) и снизить удельный эффективный расход топлива на 7—11 г/(кВт·ч). При модернизации системы цилиндрической смазки уменьшился расход масла на 0,4 г/(кВт·ч) при той же интенсивности износов.

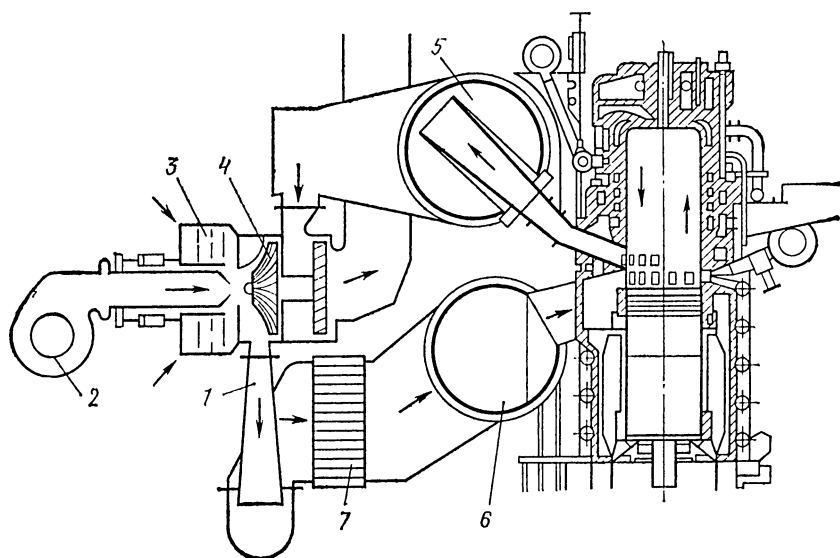


Рис. 48. Схема наддува дизеля KSZ-A:

1 — диффузор; 2 — электровоздуходувка; 3 — воздушный фильтр; 4 — ГТН; 5 — выпускной коллектор; 6 — продувочный ресивер; 7 — воздухоохладитель

форсировки по наддуву до $p_e = 1,4 \div 1,6$ МПа были приняты меры к повышению жесткости основных узлов остова и сокращению числа стыков. Фирма перешла на изготовление картера из двух частей: верхней, стыкующейся с блоком цилиндров, и нижней, примыкающей к увеличенной по высоте и поэтому более жесткой фундаментной раме. Все эти детали остова стягиваются в единую жесткую конструкцию анкерными связями.

Длинная цилиндровая втулка выше окон охлаждается водой, а ниже — продувочным воздухом. Бурт втулки опирается на проставочное силовое кольцо, воспринимающее радиальные нагрузки от давления газов. Это позволило сохранить стенки втулки относительно тонкими и улучшить теплоотвод за счет дополнительной площади нескольких опорных ребер. Нижний конец втулки «запечатан» сальником диафрагмы, что уменьшило загрязнение внутренних полостей и облегчило отбор проб отработавшего масла для контроля интенсивности износов цилиндровой втулки. Опорные нижние поверхности крещцкопфного подшипника и цапфы крещцкопфа сделаны сплошными — это снизило давления, несмотря на увеличение p_z до 9—10 МПа.

Перечисленные конструктивные изменения существенно упростили технологию изготовления и монтажа дизеля.

Дизели серии KSZ-BL имеют пониженную на 10% частоту вращения по сравнению с дизелями KSZ-B, что дало возмож-

ность применять на судах гребные винты увеличенного диаметра с улучшенным к. п. д. Цилиндрическая мощность сохранена на том же уровне за счет соответствующего повышения среднего эффективного давления. В связи с этим на дизелях KSZ-BL увеличена мощность турбокомпрессоров.

Повышение максимального давления сгорания до 10,5 МПа (см. табл. 11) увеличило давление по сравнению с дизелями KSZ-A в рамовых (до 1,4 МПа) и в мотылевых (до 2,3 МПа) подшипниках. В связи с этим фирма МАН изменила технологию заливки вкладышей рамовых подшипников — применила центробежную заливку вместо статической. Мотылевые подшипники изготавливают трехслойными: в стальной вкладыш запрессовывают внутренний вкладыш из свинцовистой бронзы или сплава цинка с алюминием, а внутреннюю поверхность заливают слоем баббита толщиной 0,6—1,2 мм. Крейцкопфные подшипники благодаря использованию сплошной опорной поверхности были оставлены без изменений.

Фирмой МАН разработаны малоразмерные модели дизелей KSZ52/105B и KSZ52/105BL. Основные изменения в их конструкции по сравнению с более крупными машинами этого же типа сводятся к следующему: фундаментная рама отливается как единое целое, станина выполнена монолитной без разделе-

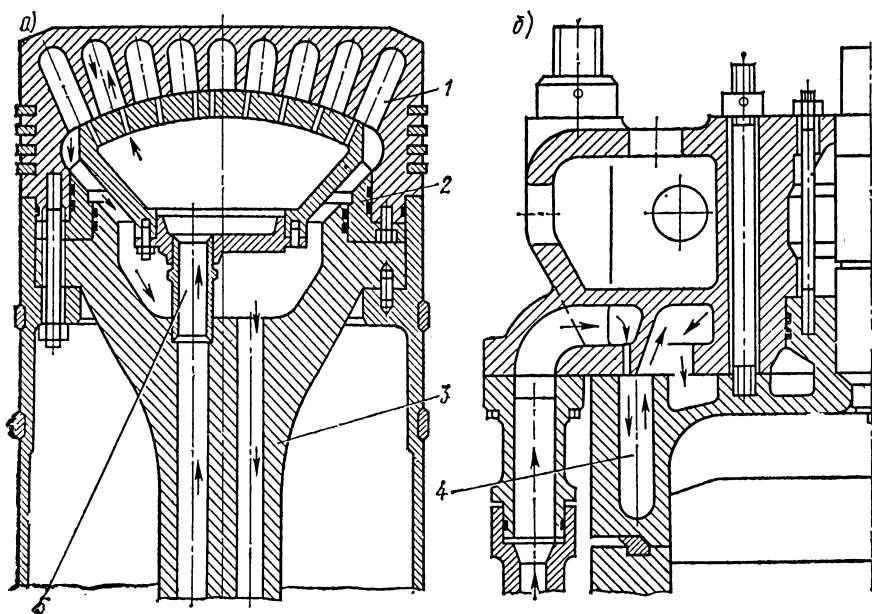


Рис. 49. Система охлаждения деталей камеры сгорания двигателя МАН KSZ52/105B:

а — поршень; *б* — крышка цилиндра

ния на верхнюю и нижнюю части, вместо отдельных блоков цилиндров отливаются объединенные блоки на два-три цилиндра; коленчатый вал кованый.

Особое внимание было обращено на интенсивное охлаждение деталей камеры сгорания. Головка поршня дизеля KSZ52/105B имеет сотовую конструкцию (рис. 49, а).

В днище высверлены глухие ячеистые каналы-соты 1. Внутренняя часть днища поршня закрыта вкладышем 2 с отверстиями, которые расположены эксцентрично по отношению к сотам. Охлаждающая вода, подводимая по внутреннему каналу поршневого штока в полость вкладыша, под давлением впрыскивается в соты и затем сливается по наружной поверхности вкладыша в сливной канал 5 штока 3 поршня.

При охлаждении цилиндрических крышек (рис. 49, б) использован тот же принцип. В толстостенной части нижней половины крышки сделаны глухие отверстия 4, а в верхней половине выполнены каналы меньшего диаметра, эксцентрично расположенные по отношению к глухим отверстиям. Охлаждающая вода через малые каналы впрыскивается под напором в глухие отверстия и оттуда перетекает в каналы охлаждения центральной части крышки. Это позволило отказаться от традиционных радиальных ребер в крышке, являвшихся концентраторами напряжений.

Основываясь на опыте эксплуатации дизелей серии KSZ-B/BL, фирма в 1979 г. разработала новую модификацию МОД с уменьшенной частотой вращения и увеличенным отношением S/D , получившую обозначение KSZ-C/CL.

В новой серии снижение частоты вращения на 28% повысило пропульсивный к. п. д. на 5—8% и одновременно снизило g_e на 8—10 г/(кВт·ч). Повышение экономичности дизеля достигнуто за счет использования одного более эффективного турбокомпрессора (вместо двух), улучшения конструкции распылителя, а также поддержания постоянного значения p_z в области нагрузок от 85 до 100% номинальной мощности.

Конструкция дизеля KSZ70/150C/CL в основном соответствует конструкции серийного дизеля KSZ-B/BL. Введенные изменения вызваны увеличением хода поршня. Фундаментная рама оставлена без изменений, как и коробчатая станина и высокие блоки цилиндров. В связи с увеличением радиуса кривошипов ось коленчатого вала поднята.

Верхняя часть втулки и перемычки между окнами охлаждаются водой, проходящей по каналам.

В двигателях модификации KSZ-C/CL фирма МАН впервые применила аккумуляторную систему впрыскивания топлива с электронным управлением (рис. 50).

Главный узел всей системы — электронный контроллер — микрокомпьютерный комплекс, перерабатывающий все входящие в него сигналы и контролирующий заданию последователь-

ность операций при пуске, реверсе и работе двигателя. Электронный контроллер выполняет также функции регулятора частоты вращения во всем диапазоне эксплуатационных режимов.

При пуске двигателя контроллер «выбирает» пусковой цилиндр, поскольку разрешающее устройство 1 определяет положение всех колен вала как при работе, так и при стоянке двигателя (с точностью до $0,35^\circ$ п. к. в.). Соленоидные устройства главного маневрового и пусковых клапанов, получив от контроллера управляющие сигналы, открывают их, а затем закрывают, обеспечивая поступление и прекращение подачи пускового воздуха в цилиндры. Электропривод клапанов уменьшает расход воздуха и содействует более четкой работе системы пуска.

В процессе работы двигателя в результате постоянного сравнения действительной и заданной частот вращения вала контроллер через сервоклапан на форсунке устанавливает величину и момент начала подачи топлива, а через позиционер — уровень давления впрыскивания в соответствии с заложенной программой, обеспечивающей оптимальные показатели по расходу топлива практически на любом эксплуатационном режиме от полного хода до минимально устойчивых оборотов. Электронный контроллер корректирует также указанные параметры впрыскивания при изменении сорта топлива, условий окружающей среды, внешнего сопротивления движению судна.

Функции дозирующего устройства в данной системе выполняет форсунка 15 (рис. 51) с установленным на ее корпусе 3 сервоклапаном 1, имеющим электрогидравлический исполнительный механизм. Механические усилия в элементах

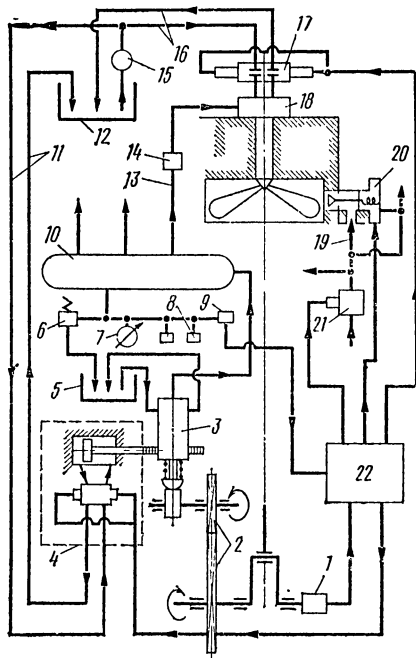


Рис. 50. Принципиальная схема аккумуляторной топливной системы фирмы МАН с электронным управлением впрыском:

1 — устройство контроля положения коленчатого вала; 2 — ускорительный редуктор; 3 — ТНВД; 4 — электрогидравлический позиционер; 5 — дежурная цистерна; 6 — предохранительный клапан; 7 — дистанционный манометр; 8 — переключатели; 9 — датчик регистрации текущего давления в аккумуляторе; 10 — аккумулятор; 11 — трубопроводы сервоконтролей; 12 — масляный бак; 13 — топливные трубопроводы к форсункам; 14 — быстрозапорные клапаны; 15 — масляный насос; 16 — трубопроводы сервоклапана; 17 — управляющий сервоклапан на форсунке; 18 — форсунка; 19 — трубопровод пускового воздуха; 20 — пусковой клапан; 21 — маневровый клапан; 22 — управляющая микроЭВМ

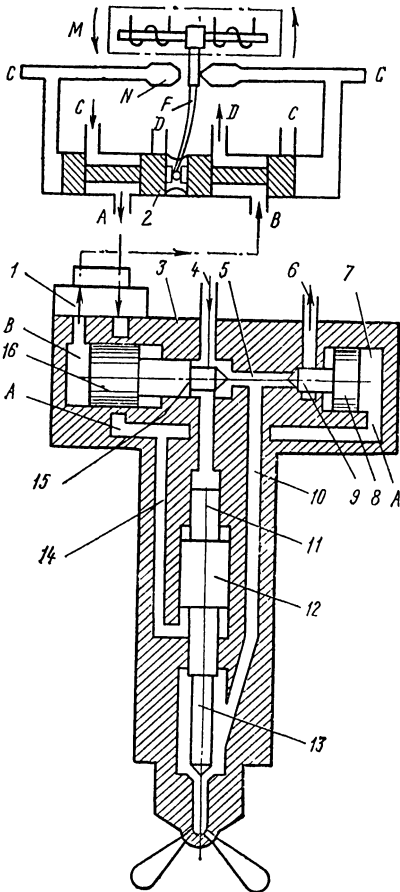


Рис. 51. Форсунка с электронным управлением впрыском

сервоклапана и форсунки создаются рабочим давлением сервожидкости (масла).

В сервоконтуре первой ступени (в клапане 1) каналы *C* находятся под давлением, каналы *D* перепускают масло в слив. В контуре второй ступени (в форсунке 15) каналы *A* и *B* периодически соединяются с магистралями *C* и *D* сервоклапана в зависимости от положения золотника.

Центральный канал 4 форсунки связан с аккумулятором, поэтому на дифференциальный поршень 11—12 иглы сверху постоянно действует высокое давление топлива, вследствие чего в период между впрыскиванием игла прижимается к своему седлу. В этот период золотник 2 соединяет каналы *B—C* и *A—D*. Дифференциальный клапан 16—15 оказывается под давлением сервожидкости, а 8—9 освобождается от него. При этом рабочий канал форсунки через отверстия 5—6 разгружается от остаточного давления топлива.

Действие дозирующего устройства начинается с подачи от контроллера управляющего сигнала, который перерабатывается внутри электрического звена сервоклапана в незначительный момент *M*. Под действием момента *M* подвижной валик сдвигает закрепленную на нем пластину, создавая различное сопротивление струям масла, истекающего из сопел *N*. В результате на торцах золотника 2 возникает перепад давления, сдвигающий золотник с места (на рис. 51 он смещен влево в крайнее положение).

При указанном положении золотника 2 связь каналов сервоконтуров первой и второй ступеней меняется на *B—D* и *A—C*, в результате чего давление сервожидкости с клапана 16—15 снимается, и он открывает доступ топливу в рабочий канал 10 форсунки. В то же время давлением сервожидкости в полость 7 перепускной клапан 8—9 закрывается, и игла 13, урав-

новешенная давлением топлива, поднимается под действием сервожидкости, подводимой через канал 14 к поршеньку 12.

Прекращение подачи топлива наступает по сигналу контроллера, после чего в сервоклапане происходят обратные процессы, и золотник занимает крайнее положение справа.

Рассмотренная аккумуляторная топливная система с электронным управлением была испытана фирмой МАН на экспериментальном двигателе К3ЕZ52/105С/СL с цилиндровой мощностью 885 кВт при частоте вращения 183 об/мин (рис. 52). Осциллограммы давления топлива в форсунке $p_{\phi}(\varphi)$ характеризуются четкой П-образной формой, при которой период впрыскивания сокращается, а сам процесс происходит при давлении, близком к p_{ϕ}^{\max} .

Резкие начало и конец подачи топлива форсункой являются свойством системы с аккумулярованием энергии давления в баллоне большой емкости. В итоге аккумуляторная топливная система обеспечивает эффективный бездымный процесс сгорания практически при всех нагрузках двигателя.

Электронное управление форсункой, выполняющей в данном случае роль дозатора, устраняя растягивание начальной и конечной фаз впрыскивания, исключает подвпрыскивание и дробящую работу форсунки, а следовательно, улучшает качество процесса топливоподачи. Такое «идеальное» дозирование в сочетании с оптимальным вариантом давления, продолжительности и начала впрыскивания за счет заранее проработанной программы позволило фирме МАН уменьшить g_e на частичных нагрузках в среднем на 5 г/(кВт·ч). Те же обстоятельства в сочетании с гарантированным впрыскиванием во все цилиндры при минимальных дозировках $g_{ц}$ позволили трехцилиндровому двигателю К3ЕZ52/105С/СL устойчиво работать при $n = 30$ об/мин, т. е. при 16% $n_{\text{ном}}$.

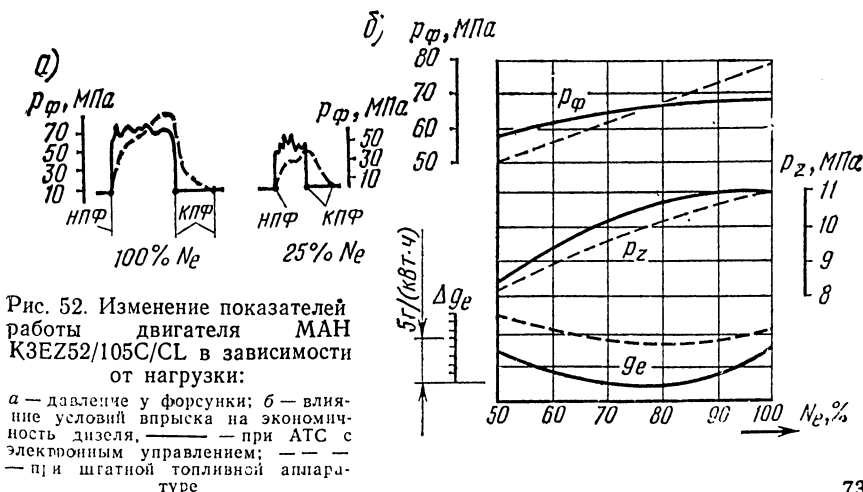


Рис. 52. Изменение показателей работы двигателя МАН К3ЕZ52/105С/СL в зависимости от нагрузки:

а — давление у форсунки; б — влияние условий впрыска на экономичность дизеля, — при АТС с электронным управлением; — — — и штатной топливной аппаратуре

Характер кривой $p_{\phi}(N_e)$ на рис. 52, б показывает, что давление в аккумуляторе с изменением нагрузки не остается постоянным. Это объясняется тем, что параметр $p_{ак}$ является фактором количественного регулирования $g_{ц}$. Однако при нагрузках, меньших или равных 80% $N_{еном}$, величина p_{ϕ} в системе превышает значение, предусмотренное для штатной топливной аппаратуры, причем тем больше, чем ниже уровень нагрузки.

Фирма МАН оптимистично расценивает результаты испытаний аккумуляторной топливной системы с электронным управлением.

Результатом активного сотрудничества фирмы МАН с японской фирмой «Мицубиси» в области использования двухступенчатого наддува для СОД стало предложение выпуска малооборотных дизелей типа KСZ-СН/СLН (см. табл. 11). Однако повышение мощности этих дизелей по сравнению с аналогичными типоразмерами серии KСZ-С/СL составило всего около 5%, что явно не соответствовало усложнению системы наддува.

5. АНАЛИЗ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ФИРМЫ ГМТ

Фирма ГМТ (Grandi Motori Trieste) входит в итальянский концерн «Фиат» и занимается производством судовых малооборотных (табл. 12) и среднеоборотных дизелей. На отечественном морском флоте двигатели фирмы «Фиат» установлены на судах типа «Леонардо да Винчи» (дизели С900S) и на судах типа «Лениногорск» (дизели С750S).

К общим особенностям системы воздухообмена этих дизелей относятся: контурная поперечная схема газообмена, последовательная схема изобарного газотурбинного наддува с использованием в качестве второй ступени сжатия продувочного воздуха навешенных поршневых насосов двойного действия (по одному на каждый цилиндр) и применение автоматических клапанов перед продувочными окнами. Применение таких клапанов вызвано тем, что высота продувочных окон в дизелях ГМТ мало отличается от высоты выпускных окон, а в некоторых моделях даже превышает ее. Невозвратные автоматические клапаны предотвращают заброс газов в продувочный ресивер до тех пор, пока их давление в цилиндре не сравняется с давлением продувочного воздуха. При дальнейшем снижении давления газов в цилиндре клапаны автоматически открываются и происходит продувка.

Остов состоит из сварной фундаментной рамы и станины. Блоки цилиндров могут быть отлиты из чугуна для каждого цилиндра в отдельности, либо в виде моноблоков на несколько цилиндров. Наличие диафрагмы между цилиндром и картером дизеля позволяет использовать тяжелые высокосернистые топлива с минимальным загрязнением картерного масла.

Таблица 12. Основные характеристики малооборотных дизелей фирмы ГМТ

Марка	D , мм	S , мм	N_e ц/л, кВт	n , об/мин	p_e , МПа	p_z , МПа	ξ_e , г/(кг·ч)
C750S	750	1320	1030	135	0,80	6,3	218
C900S	900	1600	1540	122	0,76	6,3	218
A1060	1060	1900	4920	106	1,7	10,0	218
B600	600	800	677	220	0,82	—	—
B600	600	1250	1030	150	1,17	9,3	—
C600	600	800	1214	250	1,29	10,0	207
CC600	600	800	1996	300	1,76	12,75	207
C900H	900	600	2610—2760	110—122	1,33—1,40	—	—
C780H	780	1600	2014—2163	110—122	1,39—1,44	—	—
C600H	600	1250	1231—1306	145—160	1,39—1,44	—	—
CC600H	600	800	1231	250	1,31	—	—

По мнению специалистов фирмы, использование поршневых продувочных насосов второй степени наддува обеспечивает пуск и работу дизеля на малых нагрузках, а также при отказе газотурбоагнетателя. Главное преимущество — малая чувствительность системы наддува к загрязнениям продувочно-выпускного тракта — оплачивалась потерями экономичности дизеля из-за затрат мощности на привод продувочных насосов, которые составляли 3—5%.

По этой причине в последних модификациях дизелей С-Н фирма отказалась от их применения и перешла к одноступенчатой схеме изобарного газотурбинного наддува. Для обеспечения дизеля воздухом при пусках и малых нагрузках применены воздуходувки.

Первоначально для охлаждения поршня использовалось масло. В поздних моделях фирма применила водяное охлаждение головки поршня с подводом и отводом воды по телескопическим трубкам.

Масло к крейцкопфным подшипникам подается по шарнирным качалкам, затем по отверстиям в стержне шатуна поступает на смазку мотылевого подшипника. Мотылевые и рамовые подшипники выполнены в виде тонкостенных вкладышей, залитых белым металлом.

В последних моделях МОД применены крейцкопфные подшипники с эксцентричным расположением рабочих (трущихся) поверхностей (рис. 53, а).

В эксцентриковых подшипниках каждая шейка поперечины крейцкопфа и соответствующие поверхности крейцкопфных подшипников разделены на две зоны, смещенные одна относительно другой на эксцентриситет (около 0,5 мм). При качательном движении шатуна зона А контакта шейки с подшипником

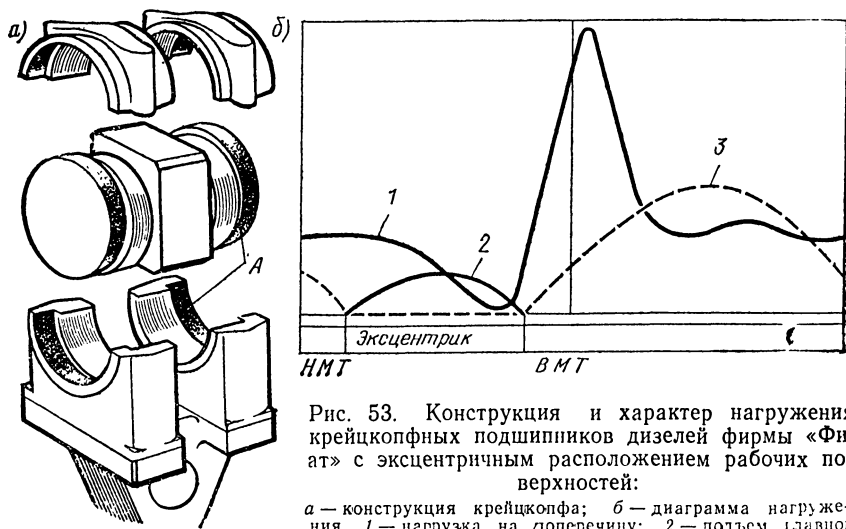


Рис. 53. Конструкция и характер нагружения кресткопфных подшипников дизелей фирмы «Фиат» с эксцентричным расположением рабочих поверхностей:

a — конструкция кресткопфа; *б* — диаграмма нагружения, 1 — нагрузка на доперечницу; 2 — подъем главной шейки; 3 — подъем эксцентрика

перемещается попеременно с внутренней на наружную опорные поверхности. Вследствие этого происходит поочередный отрыв соприкасающихся поверхностей трения и принудительное образование зазора между ними. При этом через зазор прокачивается смазочное масло. Отрыв внутренней и наружной половин шеек от подшипников составляет соответственно 120 и 240° п. к. в. и происходит до ВМТ и после НМТ (рис. 53, б). Таким образом, гарантированная подача смазки под опорные поверхности шеек поперечины кресткопфа обеспечивается независимо от режима работы дизеля, в том числе и при проворачивании коленчатого вала перед пуском. В связи с этим фирма ГМТ отказалась от выполнения маслораспределительных канавок на опорных поверхностях кресткопфных подшипников.

В ранних моделях (двигатель С750S) применялась стальная литая крышка цилиндра утопленного типа. В последних моделях (двигатели В600, СС600) крышка 2 стальная ковкая крепится шпильками 1. Для охлаждения днища используются многочисленные радиальные отверстия (рис. 54, а).

Цилиндровую втулку 4 в двигателях этой фирмы традиционно выполняют из двух частей (см. рис. 54, а). Верхнюю многоопорную часть отливают из стали. В нее запрессовывают тонкостенную втулку из износостойкого чугуна. Нижнюю часть с поясом уплотнений, продувочными и выпускными окнами отливают из чугуна. Такое решение позволяет улучшить теплоотвод от верхней части втулки за счет уменьшения ее толщины, а для восприятия нагрузок от давления газов использовать мощную стальную оболочку, хорошо работающую на растяжении. Кро-

ме того, наиболее интенсивно изнашиваемая верхняя часть втулки может быть выпрессована и заменена новой.

Поршень *б* в двигателях ГМТ выполнен составным: стальная головка *з* поршня крепится шпильками к верхнему фланцу штока, а чугунный тронк — к нижнему фланцу. В последних моделях вода поступает сначала в спиральные каналы в стенках поршня, охлаждая зону, где расположены поршневые кольца *б*. Эти каналы образованы спиральными ребрами чугунной вставки, на которую опирается днище поршня. Затем охлаждающая вода поступает в кольцевую полость в месте сопряжения днища и стенок головки. Оттуда она проходит по радиальным каналам в полость под центральной частью днища поршня. В этой полости происходит взбалтывание воды при изменении направления движения поршня, благодаря чему улучшается теплоотвод.

Характерной особенностью дизелей фирмы ГМТ является сравнительно большое число поршневых колец. Из-за попада-

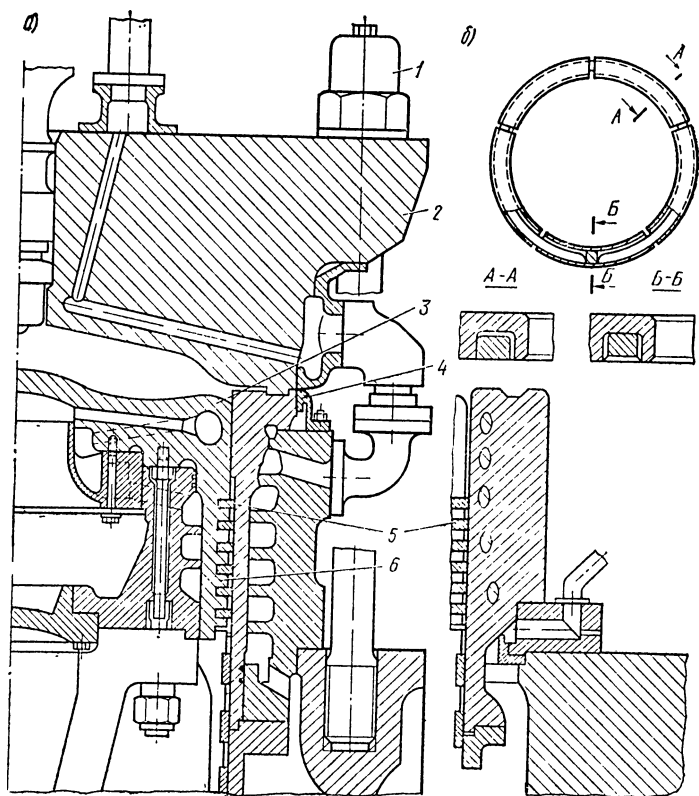


Рис. 54. Конструкция деталей камеры сгорания дизеля фирмы ГМТ СС600:
а — детали камеры сгорания; б — сегментное поршневое кольцо

ния в окна втулки концов колец происходят их частые поломки. Чтобы уменьшить вероятность таких поломок, кольца в дизелях СС600 сделаны разъемными (рис. 54, б). Они состоят из пяти сегментов и удерживаются вместе стальным кольцом, размещенным внутри них в сферической канавке. Сегменты прижимаются к поверхности втулки стальным кольцом и давлением газов.

Дизели очередной модификации получили обозначение С-Н, они отличаются от предыдущих отсутствием продувочного насоса. На дизелях установили новую модель неохлаждаемого высокоэффективного турбокомпрессора.

Анализ изменения параметров и конструктивных решений МОД фирмы ГМТ показывает, что попытка использовать увеличение отношения S/D , предпринятая фирмой в 1976 г., не привела к необходимому увеличению экономичности дизелей. В результате фирма стала развивать малоразмерную модель с уменьшением отношения S/D до 1,33 и форсировкой по наддавлению до $p_c = 1,8$ МПа. Это повысило конкурентоспособность фирмы, так как по сравнению со среднеоборотными дизелями двигатели СС600 дают возможность использовать более тяжелые сорта топлива, а по сравнению с малоразмерными крейцкопфными дизелями других фирм они имеют малую высоту. Однако эти преимущества имеют значение только для СЭУ ограниченных типов судов: паромов, пассажирских судов и судов для перевозок колесной техники.

6. АНАЛИЗ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ФИРМЫ «МИЦУБИСИ»

Японская фирма «Мицубиси Хэви Индастриз» (Mitubishi Heavy Industries) первая использовала в МОД двухступенчатый газотурбинный наддув.

Особенность конструкции дизеля, получившего обозначение УЕС, — центральное расположение форсунки в крышке цилиндров при трех выпускных клапанах. Привод клапанов осуществлялся от распределительного вала через толкатель и штанги. Дизели выполнялись крейцкопфными. Продувочные окна имели форму скругленных по углам параллелограммов и располагались по всей окружности цилиндра. Поршень охлаждался водой.

Первоначально в дизелях УЕС использовалась аккумуляторная система впрыскивания, в которой четырехплунжерный насос нагнетал топливо в один общий аккумулятор, а затем оно через распределительные клапаны дозатора поступало к форсункам соответствующих цилиндров. В последующем фирма отказалась от использования аккумуляторной системы, так как при механическом приводе распределительных клапанов от кулачкового валика время их открытия увеличивается при умень-

Т а б л и ц а 13. Сопоставление параметров дизелей фирмы «Мицубиси» типа UEC85/160 различных модификаций

Модификация	D , мм	S , мм	N_e цпл., кВт	n , об/мин	p_e , МПа	p_z , МПа	g_e , г/(кВт·ч)
UEC85/160A	850	1600	1470	120	0,81	6,4	211
UEC85/160B	850	1600	1470	120	0,81	6,4	211
UEC85/160C	850	1600	1760	125	0,93	7,4	—
UEC85/180D	850	1800	2200	118	1,11	8,4	—
UEC85/180E	850	1800	2800	120	1,37	9,8	207
UEC85/215H	850	2150	2650	90	1,47	11,0	192

шении частоты вращения коленчатого вала. Это вызывало трудности при обеспечении устойчивой работы дизеля на режиме минимальных оборотов. Вместо аккумуляторной топливной системы в дизелях UEC и в последующих модификациях используется золотниковый ТНВД.

Повышая мощность своих дизелей за счет импульсного газотурбинного наддува, фирма выпустила более тридцати различных модификаций дизелей серии UE (табл. 13).

В дизелях с двухступенчатым наддувом типа UEC-E мощность повышена на 30%, что при той же агрегатной мощности дает возможность существенно сократить размеры машинного отделения.

Схема двухступенчатой системы газотурбинного наддува и ее компоновка на двигателе представлены на рис. 55, а.

Выпускные газы выходят из цилиндров и после расширения в импульсной турбине 6 высокого давления поступают в общий выпускной коллектор. Далее газы расширяются в турбине низкого давления до противодавления $p_r=0,23$ МПа и $t_r=265^\circ\text{C}$.

Сжатие воздуха происходит в компрессоре 4 низкого давления, который приводится турбиной 5 постоянного давления. В воздухоохладителе 3 первой ступени температура воздуха снижается до $t_k=45^\circ\text{C}$. Далее воздух сжимается в компрессоре 2 высокого давления с приводом от импульсной турбины. После охладителя 1 второй ступени воздух поступает в продувочный ресивер 7 при параметрах $p_s=0,32$ МПа; $t_s=50^\circ\text{C}$. Среднее эффективное давление, получаемое при этих параметрах наддува, равно 1,54 МПа. Увеличение p_z до 11 МПа потребовало усиления прочности и жесткости деталей, воспринимающих нагрузку от давления газов.

Остов дизеля отливается из чугуна и состоит из фундаментной рамы, жесткого картера коробчатого типа и блока цилиндров, соединенных длинными анкерными связями. Крышка цилиндра литая, чугунная, имеет колпачковую форму. Отлитое из молибденовой стали днище поршня усилено радиальными и концентрическими ребрами. Это позволило сделать днище тоньше и таким образом снизить термические напряжения. Для ин-

тенсификации охлаждения масло направляется к наиболее горячим участкам внутренней поверхности поршня через специальные насадки. В результате удалось снизить температуры на периферии днища до 460°C , а в канавке первого поршневого кольца — до 140°C . Верхняя часть втулки цилиндра имеет утолщенный бурт. Для ее охлаждения применен спиральный канал, по которому охлаждающая вода проходит из зарубашечного пространства в крышку цилиндра. За счет эффективного охлаждения верхней части втулки улучшены условия смазки поршневых колец: температура втулки против верхнего поршневого кольца снизилась на 45°C по сравнению с моделью УЕС-Д.

Распределение температурных полей в деталях камеры сгорания дизеля с двухступенчатым наддувом показано на рис. 56. Температуры в характерных точках камеры сгорания не выходят за допустимые пределы. Это достигнуто не только посредством улучшения условий охлаждения и совершенствования конструкции, но и благодаря увеличению расхода воздуха на продувку до $13,0\text{--}13,6\text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$.

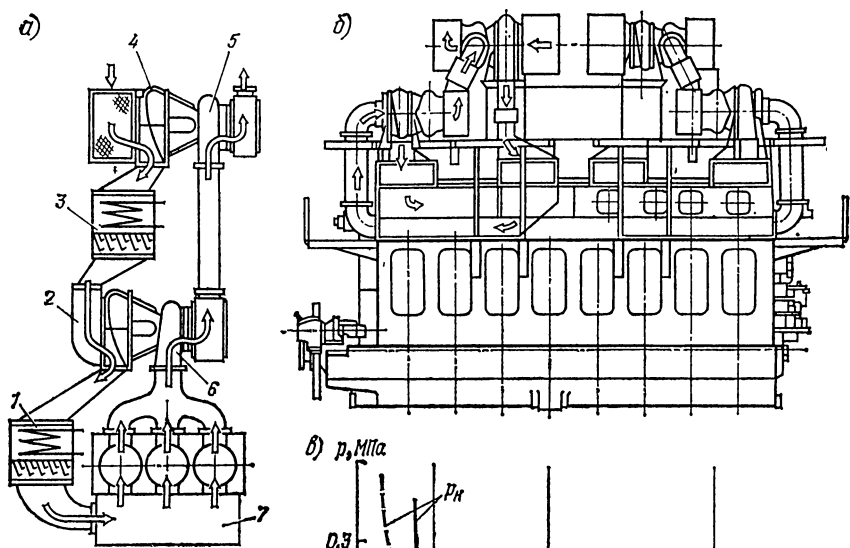


Рис. 55. Система двухступенчатого газотурбинного наддува дизелей Мицубиси серии УЕС:

а — схема наддува; б — компоновка агрегатов системы на дизеле; в — процесс газообмена при двухступенчатом и одноступенчатом ($p_r = \text{const}$) наддуве в дизеле УЕС52/125Е (Н)

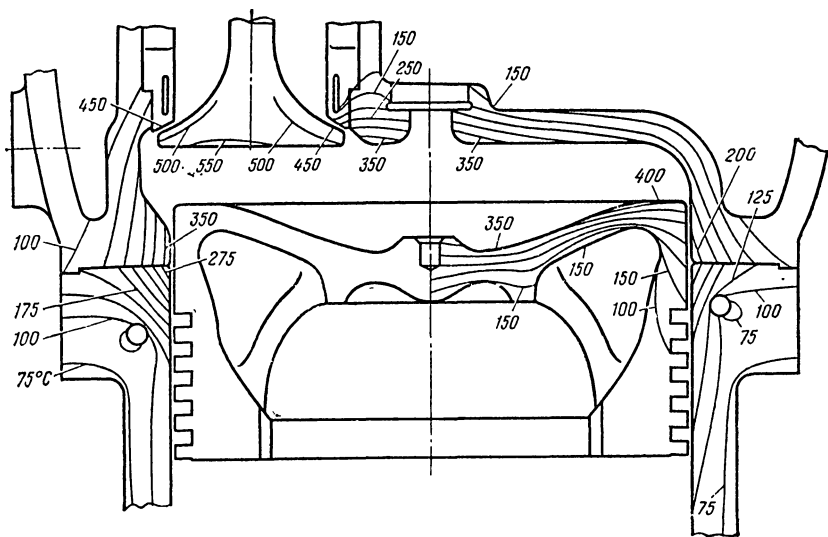


Рис. 56. Температурные поля деталей камеры сгорания дизеля УЕС52/105Е при полной нагрузке

Было выпущено несколько десятков дизелей с двухступенчатым наддувом. Однако уровень экономичности этих дизелей не отвечал современным требованиям, поэтому фирма вернулась к одноступенчатой схеме газотурбинного наддува при постоянном давлении газов перед турбиной. Эта серия дизелей получила обозначение УЕС-Н. Первым двигателем такого типа стал дизель УЕС37/88Н. Фирма распространила отработанные на этом двигателе решения на весь типоразмерный ряд (табл. 14).

Уменьшение частоты вращения при одновременном увеличении хода поршня позволило снизить g_e на 4—7 г/(кВт·ч). Более позднее открытие выпускных клапанов при постоянном давлении газов перед турбиной дало возможность выиграть еще 10 г/(кВт·ч) за счет увеличения полезной работы расширения

Таблица 14. Основные характеристики дизелей фирмы «Мицубиси» типа УЕС-Н

Марка	D , мм	S , мм	N_e цил., кВт	n , об/мин	p_e , МПа	p_z , МПа	g_e , г/(кВт·ч)
УЕС37/88Н	370	880	480	210	1,44	11	192
УЕС45/115Н	450	1150	375	165	1,46	11	189
УЕС52/125Н	520	1250	980	150	1,50	11	188
УЕС60/150Н	600	1500	1320	128	1,49	11	186
УЕС65/165Н	650	1650	1540	117	1,47	11	186
УЕС85/215Н	850	2150	2650	90	1,47	11	185

Примечание. Для всех марок дизелей $p_z=11$.

газов в цилиндре. Серьезных конструктивных изменений в дизелях серии Н по сравнению с предыдущей модификацией фирма «Мицубиси» не внесла, кроме изменений в системе наддува. На дизелях установлен специально разработанный неохлаждаемый турбокомпрессор. Для лучшего использования энергии газов выпускные патрубки из цилиндров выполнены в форме диффузоров. Между турбокомпрессором и продувочным ресивером установлены два вспомогательных центробежных электрокомпрессора.

Несмотря на снижение давления продувочного воздуха с 0,20 МПа до 0,17 МПа, температурные уровни деталей камеры сгорания практически не изменились благодаря снижению расхода топлива при тех же нагрузках и повышению эффективности продувки.

Специалисты фирмы отказались от традиционной трехклапанной схемы прямого газообмена при разработке моделей UEC37/88H и UEC45/115H и перешла в этих дизелях к одноклапанной схеме. Конструкция клапана предусматривает демпфирование ударных нагрузок и компенсацию теплового расширения его штока с помощью масляного демфера. Это решение в последующем было распространено на двигатели серии UEC-H большей размерности.

По мнению специалистов фирмы, одноклапанная конструкция стальной кованой крышки цилиндра позволяет обеспечить не только большее «время — сечение» выпуска, но и лучшие условия охлаждения и большую равномерность тепловых напряжений.

Дизели серии UEC-NA по своим конструктивным решениям практически не отличаются от предыдущей серии UEC-H. В этих двигателях применен новый нагнетатель, специально разработанный для нового поколения МОД, предназначенных для работы на тяжелых сортах топлива. Его использование дало возможность повысить мощность на 11—14% по сравнению с дизелями серии UEC-H и уменьшить расход топлива на 5,4—8,1 г/(кВт·ч). Однако сравнение экономичности дизелей серии UEC-NA с их аналогами фирм «Бурмейстер и Вайн» и «Зульцер» показывает, что возможности снижения удельных эффективных расходов топлива еще не были исчерпаны. Эти возможности были реализованы в двигателе новой серии UEC-L (табл. 15), поперечный разрез которого дан на рис. 57.

В этих двигателях отношение S/D увеличено до 3,0—3,2, кроме модели 37L, в которой $S/D=2,4$. По сравнению с дизелями серии UEC-H цилиндрические мощности увеличены еще на 5% за счет наддува. Благодаря увеличению хода поршня b , повышению p_z до 12,7 МПа и улучшению эффективности продувки удельный расход топлива снижен на 4 г/(кВт·ч). С этой же целью максимальное давление впрыска было повышено до 98 МПа.

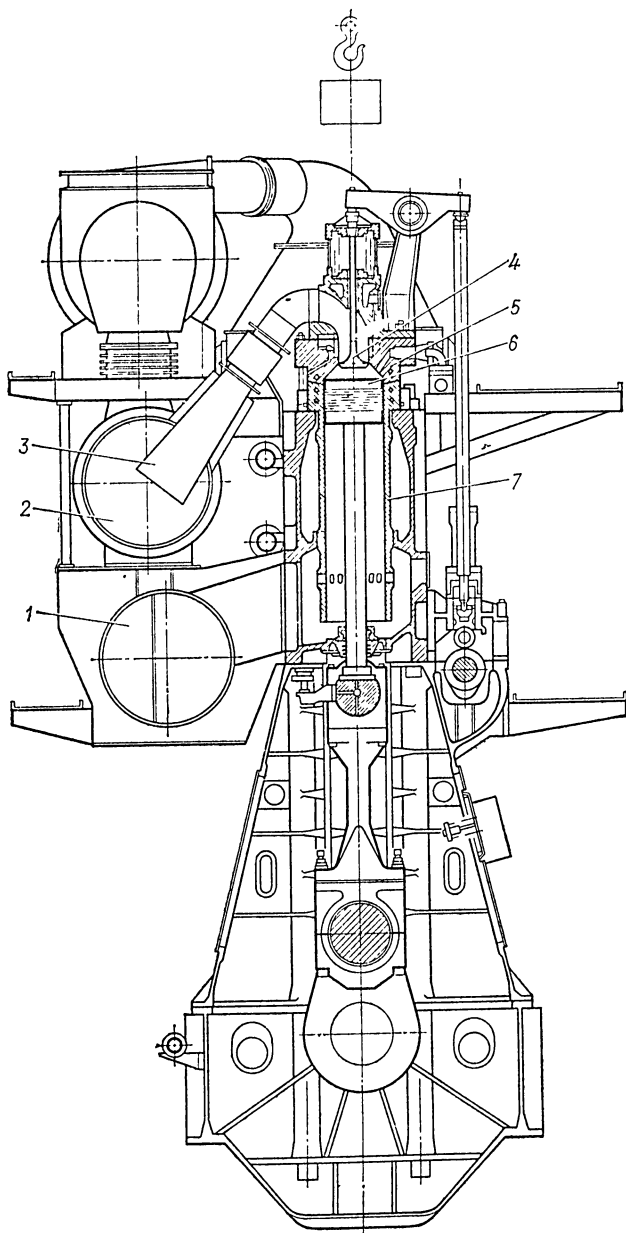


Рис. 57. Поперечный разрез дизеля Мицубиси типа UEC52L

В связи с ростом тепловых и механических нагрузок, связанным с увеличением p_e и p_z , чугунная оребренная головка поршня была заменена стальной с внутренней кольцевой опорой

Таблица 15. Основные характеристики дизелей типа UEC-L фирмы «Мицубиси»

Марка	D , мм	S , мм	N_e цил., кВт	p_e , МПа	p_z , МПа	n , об/мин	g_e , г/(кВт·ч)
UEC37L	370	880	515	1,5	12,7	210	179
UEC45L	450	1350	882	1,6	12,7	158	177
UEC52L	520	1600	1176	1,6	12,7	133	174
UEC60L	600	1900	1544	1,6	12,7	110	173

(рис. 58). Расчеты и испытания подтвердили низкий уровень температур и напряжений в новой головке 1.

Для повышения износостойкости канавок 2 первого и второго поршневого кольца производят их поверхностную индукционную закалку. Необычно размещение одного из компрессионных колец в тронке 3 поршня.

Толщины стенок цилиндровой втулки 7 (см. рис. 57) и ее посадочного бурта увеличены (рис. 59, а). В связи с этим в верхней части втулки для охлаждения использованы тангенциальные сверления 1, которые не только снижают общий температурный уровень рабочей поверхности втулки, но и выравнивают температурное поле по окружности. В нижней части втулки охлаждение не предусмотрено, чтобы уменьшить тепловые потери. Система цилиндровой смазки оставлена традиционного типа, но моменты подачи масла лубрикаторами и форма масло-распределительных канавок уточнены с учетом испытаний на дизелях серии НА.

Цилиндрические крышки 5 (см. рис. 57) аналогичны крышкам дизелей Бурмейстер и Вайн типа K-GF (рис. 59, б), изготавливаются из ковочки, и имеют систему радиальных сверлений для прохода охлаждающей воды. В цилиндрической части крышки для охлаждения применяются тангенциальные сверления 1.

Выпускной клапан 4 (см. рис. 57) сохраняет свою работоспособность в дизелях типа Н и НА в течение 3—6 тыс. ч. В дизелях типа L для повышения

надежности его работы применено водяное охлаждение седла 2 клапана 1 (рис. 60). Для повышения эффективности утилизации тепла выпускных газов корпус 3 клапана выполнен неохлаждаемым. В дизелях UEC52L, UEC45L и UEC37L сохранен механический привод клапанов. Седла клапанов, пружины и сами клапаны взаимозаменяемы с моделями Н и НА.

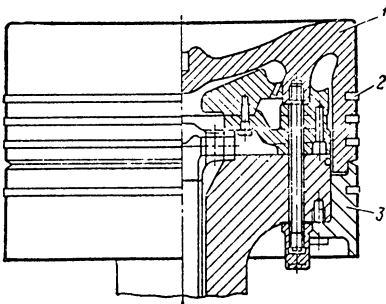


Рис. 58. Поршень дизелей серии UEC-L

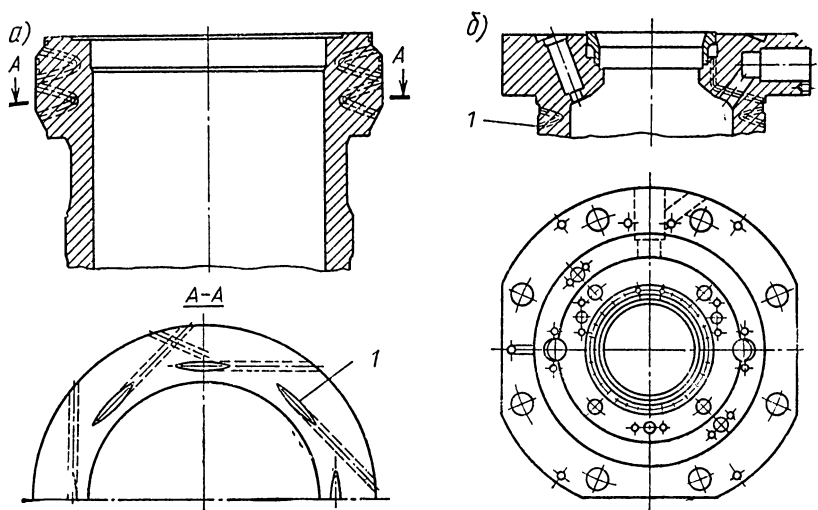


Рис. 59. Детали остова дизелей серии УЕС-Л:

а — цилиндрическая втулка, б — крышка цилиндра

ТНВД золотникового типа со смешанным регулированием обеспечивает повышенную экономичность на режимах сниженной эксплуатационной мощности. Как и в предыдущих моделях с помощью регулировочной гайки в нижней части ТНВД легко изменяются моменты топливоподачи.

По-прежнему на каждом цилиндре используются две форсунки. Они оборудованы системой автоматического регулирования давления открытия иглы форсунки в зависимости от нагрузки дизеля. С помощью этой системы обеспечивается высокая экономичность в широком диапазоне нагрузок, а также более устойчивое протекание рабочего процесса в зоне низких нагрузок. Благодаря этому сохраняется надежная работа на топливе низкого качества до 30% номинальной мощности без изменения регулировки двигателя.

Конструкция форсунки с управлением давлением открытия иглы представлена на рис. 61. Регулятор давления топлива автоматически увеличивает или уменьшает подачу воздуха к поршню пневмоцилиндра 1 на форсунке. Для обеспечения надежной работы распылителей 2 в условиях постоянного ухудшения качества топлива фирма «Мицубиси» использует для охлаждения распылителей изолированную систему водяного охлаждения.

На двигателях с числом цилиндров от 5 до 8 используется один турбокомпрессор. При выходе из строя турбокомпрессора дизель может развивать до 55% номинальной частоты вращения за счет подачи воздуха от вспомогательных электровоздуховок. Форма продувочного ресивера 1 (см. рис. 57) скругле-

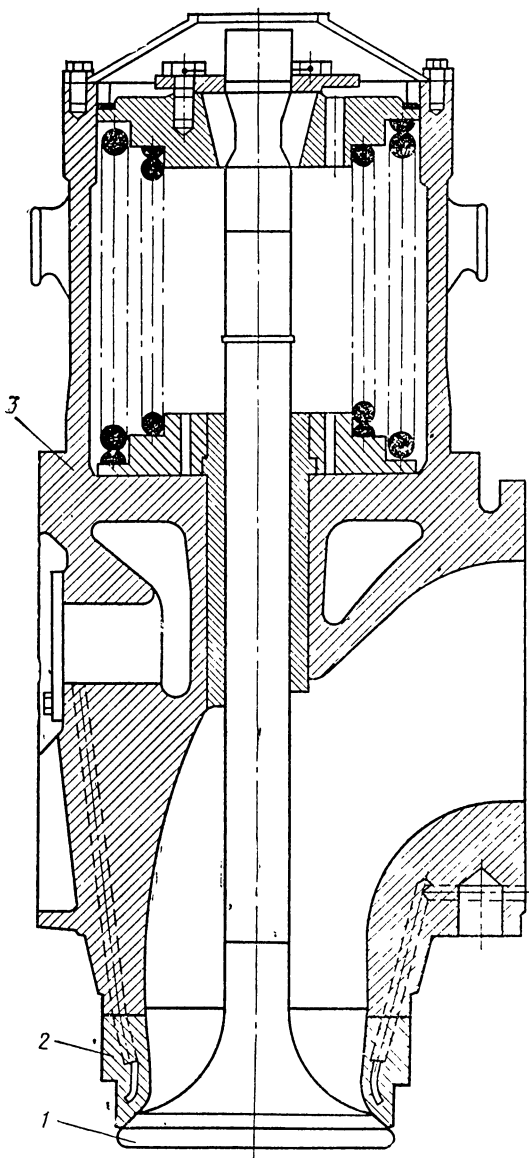


Рис. 60. Выпускной клапан дизеля UEC-L

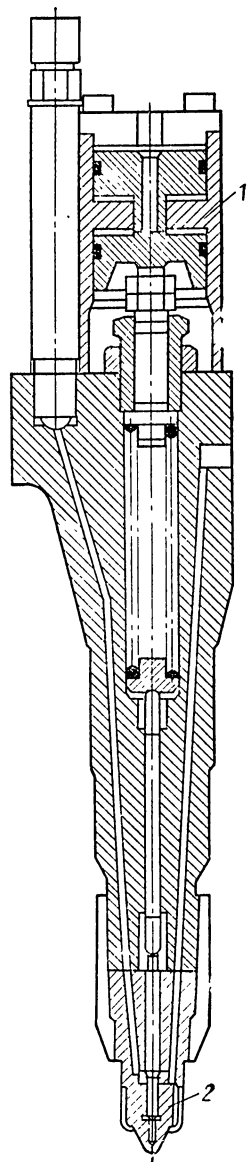


Рис. 61. Форсунка дизеля UEC-L

на для упрощения конструкции и облегчения работ по удалению загрязнений. Ресивер разделен на первичную и вторичную камеры перегородкой с продувочными клапанами (от пяти до восьми) типа «баттерфляй». В выпускном патрубке 2 из двух

стальных труб предусмотрен компенсатор, а сами патрубки могут перемещаться в осевом направлении вместе с диффузорами 3 в своих концевых и промежуточных опорах. Диффузор, аналогично дизелям типа Н, сводит к минимуму потери энергии газов при выпуске и облегчает продувку.

Глава II

АНАЛИЗ ОТКАЗОВ И ПОВРЕЖДЕНИЙ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

7. ПРИЗНАКИ И ВЫЯВЛЕНИЕ ПРИЧИН ОТКАЗОВ И ПОВРЕЖДЕНИЙ ДИЗЕЛЕЙ

Особую важность для главных судовых дизелей имеют внезапные отказы, связанные с потерей хода судна. К ним относятся аварии и аварийные происшествия. Согласно Положению о порядке расследования аварий морских судов к авариям относятся такие случаи, в результате которых судно теряет мореходность не менее чем на 48 ч. Отказы, требующие для восстановления мореходности меньшего времени, относятся к аварийным происшествиям. Доля внезапных отказов судовых дизелей обычно не более 10%, но может увеличиваться до 35% на двигателях с повышенной степенью автоматизации [30]. Постепенные отказы характеризуются относительно медленным изменением технического состояния дизеля и чаще всего связаны с теми или иными видами изнашивания. Любые отказы развиваются во времени, но не всегда удается наблюдать и оценивать это развитие, так как оно не отражается на обычно контролируемых параметрах работы дизеля. Использование новых методов и более совершенных приборов контроля значительно расширяет возможность перевода внезапных отказов в категорию постепенных. При постепенном отказе одного из узлов двигателя механик может управлять его развитием: назначить щадящий режим эксплуатации, принять меры к заблаговременному ремонту или замене, чтобы предотвратить отказ всего двигателя. Одним из наиболее перспективных путей предотвращения внезапных отказов является использование средств технического диагностирования, позволяющих оценивать техническое состояние основных узлов и агрегатов судовых дизелей в ходе их функционирования.

Повреждение отличается от отказа тем, что несмотря на нарушение исправного состояния дизеля (изменение параметров или другие отступления от требований нормативно-технической документации), сохраняется возможность его дальнейшей эксплуатации.

Признаками отказа принято считать непосредственные или косвенные воздействия на органы чувств обслуживающего персонала явлений, характерных для неработоспособного состояния дизеля или для процессов, связанных с этим состоянием (изменение показаний приборов, появление шумов, вибрации, нагрева деталей и т. п.).

Процедурные вопросы расследования аварий и аварийных происшествий, а также оформления соответствующих документов описаны в [19], поэтому рассмотрим чисто технические вопросы, которые могут быть полезны для определения причины неисправного состояния по характеру обнаруженных дефектов [43, 5].

Техническое обследование места аварийного происшествия или обнаруженной неисправности должно, в первую очередь зафиксировать общую, а затем детальную картину отказа с тщательным описанием и фотографированием поврежденного узла. Только после этого можно собрать части разрушившихся деталей и другие вещественные последствия аварии, которые должны быть разложены в пакеты с указанием на каждом из них, из какого места взяты материалы.

При сборе материалов (частиц металла, обломков деталей и т. п.) необходимо учитывать возможность их перемещения потоками охлаждающей или смазывающей жидкостей или газа, в результате чего отдельные частицы могут оказаться в трубопроводах систем, фильтрах или охладителях. Частицы магнитных материалов часто задерживаются в магнитных фильтрах, поэтому фильтры должны быть проверены. Для обнаружения немагнитных частиц по отсоединенному трубопроводу прокачивают жидкость через фильтр из капроновой ткани.

Собранные непосредственно на месте аварии материалы в большинстве случаев содержат ценную информацию о причинах и характере разрушения детали. После того как собраны, сфотографированы и упакованы все обнаруженные обломки деталей, частицы металла и т. д., а также собраны и систематизированы письменные свидетельства лиц, имеющих отношение к обнаруженной неисправности, необходимые сведения из машинного журнала и технического формуляра дизеля, можно приступить к подробному осмотру поврежденных деталей.

При исследовании изломов необходимо очистить и обезжирить поверхность спиртом, кислотой и т. д. Недопустима очистка стальными щетками и другими острыми или твердыми предметами во избежание нарушения характера излома. Осматривать следует сначала невооруженным глазом, а затем с помощью лупы. Опыт показывает, что такой осмотр даст возможность воссоздать достоверную картину возникновения и развития дефекта.

Трещины в первую очередь усталостного характера являются самой многочисленной группой дефектов судовых дизелей.

Очень мелкие трещины обнаружить трудно, а когда они достигнут макроскопического размера, то быстро распространяются, вызывая полное разрушение за короткий промежуток времени, что может привести к аварии.

Признаками усталостного излома являются: отсутствие остаточной деформации в зоне разрушения; расположение излома перпендикулярно поверхности детали; наличие в отдельных местах ржавчины; резкая граница между зоной усталостного излома и остальной поверхностью сечения; небольшие уступы, определяющие область его начала. Усталостный излом образуется в результате воздействия многократных циклических нагрузок, когда средние напряжения не превышают предела упругости материала, поэтому развитие трещин длится достаточно долго. В результате на поверхности излома можно проследить все этапы его развития, а также изменение приложенной нагрузки: при незначительной перегрузке преобладает зона постепенного разрушения в виде гладкой поверхности с деформированными зернами, а при высоких нагрузках большая часть поверхности имеет грубый зернистый характер и относится к зоне мгновенного разрушения. В зоне постепенного разрушения могут наблюдаться расходящиеся волны, соответствующие моментам изменения прилагаемых нагрузок или другим причинам, приостанавливающим развитие усталостной трещины.

Одностороннее развитие трещины может свидетельствовать о том, что деталь испытывала циклическое растяжение или односторонний изгиб. При двустороннем изгибе развитие должно идти с двух противоположных сторон излома. Круговой изгиб характеризуется нарушением концентричности усталостных волн, в зоне постепенного разрушения преобладает веерообразный рисунок. В отдельных случаях при незначительной перегрузке с большим количеством концентраторов зона постепенного разрушения может носить круговой характер.

При кручении в условиях незначительной нагрузки трещина развивается под углом 45° к оси детали и может превысить длину окружности. О высокой нагрузке свидетельствует положение трещины с углом более 45° . Обычно так разрушаются шейки валов под действием интенсивных крутильных колебаний.

Развитие поверхностных и внутренних усталостных трещин начинается в местах концентрации напряжений. Количество и размер концентраторов усталостных напряжений можно определить по очагам, от которых расходятся волны в зонах постепенного разрушения. При вытянутом концентраторе — внутренней трещине, цепочке раковин и т. п. — форма волны искажается. Крупные раковины часто можно наблюдать на поверхности излома визуально. В качестве концентраторов могут выступать как конструктивные факторы — галтели, отверстия, вырезы, канавки, так и технологические — подрезы, грубая обработка поверхности и т. п. Концентраторами напряжений могут стать и

случайные повреждения поверхностей деталей, возникающие в результате неосторожного технического обслуживания: забоины, риски, царапины и т. д.

Изменение формы детали также бывает проявлением неисправности. При этом характер деформации отражает направление и приложенную нагрузку. Утонение участка материала с дальнейшим появлением трещин под углом 45° к направлению действия нагрузки и окончательный разрыв металла свидетельствуют о сильном растяжении детали, выпучивание в коротких деталях — о чрезмерном сжатии, изгиб длинных деталей — о потере ими продольной устойчивости.

При сдвиге участков детали может произойти разрушение материала в виде среза или изгиба. Такая картина разрушения характерна для крепежных болтов деталей остова или фиксирующих штифтов.

Осмотр поврежденных деталей лупой позволяет анализировать причины таких дефектов, как интенсивный износ или задиры трущихся поверхностей. Наиболее вероятной, но не единственной причиной такого вида неисправности может быть нарушение условий смазки или появление в ее слое абразивных частиц, по размерам превышающих зазор между поверхностями трения. Об абразивном характере изнашивания свидетельствует наличие рисок по ходу движения деталей, а также нарушение оттенка приработанных поверхностей металла. Такой вид разрушения характерен для втулок и тронков судовых дизелей.

В практике встречается и такой парадоксальный факт, как изнашивание стальной или чугунной поверхности деталию из алюминиевого сплава. Это объясняется образованием на поверхности алюминия хрупких, но очень твердых пленок окиси алюминия. Отслаивание металла в виде чешуек с поверхности закаленных или цементированных деталей свидетельствует о возникновении предельных контактных напряжений в глубине слоя. Такой дефект характерен для кулачных шайб распределительных валов или нагруженных большими моментами зубьев шестерен. Пластическая деформация или смятие поверхности свидетельствует о соударении деталей.

На поршневых кольцах, зубьях шестерен, элементах подшипников качения могут образовываться участки «белого слоя» в виде блестящих пятен или полос с частичным выкрашиванием поверхности. Это свидетельствует об образовании закалочных структур в результате заеданий или ударов деталей из чугуна или высокоуглеродистых сталей.

Язвы на поверхности деталей являются признаком кавитационного изнашивания. Этот вид разрушения наиболее часто встречается на поверхностях охлаждения цилиндрических втулок и поршней. Иногда он становится «хронической болезнью» определенных видов ТНВД. Появление ручейков, канавок, промоин на поверхностях сопряжения деталей в зонах высоких

скоростей жидкостей или газов свидетельствует об эрозионном изнашивании. Например, газовая эрозия часто является причиной разрушения кромок выпускных клапанов. Результатом абразивной эрозии являются царапины, микротрещины и выкрашивания, возникающие вследствие разрушения поверхности детали под воздействием взвешенных в потоках жидкости и газа абразивных частиц. Этот вид разрушения встречается в распылителях форсунок.

Достаточно большую группу составляют дефекты, вызванные химической и электрохимической коррозией. Условием возникновения электрохимической коррозии является агрессивная внешняя среда и влага. В результате может появиться сплошная коррозия (равномерная, неравномерная, структурно-избирательная и местная), пятнистая, язвенная, питтинговая, межкристаллитная, а также коррозионное растрескивание под напряжением. При химической коррозии поверхность разрушается под воздействием агрессивной атмосферы без наличия влаги. При этом образуются пузыри, отслоения, разрывы при трении, растрескивания по углам или острым кромкам и может возникнуть окалина, рыхлость и обезуглероживание металла. Для двигателей внутреннего сгорания характерна фреттинг-коррозия, которая наблюдается на поверхностях деталей (например, остова), подверженных натягу и знакопеременным напряжениям. С повышением нагрузки фреттинг-коррозия увеличивается.

Отдельную группу, характерную для деталей цилиндропоршневой группы, составляют дефекты, связанные с тепловым воздействием при эксплуатации. Его результатом может быть обгорание, графитизация и перегрев огневых поверхностей.

Встречаются нарушения неподвижных посадок, в частности проворачивание шеек, запрессованных в щеки коленчатых валов.

Подплавление, трещины и выкрашивание антифрикционного слоя относятся к дефектам деталей, залитых слоем баббита. Они образуются в результате недостаточной жесткости вкладыша или самого подшипника, неполного прилегания вкладыша к постели, плохого приставания баббита к вкладышу, действия ударных нагрузок при чрезмерном увеличении масляного зазора и т. д. При попадании вместе с маслом на поверхность трения твердых частиц на ней образуются риски, задиры, царапины, а затем может произойти разогревание и подплавление баббита. Последний выплавляется при чрезмерном нагреве подшипника в результате большого загрязнения его поверхностей или недостаточного поступления смазки.

Рассмотренные наиболее типичные дефекты и возможные причины их возникновения подтверждают, что развитие всех повреждений во времени вначале носит постепенный, а затем катастрофический характер. Выявление дефекта на стадии постепенного развития дает возможность его контроля и прогно-

зирования постепенного отказа. Отсутствие такой возможности создает условия для внезапного отказа. Более 60% затрат, связанных с отказами судовых дизелей, приходится на потери от простоя судов, вызванные необходимостью устранения последствий этих отказов [30]. Поэтому предупреждение внезапных отказов является важнейшей задачей. Ее решение связано с расширением возможностей безразборного диагностирования для контроля ТС основных узлов и деталей дизеля и в первую очередь тех, которые имеют низкий коэффициент технического уровня. В каждом конкретном дизеле имеются такие узлы и детали. Это избавляет от необходимости контроля всех деталей и узлов по всем доступным для измерения параметрам.

Исследования эксплуатационных качеств и надежности судовых дизелей [13, 14, 30] подтверждают, что у каждой модели есть специфические слабые места. Например, к общим проблемам судовых дизелей относится надежность деталей ЦПГ, но для двигателей МАН K9Z70/120AS (установлены на судах типа «Выборг») на втором месте по интенсивности отказов находится топливная аппаратура, а для двигателей 9ДКРН50/110 (установлены на судах типа «Вытегралес») слабым узлом являются подшипники. В связи с этим целесообразно обеспечить постоянный эксплуатационный контроль ТС именно этих узлов. Для этого необходимо знать, какой параметр наиболее полно отражает изменение работоспособности узла, как практически осуществить контроль, в какой точке установить чувствительный элемент. Кроме того, важно решить ряд других сложных задач: разработать конструкцию измерительной аппаратуры, технологию ее монтажа на двигателе, построить диагностическую модель, оценить предельные значения выбранного параметра состояния и т. д.

Общий подход к решению некоторых из этих задач изложен в гл. III, но первоосновой решения проблемы остается выбор достаточно информативного диагностического признака. С этой точки зрения и выполнен анализ наиболее характерных неисправностей судовых дизелей.

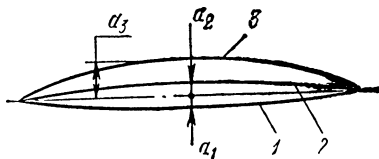
8. ПОВРЕЖДЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ОСТОВА

Основные детали остова (фундаментная рама, станина, блоки цилиндров, цилиндрические крышки и анкерные связи) связаны друг с другом, однако условия работы, а также характеры неисправностей у них разные.

Фундаментная рама является основанием остова двигателя и опорой коленчатого вала. На нее действуют следующие силы: от затяжки анкерных связей, от давления газов и инерции движущихся частей, а также от деформации корпуса судна. Характерными дефектами фундаментных рам являются трещины, для

Рис. 62. Изгиб оси коленчатого вала дизеля 909S в зависимости от загрузки и времени эксплуатации судна:

1 — при постройке на судне порожнем; 2 — в начальный период эксплуатации на судне в полном грузу; 3 — через 8—12 лет эксплуатации на судне в полном грузу; a_1 — a_3 — наибольшие значения изгиба



ликвидации которых необходимо время, что может привести к длительным простоям судов.

Основное требование, предъявляемое к фундаментной раме, — высокая жесткость — определяется не только необходимостью малых деформаций под действием сил, сопровождающих работу самого двигателя, но и тем, что фундаментная рама связывает двигатель с корпусом судна.

При сборке дизеля на судне на центровку фундаментной рамы даются жесткие допуски, поскольку это связано с надежностью работы подшипников коленчатого вала. Однако в эксплуатации основное влияние на деформацию рамы оказывает изгиб судового фундамента, возникающий в результате изменения загрузки судна, появления морских волн или остаточных деформаций корпуса, полученных при посадке на мель или при неправильном доковании.

Расчеты, приведенные в [24], показывают, что линия изгиба оси коленчатого вала главных дизелей 909S судов типа «Леонардо да Винчи» зависит от загрузки и времени эксплуатации (рис. 62). При полной загрузке судна рама дизеля изгибается вверх относительно своего исходного положения. Прогиб в средней части рамы ($a_1 + a_2$) составляет при этом 0,6—0,8 мм, а вертикальный раскеп среднего (пятого) цилиндра меняется в отрицательную сторону на 0,20—0,25 мм. При монтаже дизеля на судне фирма «Фиат» предусмотрела прогиб рамы вниз $a_1 = 0,2 \div 0,3$ мм, в результате чего раскеп был положительным и не превышал 0,05 мм.

Геометрия фундаментной рамы двигателя может нарушиться и при статической деформации корпуса, например в результате неправильной постановки судна в док. Такой случай отмечался на теплоходе «Георгий Орджоникидзе» [38].

Перед постановкой судна в док были проведены замеры раскеев коленчатого вала, которые показали, что они находятся в пределах монтажных норм. После очистки корпуса от обрастания, замены гребных винтов, спуска судна на воду перед началом ходовых испытаний вновь замерили раскеев коленчатого вала. Оказалось, что раскеев обоих валов вышли из допустимых технических пределов в районе четвертого и пятого цилиндров. Было установлено, что ухудшение положения коленчатых валов на машинной раме вызвано неправильным набором кильблоков и постановкой на них судна. В результате допущенной ошибки давления под кильблоками резко возрос-

ли и днищевой набор корпуса в районе установки главных двигателей деформировался, а вместе с набором нарушилось положение фундаментной рамы и коленчатого вала. По этой причине судно было вынуждено вернуться на судостроительную верфь, где для устранения дефекта потребовалось выполнить центровку фундаментной рамы с изготовлением новых клиньев.

Очевидно, что деформация фундаментной рамы судового дизеля связана не только с изгибом корпуса судна. При работе дизеля усилие от давления газов в цилиндре передается, с одной стороны, крышке и через анкерные связи фундаментной раме, а с другой — поршню, а затем через шток и шатун снова фундаментной раме. Кроме того, через нее передается корпусу судна опрокидывающий момент.

Испытания дизеля 74VT2BF-160 в судовых условиях показали, что фундаментная рама совершает гармонические колебания в горизонтальной и вертикальной плоскостях, совпадающие с частотой вращения коленчатого вала. На них накладываются колебания с относительно высокой частотой, кратной числу цилиндров двигателя, и с небольшой амплитудой.

Деформации фундаментной рамы в вертикальной и горизонтальной плоскостях приводят к перемещениям все части двигателя. При частоте вращения вала $n=50$ об/мин разность перемещения опорных поверхностей фундаментной рамы в вертикальном направлении (размах качательного движения краев рамы) составляет 0,26 мм; а амплитуда горизонтальных колебаний — 0,12 мм. С увеличением частоты вращения коленчатого вала размахи динамических перемещений и напряжений в фундаментной раме растут.

Таким образом, за один оборот коленчатого вала фундаментная рама в районе каждого цилиндра совершает сложные движения: вертикальные — поступательные и качательные, а также периодические бортовые колебания. В сумме эти перемещения не превышают значения периодических упругих деформаций анкерных связей. В тех случаях, когда вертикальные перемещения деталей остова происходят только в области их упругой деформации (отсутствует отрыв соединяемых поверхностей), то они мало влияют на интенсивность износа в соединениях и не являются особо опасными. Если же при сжатии и рабочем ходе в цилиндре между деталями остова образуется зазор, то в этом случае создаются наиболее благоприятные условия для интенсивного фреттинг-изнашивания. Вследствие этого износа ослабляется затяжка и обрываются фундаментные болты, появляется вибрация, износы и поломки других деталей остова.

Изношенные фундаментные клинья из-за появления зазоров в местах соединения с фундаментной рамой обычно подвижны и могут быть смещены относительно своего штатного места. Во время работы двигателя хорошо видна подвижка ослабленных клиньев, а также выделение продуктов износа в виде густой

массы темного цвета. При большом количестве изношенных клиньев перемещение работающего дизеля относительно фундамента может достигать 0,35 мм и более даже при регулярной перезатяжке фундаментных болтов [26].

Обследование более 30 дизелей типа ДКРН74/160 на судах типа «Бежица», «Пула», «Сплит», «Славянск» и «Капитан Кушнарченко» показало, что главной причиной износа фундаментных клиньев явилось плохое прилегание их к сопрягаемым поверхностям из-за деформации фундамента судна. Продольный прогиб судового фундамента при продольном изгибе и как следствие прогиб рамы дизеля (изгиб дугой вверх) при загрузке судна составил 0,03—0,04 мм на 1000 т груза. В результате этого увеличилось напряжение в фундаментных болтах и соответственно уменьшилось усилие прижатия фундаментных клиньев к сопрягаемым поверхностям. Может даже возникнуть раскрытие стыка носовой и кормовой фундаментной рамы с клиньями. Это снижает жесткость соединения дизеля с фундаментом, увеличивает подвижку, способствует более интенсивному изнашиванию носовых (при кормовом расположении дизеля) либо носовых и кормовых (при расположении дизеля в средней части судна) клиньев.

Изгиб фундаментной рамы дугой вверх от загрузки судна обнаруживают по увеличению вертикальных раскопов коленчатого вала в сторону отрицательных значений. Например, на судах типа «Славянск» (главный дизель 6ДКРН74/160 расположен в корме) при полной его загрузке вертикальные раскопы на цилиндре № 2 увеличились на 0,08—0,12 мм. Из-за того что носовые клинья изнашиваются больше, носовая часть опускается, и прогиб фундаментной рамы (изгиб дугой вверх) возрастает. Обычно на всех дизелях этого типа вертикальные раскопы коленчатого вала постепенно увеличиваются в сторону отрицательных значений на носовых либо на средних цилиндрах в зависимости от положения дизеля в корме либо в средней части судна. При этом износ рамовых подшипников остается незначительным. Увеличение со временем прогиба рамы из-за прижатия ее фундаментными болтами к неодинаково изношенным клиньям в итоге приводит к появлению трещин в торце в районе вертикальных сварных швов и вызывает отрыв носовой шейки коленчатого вала от нижнего вкладыша рамового подшипника и разрушение баббитовой заливки перегруженных из-за этого соседних подшипников.

Сильный износ фундаментных клиньев приводит к тому, что при работе дизеля увеличиваются взаимные перемещения (подвижки) деталей остова и возрастает износ в местах сопряжений лап рубашек, ресиверов и картерных стоек. В связи с этим ремонт изношенных мест соединений деталей остова без ремонта фундаментных клиньев может не дать положительных результатов.

Остановить начавшийся износ клиньев перезатяжкой фундаментных болтов, как правило, не удастся. Увеличивая их затяжку, можно временно ликвидировать зазоры между фундаментной рамой и изношенными клиньями за счет местной деформации полки. Однако зазоры вновь появляются через 100—200 ч работы дизеля.

Исследования, проведенные В. В. Пахолко [32], подтвердили, что при работе двигателя между опорной плоскостью фундаментной рамы и клином, а также клином и фундаментом происходят микроперемещения и как следствие эти поверхности изнашиваются. Испытания на танкере «Мос Шовгенов» показали, что при номинальном режиме работы эти перемещения достигают 0,04 мм, а предельное значение амплитуды относительного проскальзывания номинально неподвижных деталей, достаточное для возникновения фреттинга на соприкасающихся поверхностях, составляет всего 0,0025 мм.

Во время профилактического ремонта главного двигателя 74VT2BF-160 выяснилось, что суммарный износ опорной плоскости, клина и фундаментной рамы составил в районе первого и второго цилиндра более 1 мм, что привело к значительному изменению расцепов коленчатого вала. По причине изнашивания и динамических нагрузок один клин распался на две части. Клин на поверхности касания с фундаментными полками имел язвины. Так как продукты разрушения поверхностных слоев накапливаются возле площадок действительного контакта, то в результате увеличивается их абразивное действие, а их окисление, сопровождающееся образованием более твердых частиц, еще более усиливает интенсивность изнашивания.

Значительную часть повреждений фундаментных рам составляют трещины. Анализ показывает, что причинами их появления может быть несовершенная конструкция самих рам или технология сварки, а также перегрузка двигателя при работе в чрезмерно тяжелых условиях.

Такой дефект характерен для двигателя Зульцер RD-76 [11]. У данных двигателей в фундаментных рамах образуются трещины в основном вдоль отверстий, в приливах для установки анкерных связей, а также между продольными и поперечными балками, имеющими угловые сварные швы.

Исследования напряжений в фундаментных рамах, проведенные фирмой, показали, что в районе масляных каналов, подводящих смазочное масло к рамовым подшипникам, наблюдается высокая концентрация напряжений, являющаяся причиной образования трещин в опоре подшипника, распространяющихся на раму. Надо заметить, что в фундаментных рамах двигателя Бурмейстер и Вайн трещины наблюдаются в тех же местах, что и в двигателях Зульцер: в сварных швах постели рамового подшипника, в нижних углах поперечин, в местах соединения поперечин с продольными балками.

В начальной стадии появление таких трещин не оказывает серьезного влияния на надежность двигателя, но впоследствии, по мере их прогрессирования, они могут стать опасными, поэтому необходимо принять меры по их устранению.

В фундаментных рамах малооборотных двигателей, кроме силовых элементов, имеется еще поддон. Появление трещин в нижней части поддонов картеров и других узлах сливных систем также можно отнести к характерным дефектам МОД. Такой дефект часто встречается на главных судовых дизелях, выпускаемых производственным объединением «Брянский машиностроительный завод» [18]. Одной из причин появления трещин может быть повышенный уровень масла — при работе двигателя мотыли задевают поверхность масла, что вызывает гидравлические удары. Повышение уровня масла обусловлено малым проходным сечением сливного трубопровода, недостаточным сечением клапанов, несоответствием указателей величины открытия клапанов их действительному положению, смещением соединительных фланцев или прокладок, установкой сливных трубопроводов с малыми радиусами изгибов, создающими большие местные сопротивления, и другими конструктивными недостатками. Засорение защитной решетки в поддоне, а также переливных отверстий в перегородках фундаментной рамы способствует накоплению масла в поддоне картера. Сама конструкция поддонов имеет относительно малую жесткость, и если в поддонах находится значительная масса масла, то от вибрации при работе двигателя возникают резонансные колебания, разрушающие поддоны, отрывающие соединительные трубы, разрывающие болты крепления поддонов и вызывающие другие дефекты.

Повреждение поддонов может быть вызвано также деформацией корпуса при изменении загрузки судна во время движения его на волне. Исследования показывают, что изгиб корпуса судна в этих условиях может достигать 1 мм на 1 м длины. Указанная причина приводит к деформации фундамента главного двигателя и к передаче усилий и на поддон, что ведет к обрыву болтового крепления поддонов картеров и смещению отверстий креплений поддона. Если жесткость крепления больше, возникающие напряжения разрывают металл поддонов, что и наблюдается на практике. Образованию трещин способствуют и некоторые конструктивные недостатки сливной системы, в частности, из-за небольшой высоты сточных цистерн перепад давления при сливе из поддонов в сточные цистерны оказывается недостаточным для поддержания нормального уровня масла в поддоне. Масло из сточных цистерн забирается, как правило, из одной шпации, что требует интенсивного слива масла из остальных шпаций цистерны, а это не всегда обеспечивается. Если к тому же подача масляного насоса выбрана избыточной, то происходит срыв всасывания, т. е. до восстановления рабо-

чего режима поддон переполняется. К повышению уровня масла в поддоне может привести и плавание судна с дифферентом на нос.

Предотвращение образования трещин в деталях фундаментной рамы и поддонов представляет собой довольно сложную задачу. Простое увеличение жесткости фундаментной рамы и самого картера на практике не дает желаемого эффекта, так как изгибающие усилия действуют на судно и на фундамент двигателя. Поэтому целесообразнее делать поддоны более эластичными с применением компенсаторов и гарантированным устойчивым сливом.

Характерным дефектом являются обрывы фундаментных болтов, вызванные значительными деформациями фундамента и высокими нагрузками. Для предотвращения этих повреждений болты делают большей длины (до 800 мм), а между нижней опорной полкой и гайками болтов предусматривают специальные трубы-втулки. Это значительно увеличивает податливость фундаментных болтов, а значит их надежность.

В станинах судовых дизелей также бывают случаи возникновения трещин, например в углах картерных люков в двигателях Зульцер RD76. В связи с этим недостаточно жесткие стальные сварные колонны в этих двигателях были заменены колоннами из серого чугуна.

В блоках цилиндров отдельных двигателей этой серии образуются горизонтальные трещины в вертикальных ребрах, поддерживающих посадочный пояс цилиндровой втулки, и вертикальные трещины в посадочном поясе. По этой причине приходилось заменять блоки на трех двигателях и заваривать трещины. Исследование показало, что причина возникновения трещин заключается в нарушении технологии нормализации отливок после литья [14].

Повреждения блоков цилиндров дизелей фирмы МАН связаны в основном с отступлениями от правил технической эксплуатации, нарушениями охлаждения, кавитационными и коррозионными разрушениями [38]. Одной из причин образования трещин может быть и недостаточный тепловой зазор между блоком и рабочей втулкой в районе верхней посадки. Изменение установочного теплового зазора происходит, во-первых, при постановке новых втулок с отступлением от размеров чертежа и, во-вторых, при длительной эксплуатации двигателей без перепрессовки втулок, когда зазор забивается отложениями и ржавчиной. Такое же явление наблюдается и при попадании в зазор забортной воды, которая при испарении образует накипь.

В судовых дизелях Бурмейстер и Вайн 74VT2BF160 из-за недостаточной жесткости остова в работе возникают взаимные перемещения (подвижки) рубашек цилиндров. Блок цилиндров этого двигателя состоит из трех или четырех стянутых между собой призонными шпильками чугунных литых рубашек, кото-

рые своими лапами опираются на стальной сварной продувочный ресивер. Во время эксплуатации наблюдаются относительные перемещения и износ сопрягаемых поверхностей лап рубашек и ресивера. Износ поверхностей контакта уменьшает давление между ними и создает благоприятные условия для роста амплитуд относительного перемещения деталей.

Фирма «Бурмейстер и Вайн» рекомендует при перемещении лапы более 0,1 мм замерить зазоры между лапами и ресивером при полностью отданных анкерных связях. Если эти зазоры превысят 0,2 мм, необходимо ремонтировать изношенные соединения — заполнить зазор специальной пластмассой или установить специальные металлические прокладки на этой же пластмассе. При отсутствии неравномерной выработки соединительных поверхностей деталей остова монтажные напряжения в них не превышают 50 МПа. Размахи переменных асимметричных напряжений даже такого уровня мало влияют на усталостную прочность деталей остова и не могут являться причиной образования в них трещин. Однако на практике подвижка блоков и сопровождающий ее неравномерный износ опорных поверхностей приводят к образованию гораздо больших зазоров: в отдельных случаях между опорными поверхностями цилиндрических блоков и продувочным ресивером наблюдались зазоры до 3 мм [25].

Измерения показали, что зазоры под лапой рубашки цилиндра при наименьшем износе (0,2—0,4 мм) закрываются при давлении в домкратах 5—10 МПа, а при наибольшем (1—1,5 мм) — при давлении около 40 МПа (при полном давлении в гидравлических домкратах 54 МПа). Таким образом, износ мест соединения деталей остова приводит к тому, что до 70 % усилия затяжки анкерных связей затрачивается на закрытие зазора в результате изгиба деталей, а не на создание высоких давлений между ними. В этом случае при работе дизеля возникают циклические раскрытия стыков, а пульсирующие изгибающие усилия со временем приводят к появлению трещин на рубашках цилиндров и в ресивере. Так, на дизелях теплоходов «Партизанская слава», «Олеко Дундич» и других были обнаружены трещины в лапах блоков цилиндров при износе около 1,3—1,5 мм [35].

Таким образом, повреждения блоков цилиндров судовых дизелей также сводятся к образованию трещин и фреттинг-коррозии в местах сопряжения с другими деталями остова.

Неисправности фундаментных рам, станин, блоков цилиндров сами по себе практически не вызывают внезапных отказов. Однако их деформация создает условия для нарушения центровки деталей движения и может быть первопричиной их аварийных повреждений: разрушения подшипников, интенсивных износов и задиров деталей ЦПГ и т. п. Поэтому в первую очередь должен быть реализован диагностический контроль деформаций и

взаимных перемещений фундаментных рам, картерных стоек и блоков цилиндров.

Постепенный характер образования трещин и фреттинг-коррозии опорных поверхностей деталей остова позволяет использовать для их обнаружения традиционные визуальные методы. Можно предполагать, что по мере развития методов виброакустической диагностики появится возможность распознавания трещин при фреттинг-коррозии на ранних стадиях их развития.

Цилиндровые втулки по сравнению с рассмотренными деталями остова работают в более тяжелых условиях. Внутренняя часть втулки подвергается воздействию не только горячих газов, но и является поверхностью трения поршневых колец и тронка. В связи с этим одним из типичных дефектов цилиндрических втулок является повышенный или неравномерный износ, а также задиры. Наружная поверхность омывается охлаждающей жидкостью, поэтому на ней возникают коррозионные, эрозийные и кавитационные разрушения.

Значительный перепад температур между огневой поверхностью цилиндрической втулки и поверхностью охлаждения, особенно в верхней части, а также неравномерность распределения температур по объему, что особенно характерно для двигателей с контурными схемами газообмена, приводит к возникновению больших температурных напряжений. Вследствие этого в цилиндрических втулках образуются трещины.

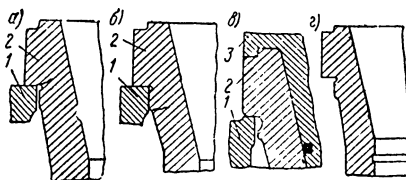
Как показывает анализ, наиболее характерным местом образования трещин является верхний посадочный бурт. Появление трещин мало зависит от продолжительности работы двигателя, в некоторых случаях они обнаруживались через 100 тыс. ч, а иногда через 30 тыс. ч [18]. Трещины в буртах цилиндрических втулок образуются, как показывает опыт эксплуатации, на судовых дизелях практически всех типов.

Применительно к двигателю Бурмейстер и Вайн К-ЕФ, по данным фирмы, трещины в цилиндрических втулках наблюдаются в трех характерных местах: под опорным буртом, под поясом жесткости и в верхней части втулки (рис. 63).

Образование трещин под буртами втулок имеет массовый характер. Такие трещины опасны не только из-за возможности попадания воды в цилиндр, но и обрыва втулки по фланцу во время работы двигателя. Такой случай произошел на главном двигателе ДКРН62/140-3 теплохода «Михаил Пришвин» [17]. В данном случае обрыв фланца не привел к тяжелой аварии двигателя только потому, что по рекомендации фирмы под втулками были установлены специальные стопорные планки для удержания их (в случае обрыва) от падения вниз. При осмотре оказалось, что на поверхности излома имелась старая трещина, занимавшая три четверти длины окружности. Рекомендация фирмы по установке предохранительных стопорных планок сви-

Рис. 63. Характерные примеры образования трещин в районе опорных буртов цилиндрических втулок дизелей Бурмейстер и Вайн:

а — трещина в районе галтели; *б* — трещина под центрирующим поясом жесткости; *в* — трещины при выполнении верхних и нижних опорных поверхностей без смещения; *г* — втулка с продольной трещиной



детельствует о том, что такие аварии не являются исключением.

В качестве возможных причин возникновения трещин под буртами втулок перечислялись следующие: большие монтажные напряжения в галтели, создаваемые затягом шпилек крепления крышки; нарушения технологии установки уплотнительного кольца в крышке; усталостные явления, вызываемые колебаниями нижней части втулки, а также большие температурные напряжения. Для выявления действительного влияния каждой из этих причин проводились многочисленные исследования [33, 36, 34]. Рекомендации самой фирмы сводятся к снижению уровня монтажных напряжений.

Анализ экспериментальных данных [33] показывает, что при наличии плеча сил из-за несовпадения проекций опорных поверхностей крышки и блока цилиндра *1* в галтели фланца втулки при любой затяжке крышечных шпилек возникают напряжения растяжения, которые могут быть значительными — порядка 200 МПа. Наибольшие же монтажные напряжения на наружной поверхности втулки в районе уплотнительного кольца намного меньше — не превышают 50 МПа. Предположение о том, что образование трещин под буртом вызвано только монтажными напряжениями от затяжки шпилек, не объясняет появление трещин под поясом жесткости. Опыт эксплуатации дизелей 6ДКРН62/140-3, в которых опорные бурты цилиндрических втулок были выполнены без смещения верхних и нижних опорных поверхностей относительно друг друга (рис. 63, *в*), показал, что и в этом случае под буртом образуются трещины. Направления трещин и их усталостный характер позволили предположить, что они возникают не от усилия обжатия крышек *3*, а под воздействием колебаний нижней части втулки при заземленной верхней части. В этом случае втулка *2* рассматривается как консольная балка, жестко закрепленная в районе опорного бурта. Это объясняет образование трещин под поясом жесткости, как показано на рис. 63, *б*, когда втулка установлена в блоке в районе пояса с натягом, т. е. она заземлена не по бурту, а по поясу жесткости.

Натурные исследования вибрации и перемещения цилиндрических втулок относительно рубашек блока цилиндров, проведенные В. В. Пахолко [34], показали, что втулка относительно

рубашки совершает бортовые колебательные движения с периодом, кратным частоте вращения двигателя, и амплитудой: до 0,17 мм при $n=100$ об/мин, а максимальные напряжения в галтели на этом режиме составляют 180 МПа, минимальные — 83 МПа и средние — 135 МПа. Предельные амплитуды для циклов растяжения — сжатия чугуна при асимметричном характере нагружения не должны превышать 120 МПа. В связи с этим: можно предположить, что при неблагоприятных условиях работы, в частности при перегрузке двигателя в штормовых условиях или в условиях ледового плавания, действующая амплитуда переменных напряжений может достигнуть предельных значений. Хотя чрезмерное натяжение шпилек крепления крышки рабочего цилиндра не влияет на переменную составляющую циклических напряжений во втулке, но оно увеличивает среднее и максимальное напряжения цикла, а наличие в отливках втулок внутренних пороков в виде мелких трещин, пор и других концентраторов напряжений создает условия для возникновения и развития усталостных трещин.

Для проверки предположения о связи усталостных напряжений в зоне заземления верхней части втулки с поперечными колебаниями ее нижней части были проведены замеры во время работы двигателя на теплоходе «Орша» 874VT2BF [17]. Согласно замерам амплитуды колебаний по оси двигателя и в плоскости качания шатуна в районе нижнего пояса уплотнений соответствуют зазору между втулкой и блоком цилиндра в районе сальника: при установочном зазоре в этом сопряжении 0,23—0,52 мм фактические зазоры по разным втулкам составляли от 0,48 до 1,01 мм. При этом наибольшие амплитуды наблюдались у втулок, имеющих наибольшие зазоры. Длины трещин, обнаруженных под буртами втулок этого двигателя, находились в прямой зависимости от указанных зазоров. На втулке и блоке цилиндра № 2, между которыми был зафиксирован максимальный зазор 1,01 мм, в районе сопряжения втулки с блоком были обнаружены натирывания. Подобные натирывания, а иногда и разрушения металла в результате фреттинг-коррозии наблюдались на двигателях других судов при наличии повышенных зазоров между втулкой и блоком по нижнему уплотнительному поясу. Эти, а также другие наблюдения подтверждают, что одним из факторов, определяющих образование трещин в верхней части цилиндрических втулок двигателей Бурмейстер и Вайн, является их вибрация (в пределах зазора нижнего уплотнения). Для уменьшения амплитуды этих колебаний рекомендуется устанавливать в нижней части втулки (в районе сальника) медные кольца. Однако опыт показывает, что прочность медных поясков в этом случае оказывается недостаточной для восприятия действующих на них усилий. В результате их смятия через некоторое время амплитуды колебаний в нижней части втулки практически достигают прежних значений. Тем не менее установка медных

уплотнительных колец позволяет обеспечить нормальную работу втулки в течение 5—10 тыс. ч.

Оценивая эффективность уменьшения подвижности втулок в районе сальникового уплотнения с помощью медных колец, необходимо иметь в виду, что при недостаточной жесткости остова, характерной для двигателей Бурмейстер и Вайн, его деформация в процессе работы может привести к передаче значительных усилий на ресивер продувочного воздуха и к повреждению последнего. Подобные повреждения ресивера имели место, например, на двигателе 74VT2BF160 теплохода «Орша» [36].

Образование трещин в верхней части втулки может быть связано и с колебаниями блоков цилиндров по отношению к ресиверу продувочного воздуха. На практике эти колебания часто достигают значительных величин, поэтому при подвижке блоков трещины под буртами будут появляться значительно раньше.

Интересное объяснение причин перемещения цилиндровой втулки в нижнем уплотнении дается в [36]. Основываясь на недостаточной жесткости деталей остова дизелей фирмы «Бурмейстер и Вайн», автор доказывает, что причиной перемещений втулки двигателей VT2BF является деформация остова. Такое утверждение подкрепляется данными натуральных экспериментов.

Деформации остова в продольной плоскости вызываются ослаблением напряжений сжатия от затяжки анкерных связей под действием давления газов в каждом из цилиндров по порядку их работы. В результате того, что в одном из цилиндров происходят процессы сжатия и сгорания, его анкерные связи получают дополнительную нагрузку и удлиняются. На величину этого дополнительного удлинения разжимаются детали остова цилиндра, приподнимая смежные края соседних цилиндров.

По данным [35], при затяжке анкерной связи дизеля 74VT2BF160 гидродомкратом с давлением 54 МПа развивается усилие 137 тыс. кг. При площади поперечного сечения анкерной связи $88,7 \text{ см}^2$ напряжение растяжения в ней составит при этом 155 МПа. В таком случае ее относительная деформация будет равна $\epsilon = \sigma_a / E = 0,00081$, а абсолютная деформация при длине анкерной связи около 5 м составит 4 мм. Во время работы двигателя при процессах сжатия и расширения в каком-либо цилиндре его анкерные связи будут дополнительно растягиваться в момент достижения максимального давления газов еще на 2,75 мм. Расчет показывает, что в результате этого плоскости соседних блоков цилиндров изменят свое положение вместе с буртами втулок, а втулки в районе пояса уплотнений должны были бы сместиться навстречу друг другу на 3,3 мм каждая.

При всей приближенности приведенных рассуждений они дают объяснение причинам, вызывающим колебания и вибрацию цилиндровых втулок.

Таким образом, образование трещин под опорными фланцами цилиндрических втулок является следствием нескольких причин, главной из которых является недостаточная жесткость всего остова. В связи с этим переход фирмы «Бурмейстер и Вайн» к изготовлению станины из двух цельных блоков в дизелях последних моделей был необходим ввиду роста максимальных давлений сгорания.

Из приведенного выше анализа видно, что в качестве параметра, по которому в эксплуатации предпочтительно оценивать изменение технического состояния втулки с точки зрения предотвращения образования трещин, можно принять виброакустические характеристики втулки. Образование трещины в зоне заземления втулки будет отражаться на частоте ее колебаний, а их амплитуда в определенной степени характеризует уровень усталостных напряжений. Более удобным для контроля, но менее информативным параметром состояния является зазор в поясе уплотнений, поскольку он определяет максимальную амплитуду колебаний втулки.

В районе посадочного бурта цилиндрических втулок возникают трещины и по другим причинам. Рассмотрим характерный случай, происшедший с двигателем RD76 мощностью 8832 кВт при $n = 119$ об/мин [18]. Во время рейса в благоприятную погоду на полном ходу было обнаружено поступление охлаждающей воды в подпоршневую полость, а также прорыв газов из цилиндров двигателя в охлаждающую полость. Температура охлаждающей воды цилиндра быстро повышалась. После останова двигателя и осмотра цилиндра была установлена водотечность цилиндрической втулки.

Вскрытие цилиндра показало, что в районе выпускных и продувочных окон по всей окружности втулка имеет задиры, а на перемычках между окнами и в углах окон появились водотечные трещины. Незначительные задиры отмечались и в других местах втулки. При этом штуцеры подвода масла на зеркало цилиндра и канавки были чистыми, масло подавалось нормально. По произведенным обмерам втулки и поршня, а также посадочных мест втулки и блока видно, что размеры поршня находились в допустимых пределах, хотя он и имел следы задиров. Поршневые кольца сохранили подвижность, но имели повышенный износ, а втулка имела эллиптичность и была деформирована. Размеры блока в посадочных местах находились в допустимых пределах.

Предполагаемыми причинами трещин и задиров втулки явились: несоблюдение правил технической эксплуатации, выразившееся в нарушении температурного режима цилиндра; недостаточное количество подаваемого масла; наличие отступлений в геометрии при изготовлении втулки, которая с постройки уже имела эллиптичность. Для смазки цилиндров использовались масла Шелл-Алексия ойл-40, расход масла при этом был ниже

рекомендованного и составлял 0,7—0,88 вместо 0,95—1,15 г/(кВт·ч).

В некоторых дизелях этого типа трещины в верхних посадочных буртах распространяются вертикально по окружности в центре опорной поверхности или близко к ней. Глубина трещин достигает 50% высоты всего бурта.

При комбинированной попеременно-петлевой схеме газообмена двигателей типа RD возникают местные температурные перепады между выпускными и малыми продувочными окнами по высоте втулки при значительном общем диаметральном перепаде между стороной выпуска и распределением. Общие и местные температурные деформации нарушают геометрию поверхности втулки, способствуют прорывам газов, ухудшают работу колец и условия смазывания. При значительных перегревах развивается процесс овализации втулки, который приводит к остаточным деформациям, к схватыванию и разрыву втулки и тронка.

По условиям работы у втулок двигателей этого типа можно выделить три характерные зоны: бурт со стороны камеры сгорания, участок первого поршневого кольца в ВМТ и район окон. Верхняя часть, образующая камеру сгорания, находится в условиях, когда возможно появление термоусталостных трещин из-за возникновения высоких местных температурных напряжений в совокупности с циклическими напряжениями от механической нагрузки.

Например, у двигателей RD76 танкеров типа «Интернационал» максимальная температура бурта в номинальном режиме достигала 385—400°C. При эксплуатации на режимах, близких к номинальному, сроки службы втулок до появления сетки микротрещин часто составляли менее 15 тыс. ч. С введением ограничения по нагрузке до уровня 0,88 $p_{ном}$ температура стенки снизилась до 360°C, и срок службы втулок вырос примерно в 2 раза.

Для пояса втулки в районе верхних колец в ВМТ поршня при нормальном уплотнении характерны относительно низкие температуры: на стороне выпуска номинальная температура у второго кольца составляет 150—160°C, у первого —164—174°C, а на стороне распределения —135—140°C; асимметричность температурного поля равна 36—38°C.

Зона выпускных окон в двигателях Зульцер серии RD также характеризуется высокой тепловой напряженностью. На номинальном режиме температура перемычек составляет 145—155°C, а над выпускными окнами —160—165°C.

Разброс температуры, обусловленный состоянием поверхности трения и толщиной масляной пленки, достигает 30°C. При прохождении замка кольца уровень температуры повышается еще на 40—50°C. Даже при высокой чистоте канавок средняя скорость поворота колец невелика, около 0,01 мм/с. Это создает предпосылки для интенсивного окисления и сдувания слоя

зочного масла в районе замков колец с последующим возникновением микрорадилов и интенсивных износов.

В начальный период эксплуатации на многих судах, оборудованных двигателями Зульцер RD90, при работе на основных эксплуатационных режимах отмечались внезапные интенсивные изнашивания втулок и поршневых колец преимущественно со стороны выпуска. В районе выпускных окон наблюдалось образование ступенчатого износа. По результатам эксплуатации трех судов типа «Лисичанск» 30% втулок были заменены из-за аварии по перемычкам при среднем сроке службы 37 тыс. ч. В зависимости от нагрузки и условий работы колец с различной интенсивностью развивается односторонний износ перемычки и втулки на высоте 200—250 мм от выпускных окон. У большинства втулок скорость изнашивания в плоскости окон в 3 раза выше, чем по оси цилиндра, что предопределяет развитие эллиптичности, максимальные значения которой не должны превышать 1,35 мм [21].

Снизить температуру цилиндрических втулок двигателя Зульцер RD возможно путем интенсификации их охлаждения. Относительно просто и недорого модернизировать работы — дополнительно просверленные каналы в верхней части и в районе перемычки выпускных окон втулок, выполняемые в период докового или малого ремонта судов. Как показали исследования В. Н. Кучерова, при этом температура втулки в районе ВМТ первого поршневого кольца уменьшается на 25—40°C. Температура бурта втулки и поверхности камеры сгорания на стороне выпуска снижается на 40°C, при этом механические напряжения уменьшаются на 32—35%.

Несмотря на то, что для улучшения работы деталей ЦПГ фирма «Зульцер» ввела в дизелях типа RND ряд конструктивных изменений, опыт их эксплуатации на судах типа «Маршал Буденный» показал, что интенсивные износы, задиры втулок с образованием трещин и даже обрывов в нижней части по перемычкам окон остались характерными дефектами для этих двигателей [31].

Анализ отказов деталей ЦПГ этих двигателей позволяет предположить следующую последовательность изнашивания втулки и тронка поршня. В первоначальный момент, в процессе обкатки деталей ЦПГ, заметных отклонений от норм не наблюдается. После истирания приработочных поясков и возникновения непосредственного контакта тела тронка с поверхностью втулки на тронке со стороны выпуска образуется характерный блестящий натир, называемый механиками за форму «фартуком». Одновременно срабатывается волнообразная поверхность втулки в верхней части выпускных окон, зона износа постоянно увеличивается вверх. В конечном итоге исчезновение волнистости распространяется на всю поверхность втулки. При обнаружении подобного натира поверхность цилиндрической втулки и со-

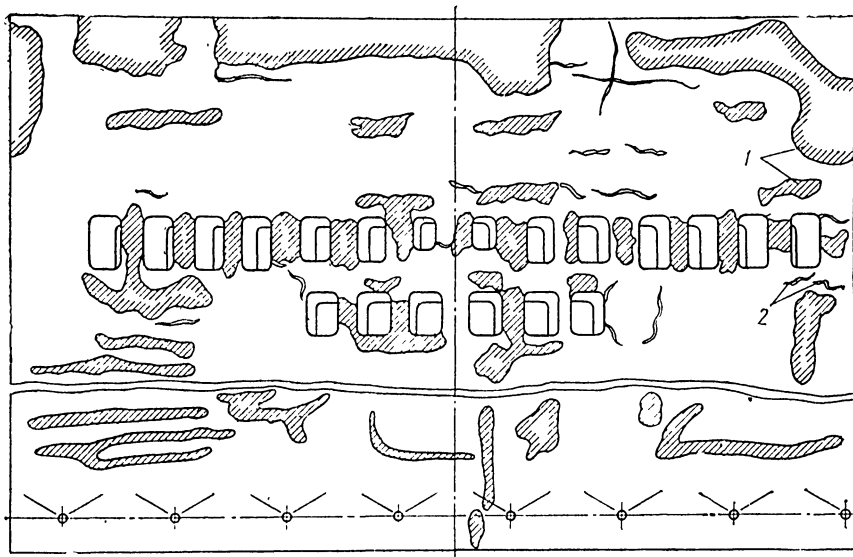


Рис. 64. Расположение трещин и задиров на цилиндрической втулке дизеля Зульцер RND90

ответствующую зону тронка поршня обрабатывают наждачным камнем, делая на них неглубокие канавки, помогающие созданию масляной пленки на поверхности трения. Как показал опыт, такие меры могут предотвратить возникновение задира. Если выявить предзадириное состояние вовремя не удастся, то, как правило, задира приобретает катастрофическую форму: во время работы двигателя в одном из цилиндров возникают стуки и скрипы, после чего двигатель приходится останавливать. При вскрытии подпоршневой полости на поверхности втулки обнаруживаются глубокие риски, пятна 1 натиров, а в ее средней зоне, особенно под выпускными окнами, образуются многочисленные трещины 2 (рис. 64). Часто при перегреве пояса уплотнения в результате задира резиновые уплотнения разрушаются и вода поступает в подпоршневое пространство.

Исследование таких аварий с двигателями RND90 показало, что их главной причиной является несовершенство конструкции втулки, а также отклонения в технологии производства. Так, вспышки интенсивных износов цилиндрических втулок двигателей 8RND90 наблюдаются на всех двигателях, однако в меньшей степени на двигателях английской постройки — на них за все время эксплуатации не было случая задира деталей ЦПГ. На двигателях польской постройки, кроме довольно частых вспышек интенсивного износа, задиры деталей ЦПГ происходили неоднократно.

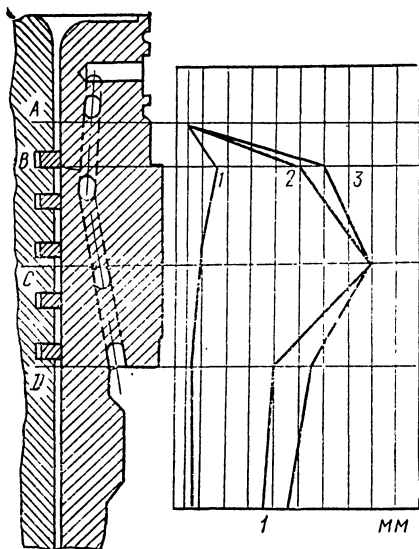


Рис. 65. Характерные износы цилиндрических втулок двигателей Цегельский — Зульцер 8RND90:

1 — нормальный износ за 4—5 тыс. ч работы; 2 — интенсивный износ за 0,5—1 тыс. ч работы; 3 — износ после 3 тыс. ч работы при начальной интенсивной выработке на 1,5—1,8 мм

Анализ и статистическая обработка данных судовой отчетной документации позволяют с достаточной достоверностью определить причины интенсивного изнашивания. Повышенному износу втулок предшествует поломка или интенсивное изнашивание поршневого кольца. Кроме того, как видно из рис. 65, для цилиндрических втулок с нормальной скоростью изнашивания зона максимального износа расположена на уровне первого поршневого кольца (в поясе В). При интенсивном изнашивании наибольшая выработка втулки смещается в пояс С — между третьим и четвертым кольцом. В этом поясе каналы охлаждения нижней и верхней частей втулки находятся приблизительно в 1,5 раза дальше от рабочей поверхности, чем в поясе В. По-видимому,

разработанная система охлаждения рабочей поверхности втулки за счет тангенциальных каналов не учитывает возможного смещения зоны высоких температур вниз из-за неплотности верхнего поршневого кольца или его поломки. После замены изношенных или поломанных верхних поршневых колец и профилактики топливной аппаратуры износ в поясе С практически равен нулю. Это в значительной степени подтверждает влияние технического состояния первого поршневого кольца на характер изнашивания втулки.

Повышенный износ и задир деталей ЦПГ являются одними из наиболее типичных дефектов судовых дизелей. В их основе лежит микрозадир, который можно представить как разрыв масляной пленки на относительно малой площади зеркала цилиндра, которая не восстанавливается в течение нескольких ходов поршня [18]. Микрозадиры происходят от соприкосновения с большим количеством воздуха, кислород которого активно воздействует на масляную пленку. Процесс окисления масла в тонком слое идет тем интенсивнее, чем больше концентрация кислорода, температура и поверхность контакта. Кроме того, масляная пленка подвергается воздействию компонентов выпускных газов, а также твердых продуктов неполного сгорания топлива. Из всех действующих факторов наиболее активны ки-

слород и продукты сгорания при высоких температурах и давлениях. Окисление масла приводит к образованию перекиси, органических кислот и т. д., дальнейшее превращение которых при сгорании топлива приводит к образованию лаков, нагара и осадков.

Исследования, проведенные непосредственно на двигателях Бурмейстер и Вайн 884VT2BF180, позволили установить, что при достижении температуры кольца 175 °С износ его и втулки начинает постепенно увеличиваться, а при достижении 200 °С он становится катастрофическим. При температуре приблизительно 240 °С возникает опасность задира [13]. Для двигателей RND90 каждый такой случай был связан с разрушением цилиндровой втулки, тронка поршня и выводом судна из эксплуатации.

Штатные приборы, используемые для контроля технического состояния двигателя, не выявляют своевременно предзадирное состояние. Как правило, оно определяется на последней стадии по характерным стукам в цилиндре, связанным с заклиниванием поршня во втулке. Даже при немедленном принятых мерах (отключение ТНВД, увеличение подачи цилиндрического масла, снижение частоты вращения и т. д.) поверхность тронка поршня и зеркало втулки значительно повреждаются, появляются натирсы. Тронк поршня после задира заменяют из-за значительного изменения геометрических размеров, вызванных термической деформацией. При позднем обнаружении задира наблюдаются случаи разрыва цилиндрических втулок и поступление воды в подпоршневое пространство.

В качестве возможных причин задира выдвигались следующие: несоответствие микроструктуры металла колец и втулки, нарушение режима смазки, изменение геометрии тронка, неисправности топливной аппаратуры и т. п. Однако для выявления действительных причин необходимо решить задачу обнаружения задира на ранней стадии развития.

Исследования, выполненные ЛВИМУ на судах с двигателями МАН и Зульцер RD76, показали, что тепловое состояние поршня можно достаточно эффективно контролировать по температуре нижней неохлаждаемой части цилиндрической втулки.

Вследствие конструктивной особенности двигателя RND90—цилиндрическая втулка выходит из блока в подпоршневое пространство на 30—40 мм—можно контролировать только температуру тронка. Для этого был использован контактный датчик в виде бронзового ползуна с термопарой и креплением корпуса непосредственно к блоку цилиндра со стороны выпуска (рис. 66).

Корпус датчика 3 закреплен двумя шпильками к нижнему срезу блока цилиндров 1. В корпусе с помощью неподвижной втулки 4 закреплена термопара 8, по которой скользит бронзовая втулка 5, прижимаемая к поверхности тронка пружиной 6. Сама термопара не имеет постоянного контакта с тронком, а

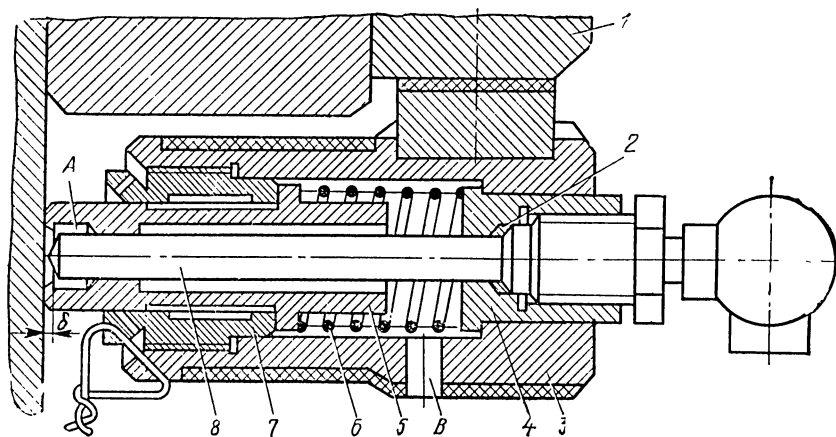


Рис. 66. Контактный датчик температуры тронка поршня

установочный зазор δ составляет 2—3 мм и регулируется с помощью проставочных колец 2. Это предотвращает поломку термомпары при набегании кромки тронка на датчик. Температурный уровень тронка поршня воспринимается датчиком через слой цилиндрического масла, накапливающегося в полости А и одновременно смазывающего трущиеся детали датчика. Масло, попадающее внутрь корпуса датчика, удаляется через дренажное отверстие В. Гарантированный контакт датчика с поверхностью тронка регулируется нажимной втулкой 7 и устанавливается равным $0,0^{+0,1}$ мм. Компенсационные провода термомпар выведены из подпоршневого пространства через уплотнительные сальники и заведены на самопишущий многоточечный потенциометр КСП-4, что дает возможность регистрировать температурные уровни всех восьми тронков одновременно.

Комплекты таких датчиков и приборов типа КСП-4 были установлены на двигателях двух судов типа «Маршал Буденный». Испытания показали достаточную информативность термограмм, полученных во время работы двигателя на различных режимах. Следует заметить, что на установившемся режиме каждый тронк характеризуется своим уровнем температуры (рис. 67, а, б).

Во время испытаний наблюдались самопроизвольные выбеги температуры отдельных цилиндров на новый уровень, а также возникновение некоторой нестабильности температуры одного из цилиндров в течение нескольких часов. Последнее явление было связано с прорывом газов при совпадении замков одного или двух поршневых колец. В то же время внезапный выбег температуры на более высокий уровень предшествовал появлению небольшого пятна натира, обнаруженного при вскрытии цилиндра (рис. 67, в).

Система контактного контроля температуры поршня более 5 лет успешно эксплуатируется на этих судах. Это позволило получить полную картину развития задира: на одном из цилиндров главного двигателя теплохода «Маршал Буденный» произошел задир с регистрацией измерения контролируемой температуры тронка на термограмме (рис. 67, з).

Как видно из термограммы, первый сигнал, свидетельствующий о возникновении предзадирного состояния, был зафиксирован в виде повышения температуры тронка второго цилиндра до уровня 88 °С. Через полчаса после увеличения подачи цилиндровой смазки температура тронка поршня приняла первоначальное значение и оставалась стабильной в течение некоторого времени. Затем последовали новые повышения температуры с увеличением их амплитуды. Ни один из контролируемых параметров, кроме температуры тронка, не подтверждал предзадирного состояния. При дальнейшем пульсирующем повышении температуры тронка возникли нарастающие стуки во втором цилиндре, после чего нагрузка на двигатель была снижена, отключен ТНВД и произведена интенсивная прокачка лубрикатора. Несмотря на принятые меры, двигатель пришлось остановить. Осмотр цилиндра показал обширный задир и растрескивание втулки с поступлением воды в подпоршневое пространство (см. рис. 64). Работоспособность двигателя была восстановлена после замены цилиндровой втулки и поршня.

Полному задире деталей ЦПГ предшествуют кратковременные повышения температуры, свидетельствующие о возникновении микрозадилов (см. рис. 67, з). От первого повышения температуры до аварии прошло более 10 ч. За это время вполне можно было принять меры по предотвращению задира цилиндра. Однако обслуживающий персонал, не имея достаточного опыта в термометрировании тронков поршней, посчитал возможным ограничиться увеличением подачи цилиндровой смазки при каждом увеличении температуры тронка, предполагая, что броски температуры на термограмме вызваны неисправностью системы контроля.

Этот пример показывает, насколько важен правильный выбор диагностического параметра. Параметр контроля теплового состояния деталей ЦПГ (температура тронков поршней) оказался весьма информативным.

В системах технической диагностики судовых дизелей (фирм «Аутроника», «Цилдет» и др.) предусматривается контроль температуры цилиндровой втулки в районе первого поршневого кольца при положении поршня в ВМТ. Однако опыт их эксплуатации показал неэффективность использования этого параметра для выявления предзадирного состояния. Прежде всего при прохождении замка в месте установки термодатчика фиксируется временное повышение температуры цилиндровой втулки со значительным превышением предельной уставки.

Кроме того, интенсивное охлаждение втулки водой приводит к тому, что при появлении натира повышение температуры втулки локализуется в виде ограниченного теплового пятна. Если оно не совпадает с местом установки термодатчика, то последний практически не реагирует на местное повышение температуры. В связи с этим при развитии задира, например над выпускными окнами, датчик, установленный в районе первого поршневого кольца в верхней части втулки, отметит повышение

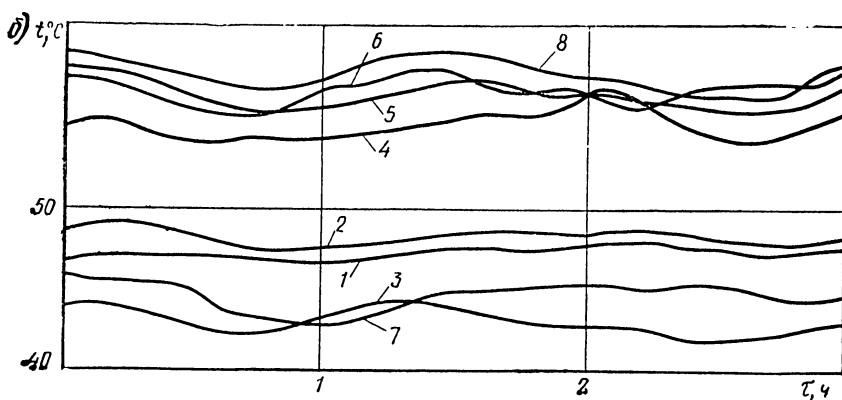
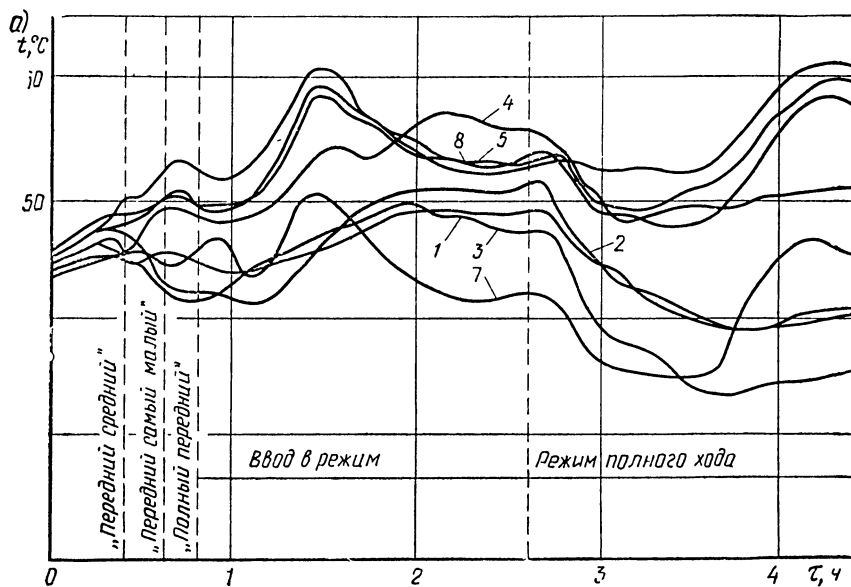
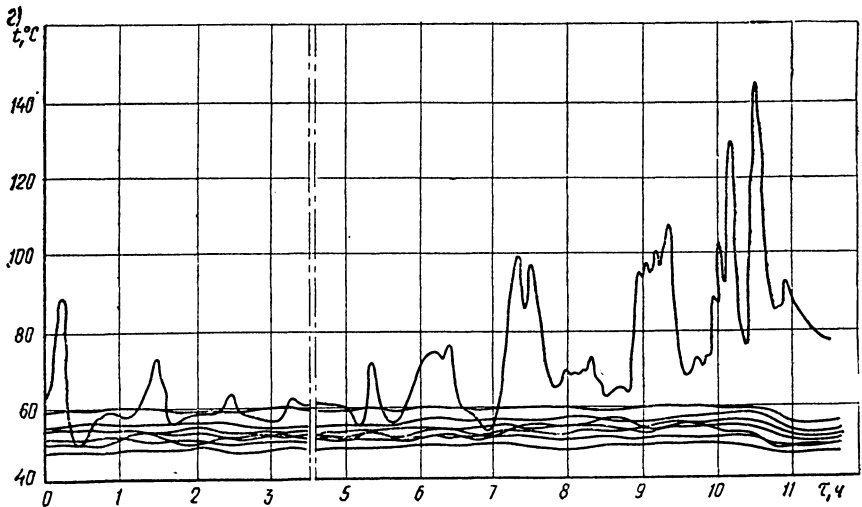
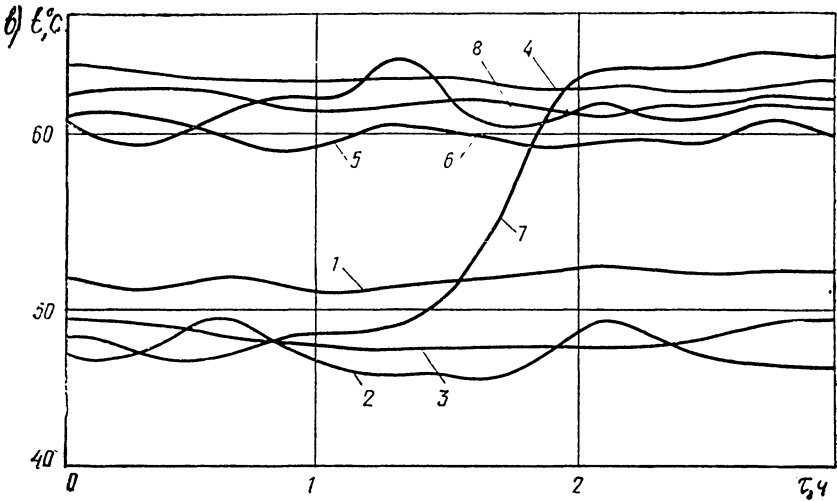


Рис. 67. Термограммы теплового состояния
 а — пуск и вывод двигателя на режим; б — нормальный режим полного хода; в — номера

температуры только после того, как задир распространится по всей высоте цилиндровой втулки.

Тронк поршня в отличие от цилиндровой втулки является неохлаждаемым элементом с относительно малой тепловой инерционностью. Поэтому в какой бы точке рабочей поверхности втулки не начал развиваться задир, это обязательно приведет к повышению общего теплового уровня тронка. Это не зна-



тронка двигателя Зульцер 8RND90:

предзадириное состояние цилиндра № 7; 2 — развитие задир цилиндра № 2; 1—8 — цилиндры

чит, что место установки термодатчика не имеет значения. Для повышения информативности и снижения инерционности его нужно устанавливать в наиболее вероятном месте возникновения задира. Конкретно для дизеля RND90 таким местом должна быть точка, в которой зарождается «фартук», т. е. на 70—80 мм ниже второго бронзового пояса со стороны выпуска. Однако постоянный эксплуатационный контроль температуры в этой точке, как и в любой точке поршня, является трудной задачей (см. параграф 9).

Если рассмотренные выше примеры образования трещин во втулках цилиндров возникали, несмотря на соблюдение механиками правил технической эксплуатации и требований заводских инструкций, то следующий пример аварий связан с их нарушением [7].

Авария произошла с главным двигателем МАН K6Z70/120А на судне, являющемся промысловой базой, которая стояла на якоре в открытом море. По получении приказа о следовании по назначению якорь был выбран и дан малый ход ($n = 50$ об/мин). Двигатель запустили без предварительного прогрева, прокачки масла и охлаждающей воды. Через 5 мин после пуска частота вращения двигателя была доведена до полной ($n = 100$ об/мин), а через 25 мин вахтенный механик заметил, что двигатель перегревается. Термометры, установленные на отливных патрубках цилиндров, показывали около 100°C , циркуляция воды через двигатель была недостаточной. Обнаружив эти неисправности и не дав двигателю остыть, механик включил главный охлаждающий насос и снизил частоту вращения до 50 об/мин. В шуме, создаваемом работающим двигателем, появился скрип, свидетельствующий о заедании поршня в цилиндре. Подача масла от лубрикаторов была увеличена, после чего скрип уменьшился, но не исчез. Двигатель остановили, вскрыли картерные щиты и смотровые лючки на цилиндрах. В первом цилиндре была обнаружена вода, поршень и кольца оказались в хорошем состоянии. Затем двигатель вновь пустили, не выявив причины и не устранив дефекта. Поскольку скрип при работе двигателя не прекращался, увеличивали поступление масла в цилиндр и меняли форсунки. На третьи сутки было обнаружено поступление воды через контрольное отверстие блока. Судовой состав решил, что нарушено уплотнение «Гарлок», через которое вода из зарубашечной полости поступает в цилиндры. Дальнейшая эксплуатация двигателя продолжалась при открытых кранах продувания подпоршневых полостей и ресивера до момента возвращения судна в порт. Двигатель с обнаруженным дефектом проработал 295 ч. При вскрытии двигателя на втулках всех шести цилиндров, и особенно у первого и пятого цилиндров, были обнаружены сквозные и поверхностные трещины, располагавшиеся под выпускными и продувочными окнами. Одновременно в районе окон втулок имелись следы

натиров, перегрева металла, вертикальные борозды, свидетельствующие о наличии задиров. Следы задиров были обнаружены и на поршнях. Сломанных колец не было, масло в цилиндры поступало нормально. Трещины обнаружены на крышках первого и пятого цилиндров, располагались они на галтелях перехода к цилиндрической части крышки в донышках колпачкового типа.

Своими действиями механик нарушил требования Правил технической эксплуатации судовых технических средств (пп. 2.24 и 2.22).

В ходе расследования аварии было установлено, что во время стоянки судна на якоре работал стояночный насос, подача которого достаточна лишь для вспомогательных двигателей. Так как создаваемое им давление составляет всего 0,08—0,09 МПа, то аварийная сигнализация была отключена. Одновременно был прикрыт клапан подачи воды к главному двигателю. При этих условиях и был запущен главный двигатель, который проработал около 30 мин без необходимой циркуляции воды. Перегрев цилиндров вызвал их деформацию, привел к задиру поршней и образованию трещин.

Зона расположения трещин (верхняя и нижняя границы посадочного пояса втулки в блоке) является типичной для перегрева, так как втулка, будучи зажатой в блоке в поясе окон, при нагреве деформируется внутрь, а на границах — наружу. В результате подобной деформации на границах посадочного пояса в слоях металла, расположенного ближе к зеркалу цилиндра, возникают напряжения растяжения, которые вызывают появление трещин.

Рассматриваемый пример интересен тем, что в данном случае точно известна причина возникновения задира — перегрев двигателя. Признаки и последствия развития задира характерны и дают возможность утверждать, что та же причина является определяющей и в случае задиров деталей ЦПГ в двигателях 8RND90. Такой вывод подтверждается и опытом эксплуатации судов этой серии на экономичных скоростях — случаев задиров не было.

Таким образом, можно сделать вывод, что к внезапным отказам приводят главным образом задиры, водотечные трещины и обрывы втулок по верхнему бурту при отсутствии контроля за развитием трещин в этой зоне.

Для диагностирования этих повреждений на ранней стадии их развития наиболее универсальным является виброакустический метод [23]. Так, для обнаружения задира датчики устанавливаются в нижней части втулки с ориентацией вдоль ее оси. В случае задира датчики будут фиксировать продольные резонансные колебания втулки. Для выявления трещин виброакустические датчики ориентируют в радиальном направлении.

Возникновение предзадирного состояния, как было сказано выше, можно определять и средствами теплового контроля, а развитие усталостных трещин под буртами втулок — по амплитуде поперечных колебаний или зазору в поясе уплотнений.

Крышки цилиндров часто ограничивают надежность двигателей. В среднем их наработка на отказ составляет 3700 ч: наибольшая наработка 5600 ч наблюдается у крышек цилиндров двигателей Зульцер, средние показатели соответствуют двигателям МАН и наибольшее число отказов имеют двигатели Бурмейстер и Вайн — в среднем 1680 ч [14].

Огневое днище крышки воспринимает мощные тепловые потоки и большие давления горячих газов, в результате которых в теле крышки возникают тепловые и механические напряжения. Их равномерному распределению часто мешают стенки сложных внутренних каналов, так как на крышке монтируются пусковой и предохранительный клапаны, индикаторный кран, одна или несколько форсунок и один или несколько клапанов в случае прямоточно-клапанной схемы газообмена. Кроме того, по внутренним каналам крышки прокачивается охлаждающая вода.

Помимо тепловых и механических воздействий со стороны газов, крышка испытывает большие монтажные напряжения от затяжки шпилек, которыми она крепится к блоку цилиндров. Вызванные этими нагрузками деформации и напряжения часто становятся причиной дефектов крышек цилиндров в виде трещин.

Например, наибольшее число отказов у двигателей 6RD76 приходится на крышки, у которых самым характерным дефектом являются трещины в клапанных вставках. Чаще всего трещины образуются около пусковых клапанов со стороны форсунки. Несмотря на принимаемые меры — повышение жесткости вставок, применение равномерной затяжки и т. п., число отказов из-за этого дефекта достигало 40% всех отказов крышек цилиндров [14].

Водотечность вставок появляется после наработки 11—12 тыс. ч. Как правило, она возникает при частой перегрузке двигателей. Характер этих повреждений одинаков: водотечная трещина в перемычках на высоте 215 мм от верхней кромки в сторону гнезд пусковых клапанов или гнезд форсунок, а в некоторых случаях в сторону предохранительных клапанов. За 10 лет эксплуатации судов серии «Красноград» были заменены 104 вставки.

На крышках двигателей ДКРН74/160 трещины появляются редко и обычно расположены в перемычках между отверстиями для установки стаканов выпускных клапанов и форсунки. У двигателей Бурмейстер и Вайн наработка на отказ выпускных клапанов составляла всего 500 ч, а количество вынужденных оста-

новок в море из-за неисправности этого узла — в среднем 17% [14].

У двигателей МАН K7Z70/120С трещины в крышках цилиндров появляются в районе отверстия пускового воздуха или форсушки. Они распространяются горизонтально от отверстия пускового воздуха в направлении индикаторного крана. Образование этих трещин, по-видимому, связано с резкими изменениями температуры стенок крышки при пусках и реверсах, так как при пуске прогретого двигателя горячие стенки крышки в районе пускового клапана обдуваются холодным воздухом. В результате металл возле отверстия пускового клапана при многократных пусках двигателя испытывает значительные тепловые нагрузки, под влиянием которых в нем появляются температурные напряжения. Охлаждающее действие пускового воздуха усугубляется еще и резким падением температуры в цилиндре. После пуска двигателя температура отдельных мест крышки в течение 2 мин возрастает на 190 °С, а при остановке за то же время снижается на такое же значение [27]. Сделанное предположение подтверждается и тем, что подобные дефекты появлялись во время или после арктической навигации, а на судах, не работавших в Арктике, подобных поломок не было.

Появление трещин в местах перехода цилиндрической поверхности крышки к доньшку может быть связано с нарушением охлаждения, вызываемым загрязнением. Отложение масла и других примесей, поступающих с охлаждающей водой, ухудшает теплоотдачу от стенок крышки, что приводит к деформации наиболее нагруженной поверхности доньшка.

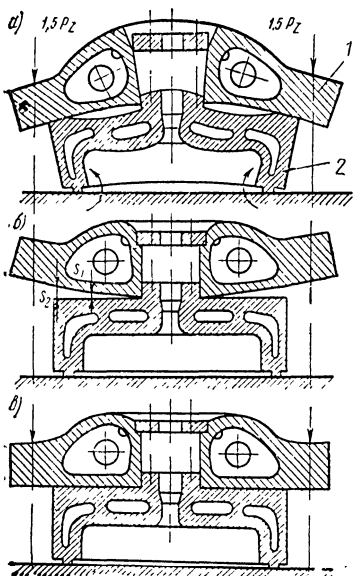
Для сохранения требуемой работоспособности крышки необходимо следить за качеством воды и состоянием охлаждаемых поверхностей. Охлаждающую воду через определенное время нужно очищать от примесей масла путем принудительной циркуляции через каскадную цистерну, скорость воды при этом не должна превышать 0,1 м/с. При такой скорости масло всплывает на поверхность, а затем через воронку и сливной трубопровод удаляется из системы. Несоблюдение этих требований может вызвать серьезные повреждения крышек.

Например, в двухтактных двигателях МАН G6Z52/90 мощностью 1400 кВт при 145 об/мин, установленных на больших рефрижераторных траулерах, на крышках цилиндров, аналогичных по конструкции крышкам дизелей KZ57/80, часто появлялись неглубокие волосовидные трещины [7]. Иногда они были водотечными, поэтому требовалась замена крышек. При осмотре дефектных крышек в зарубашечном пространстве был обнаружен слой масляного шлама толщиной 5 мм и более, который по химическому составу оказался идентичен с антикоррозийным маслом, используемым в системе охлаждения в качестве ингибитора коррозии. Охлаждаемая полость крышек была покрыта

слоем накали, толщина которого в районе огневого днища крышки и отверстия под пусковой клапан достигала 40—50 мм. Естественно, что при таком загрязнении охлаждаемых полостей крышек резко ухудшился теплоотвод, что и вызвало образование трещин. Появлению трещин способствовали также крайне тяжелые условия эксплуатации двигателя на промысле: большое количество пусков и реверсов, резкие изменения режимов работы.

Основное количество отказов крышек цилиндров приходится на дизели МАН К6Z57/80А-3. Эти отказы связаны, как правило, с образованием трещин в огневом днище крышки в районе форсуночного отверстия. Кроме того, в районе предохранительного клапана возникают свищи, обрываются шпильки и образуются трещины в днище после 12 тыс. ч наработки [30].

Крышки цилиндров двигателей МАН этого типа отлиты из чугуна и выполнены из двух частей: нижней крышки, интенсивно охлаждаемой водой, и верхней крышки — нажимной. Функция нижней крышки предусматривает податливость ее относительно верхней. До обжатия цилиндра шпильками верхняя крышка опирается на нижнюю только по внутреннему бурту. Между поверхностями средних буртов должен быть зазор 0,1—0,12 мм, между наружными буртами — зазор 0,2—0,25 мм. При креплении крышки на двигателе эти зазоры выбираются, ее доньшко получает некоторый прогиб вниз, величина которого такова, что при действии давления газов доньшко выправляется до горизонтального положения, а его деформация вверх полностью исключается. В процессе эксплуатации верхняя часть крышки может получить остаточную деформацию. Предварительные напряжения уменьшаются либо полностью исчезают. Доньшко крышки начинает «дышать», суммарные напряжения увеличиваются и в условиях циклической нагрузки может наступить усталость металла. В результате появляются трещины в нижней части крышки. Кроме того, при эксплуатации иногда не обращают внимания на соблюдение установленных зазоров: допускают



нормально. В процессе эксплуатации верхняя часть крышки может получить остаточную деформацию. Предварительные напряжения уменьшаются либо полностью исчезают. Доньшко крышки начинает «дышать», суммарные напряжения увеличиваются и в условиях циклической нагрузки может наступить усталость металла. В результате появляются трещины в нижней части крышки. Кроме того, при эксплуатации иногда не обращают внимания на соблюдение установленных зазоров: допускают

Рис. 68. Схема деформаций цилиндровой крышки:

а — крышка не имела предусмотренных инструкцией зазоров; б — крышка в свободном состоянии с технологическими зазорами; в — правильное положение крышки после затяжки шпильки

закрашивание контактных поверхностей между верхней и нижней частями крышки, попадание грязи, образование ржавчины на сопрягаемых поверхностях. Это также создаёт предпосылки к образованию трещин в днище. Схема деформаций цилиндровой крышки, возникающих вследствие несоблюдения технологических указаний и правил монтажа, приведена на рис. 68. Крышка в свободном состоянии (рис. 68, а) не имела предусмотренных инструкцией зазоров S_1 и S_2 (рис. 68, б). При затяжке шпилек это привело к отрыву центральной части верхней половины 1 крышки от поверхности нижней части 2, жестко связанной с днищем камеры сгорания. Во время работы двигателя при таком взаимном положении обеих частей крышки усилия от давления газов на массивную верхнюю часть не передаются. В результате повышаются механические напряжения в огневой части днища, которые могут явиться причиной появления и развития усталостных трещин.

Другая возможная причина выхода из строя крышек — высокий уровень температурных напряжений в огневой части днища. Известно, что переменные тепловые смены с высокими значениями температурных напряжений по мере их накопления в неблагоприятных условиях эксплуатации (нарушение нормальных режимов охлаждения, топливоподачи, повышение сопротивления движению судна, плавание судна в тропических широтах и т. д.) приводят к возникновению термоусталостных трещин.

Термо- и тензометрическими измерениями установлено значительное влияние нарушений топливоподачи и воздухообеспечения двигателя на температурный уровень и напряжения крышки. Так, снижение давления наддувочного воздуха на 0,019 МПа приводит к росту температурных напряжений на 15—20%. Еще в большей степени температурные напряжения возрастают при помпаже газотурбонагнетателей. Износы сопловых отверстий форсунок приводят к повышению температуры в отдельных местах крышки на 50—60°C по сравнению с температурой при нормальной работе распылителя форсунки. Температурные напряжения в цилиндрической части крышки при этом местами повышаются на 20—30%, а максимальные напряжения в днище — на 10—12%.

Повышение температуры и влажности атмосферного воздуха при одновременном повышении температуры забортной воды приводят к существенным изменениям тепловой напряженности двигателя. Так, на теплоходе «Волхов» (типа «Выборг») при плавании в тропиках максимальная температура цилиндровой крышки двигателя K9Z70/120A-5 превышала на 40—45°C номинальное значение, соответствующее условиям средних широт.

В двигателях МАН для контроля теплового состояния наиболее характерны точки в цилиндрической части огневого днища крышки. Непосредственный учет теплового состояния стенок

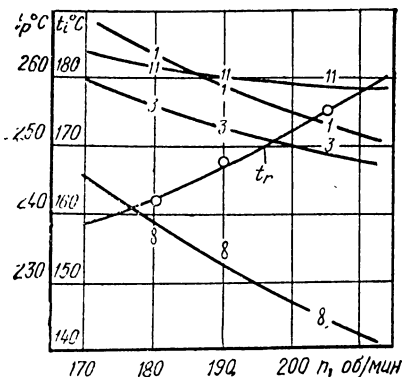


Рис. 69. График изменения температуры отходящих газов и стенок цилиндрической крышки при снижении частоты вращения двигателя по внешней характеристике:

1, 3, 8, 11 — номера термонпар

стания корпуса, ухудшения состояния моря, работы во льдах или буксировки веза, температура выпускных газов уменьшается одновременно с ростом температурного уровня стенок деталей ЦПГ.

Рассмотренный пример интересен не только анализом взаимосвязи между неисправностями крышек дизелей МАН и уровнем их тепловой напряженности. Как показано в гл. I, большинство современных моделей судовых МОД имеют крышки колпачкового типа. Поэтому обоснование целесообразности контроля теплового состояния крышки по температуре ее цилиндрической части может быть использовано при назначении диагностического параметра.

Анкерные связи соединяют цилиндры, станину и фундаментную раму, разгружая их от напряжений растяжений и изгиба. Усилие, которым затягивают анкерные связи, в 1,5 раза превышает максимальное давление сгорания в цилиндрах. На блоке цилиндров расположены верхние гайки, а нижние находятся на нижней плоскости фундаментной рамы. В середине (по высоте) анкерные связи поджаты нажимными болтами для исключения их поперечных колебаний.

Несмотря на высокие требования к изготовлению анкерных связей и большой запас прочности, в эксплуатации бывают случаи их обрыва. Так, при очередной проверке анкерных связей дизеля КЗ70/120 на теплоходе «Вольск» обстукиванием обнаружили обрыв связи первого цилиндра в верхней части по резьбе ниже гайки. Причиной обрыва явилась старая трещина, занимавшая до 80% площади сечения. В связи с этим были проверены все остальные связи с помощью ультразвуковой дефектоскопии. В результате во второй связи этого же цилиндра обна-

деталей ЦПГ является необходимым элементом контроля их технического состояния, поскольку при определенных условиях эксплуатации, в частности на режимах внешней характеристики, используемые в практике теплотехнические показатели не могут объективно отражать тепловую и механическую напряженность деталей ЦПГ.

Иллюстрацией могут служить графики (рис. 69), полученные во время испытаний теплохода «Михаил Калинин». В условиях плавания, приводящих к снижению частоты вращения в результате обра-

ружили незначительную трещину. После замены лопнувшей связи была сделана попытка проверить затяжку всех анкерных связей гидравлическим приспособлением согласно инструкции фирмы. Гайка связи, в которой обнаружили трещину, не ослабла. Чтобы не оборвать связь, дальнейшую проверку всех связей прекратили. Такое решение было технически неправильным. Через год очередная проверка связей обстукиванием выявила обрыв связи первого цилиндра в том же районе, где была обнаружена ультразвуком незначительная трещина [38].

В процессе эксплуатации происходит перераспределение нагрузки на анкерные связи главных дизелей при деформации корпуса судна от его загрузки, волнения моря и неравномерного нагрева деталей остова. Нагрузки могут меняться значительно, поэтому, проверяя затяжку связей, необходимо отдавать гайки, даже если давление на гидравлическом приспособлении значительно превышает рекомендованное. Это значит, что анкерная связь перегружена и неизвестно, какую нагрузку она несет. Предпочтительнее, чтобы разрыв связей произошел в порту в период проверки, чем в море при работе дизеля. На двигателях Бурмейстер и Вайн 562VT2BF140 было зафиксировано несколько случаев обрыва анкерных связей через 4—5 тыс. ч работы после постройки. Лабораторные исследования поверхности излома показали усталостный характер разрушения. При тщательном расследовании причин этого явления и контрольной проверке состояния анкерных связей на нескольких судах данной серии было обнаружено неравномерное обжатие связей. Кроме того, оказалось, что у отдельных связей не были выдержаны расстояния между осями отверстий, и оси этих отверстий были не перпендикулярны горизонтальной плоскости цилиндрического блока. В таком положении анкерные связи испытывали напряжения не только от растягивающих усилий, но и от изгибающих. Очевидно, что это усложненное упругонапряженное состояние анкерных связей и привело к быстрому развитию усталостных трещин [27].

Диагностирование состояния анкерных связей может быть обеспечено тензометрическим контролем испытываемых ими напряжений. Целесообразность такого контроля не ограничивается только диагностированием самих анкерных связей. Анализ изменения нагрузки на анкерные связи под влиянием деформации корпуса судна или работы дизеля позволил бы оценивать условия работы всего остова двигателя.

9. ПОВРЕЖДЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ДВИЖЕНИЯ

Поршни судовых дизелей работают в сложных условиях. Их днище является частью камеры сгорания и подвергается воздействию высоких температур и давлений со стороны газов. Компрессионные кольца, расположенные в канавках головки

поршня, скользят по поверхности цилиндровой втулки и одновременно по нижним поверхностям кольцевых канавок. При этом на них, особенно на первое кольцо, действуют давление и температура газов, прорывающихся из камеры сгорания. Тронк в крейцкопфных двигателях не воспринимает нормальных усилий, так как они передаются башмаками крейцкопфа параллелям. Тем не менее и в этих дизелях тронк является элементом трения, так как в результате деформаций деталей остова первоначальная центровка поршня в ходе эксплуатации нарушается. В двигателях Зульцер типов RD и RND тронк поршня прижимается ко втулке в результате перепада давлений между продувочными и выпускными окнами. Кроме того, на поршень действуют силы инерции, а в его днище возникают высокие температурные напряжения, связанные с неравномерностью нагрева головки и неизбежными перепадами температур между наружной огневой поверхностью и внутренними поверхностями, охлаждаемыми водой или маслом.

Из всех неисправностей деталей ЦПГ отказы поршней являются наиболее опасными, поскольку часто приводят к тяжелым авариям всего двигателя. В лучшем случае возникает необходимость переборки, ремонта и замены деталей. К характерным дефектам поршня можно отнести: выгорание и растрескивание металла днища поршня; повреждение или износ компрессионных колец и их канавок, а также бронзовых поясков; отложение нагара и кокса в поршневых канавках и на поверхности головки поршня; износы и задиры тронка и т. д.

Прогорание материала доньшка поршня или его выгорание может быть следствием неудачной конструкции, некачественного распыла, отложения нагара или накипи со стороны охлаждения и т. п. Выгорание, как правило, сопровождается образованием трещин. Так, уже через 3,5—4 тыс. ч работы на стальных головках поршней дизелей МАН K6Z57/80С обнаруживалось выгорание днищ и кромок переходов днища в вертикальную часть. Выгорание происходило вплоть до появления маслотечных трещин и обрыва головок. Последнее явление носило массовый характер. На теплоходах «Михаил Калинин» и «Феликс Дзержинский» были обнаружены очаги выгорания на днищах поршней. При осмотре выяснилось следующее: головки со стороны поверхности охлаждения покрыты слоем трудноудаляемого нагара; девять поршней из двенадцати имеют круговые трещины, в том числе сквозные; на поверхности днищ поршня имелись явные следы обгорания; трещины на всех головках располагались со стороны выпускных окон, внутренние полости головок со стороны днища против кольцевой поверхности вытеснителей покрыты коксом: его первый слой, непосредственно прилегающий к металлу, твердый, трудно удаляемый, толщиной 1—1,5 мм, что указывает на длительный процесс его образования, второй слой — рыхлый, легко удаляемый, толщиной 3—

5 мм; в центральной части головок отложений не оказалось. При разборке поршня обнаружилось, что вытеснители имеют отверстия, не предусмотренные рабочими чертежами. По заключению аварийной комиссии причинами отложения нагара и возникновения трещин в головках поршней послужили высокая теплонапряженность цилиндра, пенообразование и насыщенность циркуляционного масла пузырьками газов, наличие отверстий в вытеснителях, не предусмотренных чертежами.

Образование трещин и обрывы головок поршней стали основными отказами деталей ЦПГ дизелей К6Z57/80С. Трещины возникали в районе отверстий для прохода масла к центру днища во втулкообразном приливе. На отдельных двигателях обнаруживали сквозные трещины по первой кольцевой канавке длиной 180—400 мм [30].

Для устранения преждевременного выхода из строя головок поршня фирма последовательно провела семь конструктивных изменений [27]. После реконструкции поршня и изменения марки стали, из которой отливались головки, работа поршней несколько улучшилась. Однако, как показал опыт эксплуатации судов типа «Шенкурск» в Дальневосточном морском пароходстве, в головках поршней выявились следующие недостатки: отрыв головки от опорной части, в которую ввернуты шпильки крепления головки к штоку; образование сквозных трещин на канавке верхнего поршневого кольца; обрыв болтов, крепящих вытеснители масла. Во время работы дизеля под воздействием силы давления газов на днище верхняя часть опорной головки испытывает циклические упругие деформации, в результате которых на внутренней стороне опорной части в районе масляного отверстия возникают трещины. Постепенно трещины в опорной части головки поршня распространяются по окружности на всю толщину опорной части, а затем происходит разрыв поршня по окружности канавки верхнего поршневого кольца с его полным разрушением.

Новая конструкция головки поршня с четырьмя маслоотводящими отверстиями внизу центрального прилива, удаленными от внутренней поверхности днища поршня, оказалась более совершенной. Использование головок поршня измененной конструкции увеличило надежность ЦПГ и дизеля [27].

Выгорание и растрескивание головок поршней не является специфической особенностью дизелей фирмы МАН. Местное выгорание и износ наружной поверхности доньшка поршня отмечались и в процессе эксплуатации дизелей RD68. Характерно, что места выгорания располагались по периметру против выпускных окон втулок цилиндров и соответствовали их количеству. Глубина выгоревших пятен достигала 4 мм, что составляло около 8% толщины днища, длина была около 200 мм, а ширина равнялась ширине выпускных окон. При этом на одном и том же дизеле одни поршни имели указанный дефект, а дру-

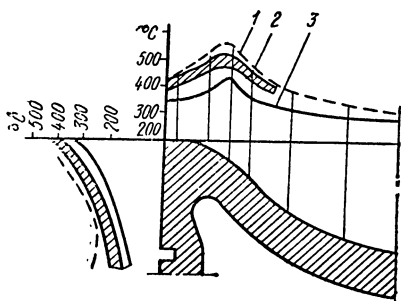


Рис. 70. Изменение температуры поршня дизеля Бурмейстер и Вайн 84VT2BF-180:

1 — перегрев, топливо с повышенным содержанием тяжелых частиц и воды; 2 — утечка газа, топливо с водой; 3 — нормальные условия

гие — нет. Анализ нагрузки двигателя по температуре выпускных газов и охлаждающего масла, а также распределения нагрузки по цилиндрам показал, что она распределялась достаточно равномерно. Топливная аппаратура, в том числе форсунки, была в полной исправности. Износы других деталей и их общетехническое состояние находились в нормальных пределах.

Из приведенных данных можно сделать вывод, что на отдельных поршнях в районе выпускных окон из-за высоких

температурных напряжений и резких перепадов температур, а также низкого качества металла происходило его огафричивание, появлялись микротрещины, а струей газов, имеющих высокую скорость и давление, частицы металла из головки поршня выдувались и уносились в систему выпуска [18].

Аналогичные дефекты наблюдаются и в двигателях фирмы «Бурмейстер и Вайн». Анализ изменения температуры поверхности днища поршня в зависимости от качества топлива и протечек газа (рис. 70) показывает, что при неблагоприятных условиях (кривая 1) температура на периферии днища может превысить 500°C даже при нормальной работе форсунок [13]. Высокая температура на поверхности днища поршня в присутствии катализаторов (например, пятиоксида ванадия) создает условия для интенсивного разрушения металла.

В большинстве случаев выгорание и потеря металла на поверхности поршня происходит по круговой канавке в сферической части, в зоне максимальной плотности теплового потока и высоких температур, но иногда следы выгорания имеют более или менее четкую форму контура факела распыливаемого топлива. Очевидно, что в этих случаях выгорание связано с ухудшением распыла. В первом случае процесс разрушения головки происходит главным образом при перегрузке цилиндра и может протекать достаточно длительно, не вызывая внезапных отказов. Во втором случае процесс выгорания может быть очень быстрым. Одной из причин интенсивного выгорания может быть износ сопловых отверстий или неправильная установка сопел. На двигателях Бурмейстер и Вайн это происходит из-за применения установочных штифтов меньшего диаметра, чем это рекомендуется, или из-за неправильной сборки форсунки без применения специального инструмента для удержания сопла в нужном положении во время завинчивания гайки.

При наличии отложений на поверхностях охлаждения головки поршня температура днища резко возрастает. Проведенные экспериментальные исследования показали, что, например, при отложениях накипи толщиной 2—4 мм температура поршня повышается на 50—80 °С, а наличие отложений масла толщиной до 6—8 мм на охлаждаемой поверхности поршня в дизелях RD68 приводит к выгоранию головок на глубину 15—20 мм [22].

Анализ дефектов, связанных с выгоранием и растрескиванием головки поршня, показывает, что непосредственной причиной их является превышение допустимого уровня тепловой напряженности головки, хотя сама тепловая перегрузка может быть вызвана и ухудшением распыливания, и отложением накипи или нагара на поверхностях охлаждения, и недостаточной подачей воздуха в цилиндр, и многими другими причинами.

Для предотвращения этих неисправностей необходим контроль теплового состояния головки. Наибольшей информативностью в этом случае обладает температура на периферии днища поршня. Очевидно, что в двигателях с контурной продувкой следует устанавливать термодатчик со стороны выпуска. В двигателях с прямоточно-клапанной продувкой желательно контролировать температуру в зонах дальнобойности факелов в двух или трех точках по периметру головки в зависимости от числа форсунок. Технология заделки термодатчиков в головку поршня в достаточной мере отработана. Наибольшие трудности возникают с передачей информации и питанием датчиков на движущемся поршне. Эту задачу удалось решить на основе индуктивной связи между подвижным блоком, закрепленным на поршне, и неподвижным, установленным в подпоршневом пространстве (см. гл. III).

На интенсивные износы и поломки поршневых колец приходится наибольшее число неисправностей ЦПГ судовых дизелей. Так, например, на девяти двигателях фирмы МАН KZ70/120A-5 в нормальных условиях эксплуатации в течение года было заменено свыше 1000 поршневых колец. Опыт эксплуатации показал, что период между моточистками цилиндров с подъемом и очисткой поршней при работе с фирменными компрессионными кольцами составляет 4—5 тыс. ч. Кольца, изготовленные на другом заводе, при нормальной эксплуатации двигателей через 400—800 ч работы полностью теряли упругость, ломались и срабатывались по толщине. В результате износов поршневых колец на многих судах с двигателями K6Z57/80 и K9Z70/120A-5 были случаи возгорания летучих продуктов и масляных остатков в подпоршневых полостях из-за прорыва газов и искр из камеры сгорания. Возгорания сопровождалось, как правило, задирами поршней и цилиндрических втулок.

На интенсивные износы и поломки поршневых колец приходится наибольшее число неисправностей двигателей ДКРН постройки Брянского машиностроительного завода. Например,

отказы поршневых колец двигателей 7ДКРН50/110-2 судов типа «Памир» составляют 37,5% всего количества отказов двигателей и 63% всего количества отказов ЦПГ. Средняя наработка на отказ поршневых колец этих двигателей составляет 822 ч. Кольца в районе замка в основном ломаются из-за потери подвижности кольца или некачественной запилочки кромок кольца (малый радиус закругления). На четырех из шести обследованных судов за эксплуатационный период были зафиксированы поломки противозносных колец, что в большинстве случаев влекло за собой смену головки поршня. Противозносные кольца выходили из строя из-за ослабления в месте зачеканки [30].

Поршневые канавки изнашиваются в результате перемещений компрессионных колец относительно поршня. Кольцо прижимается к канавке силой, зависящей от перепада давления на его верхней и нижней поверхностях. Поэтому первая и вторая канавки срабатываются значительно быстрее, чем остальные, тем более что условия смазки этих колец хуже из-за высоких температур. По мере изнашивания цилиндра относительные перемещения колец увеличиваются, а площадь опоры кольца на поверхность канавки уменьшается. Поэтому скорость изнашивания колец в таком цилиндре может возрасти в 5 раз и более по сравнению с новым [13].

Наработку цилиндра до очередного вскрытия определяет работоспособность верхнего компрессионного кольца. При нормальных износах для МОД она составляет 8—12 тыс. ч. Нарушения в работе кольца приводят к сокращению этого срока.

Уплотняющее прилегание кольца к поверхности цилиндровой втулки обеспечивается на 98—99% за счет давления газов, и только 1—2% приходится на долю его собственной упругости [10]. Значительная длина окружности кольца (1,3—2,8 м) обеспечивает ему достаточную податливость, благодаря этому кольцо как бы следит за изменением поверхности втулки, которая отклоняется от концентрической формы в результате износов и температурных деформаций.

При хорошем прилегании кольцо во время работы нагревается незначительно. Его перегрев происходит при прорыве газов через зазоры, возникающие в сопряжениях кольца со втулкой или с поршнем. Постоянно существуют зазоры между головкой поршня и втулкой, в замке кольца, в фасках кольца, между кольцом и канавкой, в закольцевом пространстве. Эти зазоры регламентируются заводской инструкцией для вновь установленных колец, но в процессе эксплуатации их значения меняются. Наибольшие изменения претерпевают фаски и зазор в замке.

При свободном перемещении кольца в канавке из-за различных искажений формы поверхностей втулки и самого кольца между ними возникают небольшие местные зазоры, через которые начинают прорываться горячие газы, сдувая масляную

пленку и создавая предпосылки к микрозадиру. Под воздействием местного нагрева кольцо деформируется — оно выпучивается до соприкосновения со втулкой, автоматически выбирая образовавшийся зазор.

В районе замка прорыв газов неизбежен, поэтому если в холодном состоянии кольцо полностью прилегало ко втулке, то при повышенном разогреве его концов их деформация приведет к увеличению радиуса кривизны кольца в районе замка.

В результате на соседних с концами участках прилегание нарушается, и газы могут прорваться через образовавшийся зазор. Поэтому, чтобы избежать перегрева и быстрого изнашивания колец в районе замков, их изготавливают с меньшей по отношению к радиусу цилиндра кривизной около замков. При определенном температурном уровне, соответствующем полной нагрузке двигателя, концы кольца расходятся и прижимаются к втулке, обеспечивая уплотнение цилиндра по всей окружности.

В качестве признака, характеризующего неудовлетворительную работу кольца, можно принять потемнение, распространяющееся по его окружности в обе стороны от замка. Например, для двигателя RD56 потемнение кольца на дуге 60° по окружности в районе замка свидетельствует об утрате им уплотняющей способности [10].

В связи с тем что период между вскрытиями цилиндров чаще всего определяется работоспособностью колец, практически все системы технического диагностирования судовых дизелей предусматривают контроль их состояния. Для этого могут быть использованы измерения ряда параметров: зазора между кольцом и втулкой, давлений в межкольцевых пространствах, мгновенные температуры колец и степень их износа. Диагностирование неисправностей поршневых колец может быть основано и на анализе косвенных показателей: температуры выпускных газов, давления в конце хода сжатия, температуры цилиндровой втулки и т. п.

Таким образом, современный уровень развития измерительной техники обеспечивает полный диагностический контроль за состоянием поршневых колец, включая оценку степени их износа, подвижности, упругости и целости.

Однако само разнообразие диагностических признаков говорит о том, что каждый из них оценивает только одну или несколько, но не все характеристики работоспособности кольца.

Исходя из рассмотренной схемы нарушения работоспособности колец наиболее информативными следует признать оценки плотности их прилегания ко втулке, целости и степени износа, которые могут быть получены с помощью индуктивных датчиков.

В практике эксплуатации судовых дизелей различных типов встречаются случаи, когда на сопрягаемых поверхностях го-

ловки и тронка, а также тронка и фланца штока появляются фреттинг-изнашивание, местные выкрашивания металла, следы наклепа, нарушение плотности соединений и ослабление крепления этих деталей. Так, одним из частых дефектов поршней двигателей 6ДКРН74/160-2 являются трещины в тронке в районе отверстий под крепежные шпильки. Причиной их появления может быть недостаточный тепловой зазор между головкой и тронком поршня (0,02—0,08 мм). При работе дизеля с большими нагрузками этот зазор выбирается и головка поршня упирается в тронк, изгибая его.

На следующей модели дизелей (ДКРН74/160-3) фирма «Бурмейстер и Вайн» применила для обеспечения постоянного натяга соединений и компенсации тепловых расширений поршня кольцо Бельвиля (см. рис. 28). Однако опыт эксплуатации этих дизелей показал, что через 2—5 тыс. ч работы на соприкасающихся поверхностях днища, вставки, кольца Бельвиля и штока возникает значительная подвижность. В результате ослабления креплений и возникшей подвижности появляется фреттинг и повышенное изнашивание контактных поверхностей. В связи с этим теряется значительная часть охлаждающего масла.

Характерные повреждения поршней происходили в начале эксплуатации двигателей ДКРН74/160-3, которые были вызваны ослаблением болтов крепления центральной трубы маслопровода охлаждения поршня. В результате перемещения трубы под действием сил инерции от доньшка поршня до фланца крепления на диафрагме вставки поршня возникали трещины и разрушения самой диафрагмы, а также обрывы фланца крепления на трубе маслопровода. Иногда вначале появлялись трещины по сварному шву соединения вставки поршня с диафрагмой с последующим разрушением диафрагмы и ухудшением охлаждения поршня.

Крепежные болты, стопорные шайбы, частицы разрушенной диафрагмы и трубы маслопровода потоком отводимого масла уносились в маслоподводящие каналы поршня, крейцкопфа и дальше в общую сливную магистраль двигателя. В связи с тем что мотылевый подшипник смазывается от крейцкопфа, продукты разрушения могут попасть в подшипник, перекрыть смазочное отверстие и таким образом вызвать нарушение режима смазки. Попадание частиц металла в систему смазки происходило при обрыве центральной трубы маслопровода или разрушениях вставки поршня, при которых частицы металла попадали в кольцевой канал штока.

Повреждения обнаруживались во время работы двигателя по явлению характерных стуков в поршне вследствие обрыва центральной трубы маслопровода и ее перемещения в штоке. Отмечалось также повышение температуры подшипников крейцкопфа или мотылевого подшипника из-за нарушения ре-

жима смазки и начавшегося задира их поверхностей в результате попадания частиц металла в систему смазки.

Для обнаружения развития и возникновения подобных повреждений деталей поршней в их начальной стадии судовые механики применили устройство, представляющее собой ловушку в виде решетки из стальной проволоки диаметром 3 мм с размером ячейки 10×10 мм. Решетку устанавливали в самой узкой части конуса, направляющего поток масла на чувствительные элементы датчиков срыва потока охлаждающего поршень масла.

Такое устройство было установлено на главном двигателе теплохода «Капитан Леонтий Борисенко» [29]. Однажды во время работы двигателя вахтенной службой было замечено нарушение нормального слива масла по смотровому стеклу системы охлаждения поршня цилиндра № 2. При осмотре на решетке были найдены болт крепления фланца центральной трубы маслопровода поршня, часть обломанной наполовину стопорной пластины и отставшие частицы металла сварного шва вставки поршня. При разборке поршня было обнаружено, что труба маслопровода держится на одном ослабленном болте, а два других болта лежали на доньшке поршня напротив своих отверстий во фланцах вместе с обломанной стопорной пластиной. Длина болтов не позволила им выпасть из своих отверстий во фланце. Резьба на болтах была повреждена и имела гладкую наклепанную поверхность. На доньшке поршня появился наклеп от головок болтов. Сварной шов соединения вставки маслопровода поршня с диафрагмой имел трещину и отставание металла сварки по дуге 300°. Анализ подобных повреждений показывает, что их причиной является не только некачественная сварка, но и поперечные колебания трубы маслопровода, которая имеет длину 2,85 м при толщине стенки 6 мм. Верхний конец трубы жестко закреплен на фланце конуса диафрагмы. Второй конец центральной трубы маслопровода имеет ходовую посадку в штоке поршня для обеспечения теплового расширения. Таким образом, труба маслопровода, конус диафрагмы и вставка поршня образуют упругую систему, которая может испытывать при работе главного двигателя сложные динамические нагрузки и колебания как в поперечном, так и в продольном направлениях. В результате этих колебаний возникают знакопеременные напряжения в местах заделки верхнего конца трубы и в самой диафрагме, которые и являются причиной появления трещин в сварных соединениях, самоотдачи болтов крепления и повреждения резьбы.

Важно отметить, что во всех случаях описанных повреждений системы охлаждения поршня внутренняя поверхность доньшка поршня не имела следов нагаров или других признаков перегрева. Это свидетельствует о высокой эффективности си-

стемы масляного охлаждения, используемого в двигателях Бурмейстер и Вайн.

В приведенных примерах ослабления креплений деталей поршня в процессе его работы развивались достаточно постепенно и не приводили к внезапным отказам. Для их своевременного выявления, как показано в [29], достаточно периодически проверять через люки подпоршневых полостей и ресивера продувочного воздуха затяжку болтов, стягивающих детали поршня.

К характерным повреждениям поршня относятся задирь и интенсивные износы тронков. Их развитие и возможность диагностирования рассмотрены в параграфе 8 при анализе неисправностей цилиндрических втулок.

Подшипники в судовых дизелях относятся к наиболее ответственным узлам. Их неисправность часто приводит к внезапному отказу всего двигателя. Наибольшее число повреждений приходится на головные подшипники. Это объясняется тем, что головные подшипники в крейцкопфных дизелях работают в сложных условиях. Качательный характер их перемещений относительно цапфы на небольшой (около 30°) угол и малые окружные скорости (около 0,9 м/с) не позволяют создать гидродинамические условия смазки.

По данным Л. Н. Карпова, нагруженность головных подшипников МОД по максимальным давлениям лежит в пределах 9—13 МПа, приближаясь к верхнему уровню допустимых нагрузок на баббит. При этом нагрузка носит ударный характер, сосредоточенный на $15\text{--}20^\circ$ п. к. в. Развивающиеся в масляном слое давления вдвое превышают среднюю нагрузку на подшипник, подвергая слой заливки местным сжатиям до 30 МПа. Циклический характер нагружения, как показывает расчет, может привести к появлению усталостных трещин в заливке уже через 3 тыс. ч работы [14].

Кроме того, у большинства судовых дизелей сила давления газов на поршень остается больше сил инерции поступательно движущихся частей за весь период поворота коленчатого вала. Это затрудняет подачу масла под шейку крейцкопфа. Только у некоторых судовых дизелей, например Зульцер RD, соотношение между силами давления газов и силами инерции приводит к перекладке зазора в головном подшипнике за $50\text{--}80^\circ$ до ВМТ. Это облегчает подачу масла под цапфу подшипника перед приходом поршня в ВМТ, но создает динамические нагрузки при посадке цапфы на место.

Особенно тяжелые условия для работы головных подшипников возникают при реверсе и пуске двигателя. По данным исследований, во время пуска двигателя при первых трех-четырех оборотах происходит резкое повышение температуры белого металла до $120\text{--}140^\circ\text{C}$ с последующим постепенным сни-

жением температуры при дальнейшем увеличении частоты вращения [18].

К характерным дефектам головных подшипников относятся: растрескивание слоя заливки, отставание его от поверхности стального вкладыша, натир, натяг металла и налипание его на поверхность шейки крейцкопфа, подплавление и полное выплавление подшипника.

Как отмечает Н. А. Маренков [27], в начале эксплуатации дизелей Фиат С758S и 909S, Зульцер RD76 и RD90, Бурмейстер и Вайн VTBF и VT2BF наблюдалось массовое растрескивание заливки нижних половин головных подшипников с последующим выкрашиванием баббита. Этот дефект проявлялся при первом же вскрытии подшипников через 3,2—3,6 тыс. ч работы. При этом, как правило, все нижние половинки головных подшипников оказывались разрушенными. Наблюдения за работой головных подшипников показали, что нагрузка воспринимается ими неравномерно. При разборке подшипников спустя несколько сот часов работы оказывалось, что приработка нижних половинок начинается со стороны штока и натир на поверхности имеются только в этой зоне, несмотря на шабрение нижних половинок подшипников по фальшцапфе и нормальное прилегание шеек к нижним половинкам подшипника при сборке. Анализ опыта эксплуатации и проведенные исследования определили причину таких разрушений головных подшипников — это недостаточная жесткость поперечины крейцкопфа и опор головных подшипников.

Нижние половинки головных подшипников дизелей Зульцер 6RD76 выходили из строя на многих судах типа «Красноград». В течение первого года эксплуатации на одиннадцати теплоходах было заменено 40 головных подшипников. Неисправность проявлялась в образовании трещин на нижних половинах подшипников, которые за короткий срок превращались в сплошную сетку. Появление трещин и выкрашивание баббита имели аварийный характер и не зависели от срока службы.

Фирма «Зульцер» считала, что появление дефектов в подшипниках — трещин, отставаний металла и т. п. — следствие усталостного характера. Подшипники, имеющие трещины в виде мелких волосовин, как сообщает фирма, могут еще эксплуатироваться продолжительное время. Однако предположение фирмы опровергается опытом эксплуатации указанных двигателей в Балтийском морском пароходстве, где были установлены дополнительные масляные насосы с повышенным давлением масла до 0,1 МПа, работающие только для смазки крейцкопфа. В результате такой схемы смазки работа головных подшипников заметно улучшилась — было установлено, что старые трещины не прогрессируют, а новые вообще не появляются. Таким образом, более вероятной причиной образования трещин в

подшипниках крейцкопфов двигателя RD76 является недостаточная смазка [7].

При изучении характера разрушений головных подшипников дизеля 6RD76 была отмечена определенная закономерность. Во-первых, даже после достаточно длительного периода эксплуатации (10—11 мес), когда баббит головных подшипников представлял собой сплошную сетку трещин, ни на одном подшипнике дуга его прилегания к шейке не превышала 50—55°. Очевидно, что в начальный период работы дизеля площадь прилегания была еще меньше. Для надежной же работы подшипника длина дуги прилегания подшипника к шейке должна быть не менее 80—90° и не более 120°. Во-вторых, в большинстве случаев разрушению подвергалось определенное место, соответствующее 270° п. к. в. после ВМТ, когда этот участок оказывается нагруженным давлением со стороны шейки крейцкопфа.

Анализ диаграммы нагрузок на головные подшипники этого дизеля показывает, что при угле поворота кривошипа около 300° после ВМТ суммарное движущее усилие приближается к нулю. Очевидно, что при этих углах поворота кривошипа силы инерции сравниваются с силами давления газов на поршень и даже немного превосходят их. В результате этого головные шейки отделяются от нижних половин подшипников, а при восстановлении равновесия сил снова резко садятся на них. Такие удары шеек о поверхность подшипника при высоких давлениях также способствуют развитию трещин в баббите [27].

Нарушение технологии заливки, несоответствие используемого сорта баббита условиям работы, некачественная подгонка подшипников и другие технологические нарушения также могут стать причиной разрушения головных подшипников.

Рассмотрим случай, описанный В. И. Кончеевым [27]. На теплоходе «Алапаевск» с двигателем Зульцер SD72 в первом же рейсе баббит головного подшипника одного из цилиндров оказался раздавленным настолько, что перекрыл наползшими кромками отверстие диаметром 10 мм для смазки мотылевого подшипника. В результате этого мотылевый подшипник выплавился. После вскрытия головного подшипника оказалось, что зазор в нем увеличился с 0,35 до 0,8 мм; в остальных головных подшипниках зазоры также стали больше против установленных на 0,2—0,3 мм, а на их нижних половинках явно видны следы начавшегося выдавливания баббита. Анализ показал, что при заливке подшипников был по ошибке применен баббит более низкого качества, кроме того, головные шейки были обработаны по более низкому классу чистоты, чем требуется.

Частые отказы головных подшипников и переход к эксплуатации главных двигателей при номинальных значениях p_z на пониженных мощностях с одновременным увеличением p_z до 12,5 МПа (см. гл. I) делают задачу постоянного эксплуати-

онного контроля состояния этих подшипников весьма актуальной.

В. А. Владимиров и А. Е. Гриншпун справедливо отмечают, что применяемые в настоящее время на судах методы контроля крейцкопфных подшипников требуют периодических остановок дизеля и вскрытия картерных щитов. Каждый вывод дизеля на останова, работы по контролю и ввод дизеля в режим занимают от получаса до часа времени при нормальном состоянии подшипников. Кроме того, при таких методах никогда нельзя предсказать, каким окажется результат следующего контроля, а только можно определить, насколько приемлемыми для надежности подшипников были предыдущие режимы работы дизеля.

Опыт показывает, что подшипники даже одного и того же дизеля могут вести себя неодинаково, а подшипники разных дизелей тем более: одни работают более длительно, чем другие; температура некоторых подшипников начинает расти сразу же при изменении нагрузки и быстро снижается, температура других — первое время не повышается, но затем при работе на том же режиме увеличивается. Поэтому оценка технического состояния крейцкопфных подшипников должна учитывать их индивидуальные особенности. Только непрерывный контроль за состоянием подшипников может гарантировать отсутствие повреждения во время работы и дать возможность управлять процессом его изнашивания. Поэтому необходимо включить головные подшипники в число узлов дизеля, контролируемых средствами технического диагностирования.

При этом в качестве диагностического параметра для оценки работоспособности подшипников могут быть приняты значения деформаций, зазоров и температуры.

Наиболее частый дефект головных подшипников — растрескивание баббита. Контроль деформаций позволил бы, по-видимому, выявлять образование трещин. Однако, как показывает опыт эксплуатации, появление трещин, если они не выходят на края заливки и не приводят к утечке масла из-под цапфы, не означает потери работоспособности подшипника.

По сведениям Е. И. Крылова ПО «Брянский машиностроительный завод» рекомендует оставлять в эксплуатации подшипники, у которых имеются трещины на небольших участках рабочей поверхности, без проведения каких-либо мероприятий для их устранения. Как показал опыт, такие подшипники могут работать в течение ряда лет, даже если эти трещины замыкаются по контуру и к ним добавляется поверхностное отставание баббита от вкладыша. Подшипники допускаются к дальнейшей эксплуатации при наличии видимых трещин не более чем на 50% рабочей поверхности между маслораспределительными канавками нижних половин подшипников и участков отставания баббита от основного металла подшипника не более

чем на 10% рабочей поверхности. Дефектный подшипник может быть использован в работе с предварительной разделкой поврежденного места при относительно малой площади выпадения баббита.

Фирма «Бурмейстер и Вайн» также допускает растрескивание белого металла, но при этом требует, чтобы три четверти поверхности баббита, на которую действует нагрузка между масляными канавками в нижнем вкладыше подшипника, находилась в рабочем состоянии [18].

Таким образом, растрескивание баббита можно отнести к постепенным отказам подшипников, не требующим постоянного диагностического контроля.

По данным В. А. Владимирова, рекомендации фирмы «Фиат» предлагают контролировать состояние подшипника по масляному зазору. Э. Котти — один из ведущих специалистов этой фирмы — считает, что увеличение масляного зазора более чем на 0,1 мм указывает на подплавление подшипника и тот подлежит вскрытию и освидетельствованию [6].

Фирма «Бурмейстер и Вайн» также считает зазоры одним из важных критериев надежности работы подшипников.

Увеличение зазора в подшипнике ориентировочно вдвое по сравнению с монтажным считается достаточным условием для его выбраковки, так как в дальнейшем скорость изнашивания резко возрастает. Постепенное изнашивание подшипников протекает очень медленно, со скоростью порядка 0,001—0,01 мм/1000 ч работы, предельное значение изнашивания не имеет четкого обоснования и может существенно различаться для разных подшипников даже одного дизеля. Кроме того, нельзя не согласиться с оценкой Н. А. Маренкова, который считает, что головные, мотылевые и даже рамовые подшипники обычно выходят из строя вследствие растрескивания, отставания и иногда подплавления баббита, но не известно ни одного случая замены этих подшипников из-за предельного износа [27]. В. А. Владимиров и А. Е. Гриншпун также приходят к выводу, что увеличение масляного зазора на 0,1 мм однозначно указывает на повреждение подшипника. Неоднократно зафиксированы случаи, когда подшипник имел повреждение, но изменения зазора не наблюдалось [6]. В связи с этим зазор в подшипнике вряд ли может быть достаточно информативным диагностическим параметром.

Наибольшую опасность для работоспособности подшипника представляет его перегрев. Эта опасность связана не только с возможностью выплавления заливки антифрикционного сплава, но и с резким ухудшением прочностных свойств баббита при нагреве. Как показали исследования, повышение температуры баббитового слоя до 100°C снижает его несущую способность вдвое. В работах В. В. Будзинского и других доказано, что во время работы подшипников, в частности в период приработки,

наблюдаются температурные вспышки в отдельных участках масляного слоя. Вспышки, по-видимому, являются следствием местных микрорадиов, результатом которых может стать наволакивание металла и его подплавление. На этих же участках возможно и образование микротрещин из-за резкого снижения прочности баббита при его местном нагреве. Поэтому можно предположить, что разогрев подшипника и растрескивание баббита взаимосвязаны и при этом повышение температуры баббита может быть одним из основных условий образования трещин.

Важно отметить, что после перегрева подшипники с баббитовой заливкой практически невозможно приработать. Рассмотрим обкатку крещкопфных подшипников с тонкостенными вкладышами на двигателе 6ДКРН74/160-2 теплохода «Суэц». На первом же режиме обкатки один из подшипников получил нагрев. Во время контроля на ощупь после 30 мин работы при 60 об/мин было обнаружено, что температура подшипника составляет примерно 50—55 °С, т. е. на 5—10 °С выше, чем температура остальных подшипников. Все дальнейшие попытки приработать этот подшипник оказались безрезультатными. Его вскрыли, сняли натяг баббита на смазочные канавки, расшабрили натиры, удалили налипший баббит с поверхности цапф и применили полирование цапфы, увеличили масляные зазоры для более интенсивного охлаждения подшипника, повторно сделали подгонку подшипника по цапфам и даже исправили центровку деталей поршневого движения. Однако при последующих попытках провести обкатку этот подшипник снова нагревался и подплавился даже на режиме 40—45 об/мин. Обкатка проводилась в течение 20 дней и закончилась безрезультатно.

Экспериментальные исследования, проведенные в натуральных условиях во время приработки головных подшипников, показали, что при нормальном состоянии подшипника его температура отличается от средней температуры в картере дизеля на 4—8 °С и мало зависит от режима работы дизеля. При этом распределение температур по объему вкладышей достаточно равномерное, чтобы контролировать общее тепловое состояние подшипника по его температуре в одной или двух наиболее удобных для замера точках [6].

Данные фирмы МАН подтверждают, что на режиме полной нагрузки различие температур в разных точках головного подшипника с единым нижним вкладышем (площадью почти 1 м²) не превышает 2 °С при среднем уровне температур около 50 °С. Специальные испытания показали [6], что температура масляного слоя при ухудшении условий трения повышается раньше, чем в самом баббите, и одновременно с увеличением нагрузки. Скорость роста температуры при этом может быть очень высокой — до 200 °С в минуту. При нормальной работе подшипников температура баббита превышает среднюю температуру в

картере двигателя не более чем на 4—8°C. Температура масла, вытекающего из подшипника во время его работы, как правило, равна температуре баббита либо выше ее не более чем на 1—2°C. При перегреве подшипника наблюдается резкое повышение температур масляного слоя и баббита, но температура вытекающего масла почти не изменяется. Непосредственное изменение температуры масляного слоя могло бы быть самым надежным методом контроля. Однако он имеет существенные недостатки, которые делают его практически неприемлемым для условий эксплуатации судна.

Для такого контроля необходимо было бы иметь возможность измерения температуры масляной пленки в большом числе точек, так как локальный нагрев может зафиксировать лишь термодатчик, находящийся в непосредственной близости от него. Установка в каждом подшипнике большого числа термодатчиков, а также передача от них сигнала на установленный вне дизеля измерительный прибор представляет большие трудности.

Более простым и приемлемым способом является измерение температуры баббитовой заливки или корпуса подшипника. Установка термодатчика в эти металлические части благодаря их высокой теплопроводности позволяет получить информацию о локальных повышениях температуры при значительно меньшем числе контролируемых точек, но с некоторым запаздыванием. В связи с этим чувствительность измерительных приборов должна быть выше, чем при контроле температуры масляного слоя. Независимость температуры подшипника от режима работы дизеля дает возможность предположить, что ее использование в качестве диагностического признака не потребует применения эталонных математических моделей. Однако это предположение нуждается в проверке, так как по мере приближения к предельным нагрузкам на подшипник связь между его тепловым состоянием и режимом работы дизеля может проявиться более определенно.

Попытка обеспечить контроль температуры головных подшипников во время работы дизеля с помощью радиотелеметрической системы, разработанной Черноморским ЦПКБ совместно с Одесским электротехническим институтом связи, описана в [6]. Радиотелеметрическая система состоит из радиопередатчика, который устанавливается на шатуне и соединен с четырьмя термодатчиками, размещенными в подшипниках, и приемника, прикрепленного к картерной стойке. При изменении температуры подшипника изменяется сигнал от передатчика. Принятый приемником сигнал обрабатывается и передается в блок индикации, где показывающий прибор имеет шкалу, проградуированную в градусах Цельсия. Для контроля температуры подшипников с носовой и кормовой стороны в нижней части корпуса крейцкопфного подшипника высверливают отверстия диаметром 6 мм, глубиной 15 мм, куда вставляют термодатчики. Осо-

бенностью системы является автономное питание от инерционного генератора, работающего от движения шатуна. Передатчик на специальной плите крепят на верхней пятке шатуна при помощи стопорных винтов крейцкопфных болтов [6].

Авторы работы [6] не приводят сведений о практическом использовании системы, но можно предположить, что инерционный генератор питания в условиях многоцикловых нагрузок окажется недостаточно надежным.

Определенный интерес представляет использование для контроля температуры подшипников бесконтактного устройства, разработанного в НВИМУ для контроля температуры поршней (см. гл. III).

Повреждения крейцкопфов редко встречаются в практике эксплуатации судовых МОД. Проявляются они в виде трещин, коррозии или задиров. Так, на главном двигателе 6RD76 через 34 тыс. ч работы на шейках крейцкопфа появились трещины длиной от 30 до 50 мм, глубиной от 0,1 до 1 мм. Расположение их и границы распространения контролировались с помощью ультразвукового дефектоскопа. С помощью наждачного камня и последующей шлифовки металл в местах образования трещин был выбран на всю глубину и длину трещин. В итоге получились лунки глубиной немного более 1 мм и шириной до 3 мм с плавным скруглением кромок. Практика многолетней эксплуатации двигателя с отремонтированным таким образом крейцкопфом подтвердила его надежность [18].

На таком же двигателе в процессе эксплуатации была обнаружена трещина направляющей ползуна крейцкопфа, которая находилась в нижней части кормовой направляющей и распространилась от угла ласточкина хвоста баббитовой заливки на тело крейцкопфа. Трещина пересекала ребро жесткости с раскрытием до 0,5 мм, общая длина ее составляла 300 мм.

При неудачном конструктивном решении трещины в поперечинах крейцкопфа могут приобрести массовый характер. На дизеле Фиат 909S, установленном на теплоходе «Джордано Бруно», в течение двух лет эксплуатации из-за появления трещин в ребрах жесткости вышли из строя все девять крейцкопфов, а на теплоходе «Федор Полетаев» в одном рейсе (70 сут) — 7 крейцкопфов [27].

К неисправностям крейцкопфов можно отнести появление коррозии на поверхности цапф с последующим повреждением подшипников. На теплоходе «Перекоп» во время заводского ремонта дизеля подшипники были демонтированы и отправлены в цех, а крейцкопф установлен на дубовые подушки без надлежащей изоляции. К концу ремонта вся нижняя поверхность цапф оказалась покрытой осповидными разъеданиями. Несмотря на то что цапфы тщательно полировали, во время заводских испытаний после ремонта крейцкопфных подшипников наблюдались случаи их перегрева. наволакивание баббита на масля-

ные канавки и налипание его на цапфы. Из-за этого обкатка подшипников заняла четверо суток, после чего удалось вывести дизель на режим 90 об/мин (около 50% мощности). В дальнейшем подшипники обкатывали еще несколько суток уже в рейсе [6].

Повреждения крейцкопфов, как правило, носят единичный характер, поэтому организация постоянного эксплуатационного контроля с помощью СТД вряд ли может быть экономически оправдана.

В судовых дизелях **мотылевые** и **рамовые подшипники** характеризуются более высокой надежностью, чем головные. Период их безотказной работы для двигателей трех основных фирм (по данным эксплуатации на судах отечественного флота) составляет соответственно: «Зульцер» — 10,4 и 167 тыс. ч, «Бурмейстер и Вайн» — 6,5 и 19,5 тыс. ч, МАН — 40 и 166 тыс. ч [38]. Это объясняется в первую очередь лучшими условиями смазки. Окружные скорости порядка 4—5 м/с создают благоприятные условия для образования устойчивого масляного клина.

Основные повреждения мотылевых и рамовых подшипников — это растрескивание, наволакивание и отставание баббита из-за нарушения технологии заливки или подгонки подшипника. Значительно реже встречаются случаи подплавления и тем более полного выплавления подшипников, причиной которых является нарушение смазки.

Большое значение для надежной работы подшипников коленчатого вала имеют деформации фундаментной рамы, связанные с работой самого дизеля, а также с деформацией корпуса судна. Растрескивание и отслаивание баббита может быть вызвано также вибрациями шеек коленчатого вала и его крупными колебаниями.

Характерный пример повреждения мотылевых подшипников приведен в работе [7]. При работе главного двигателя 8NVD36 на полной нагрузке в районе 4-го цилиндра появились сильные стуки. Нагрузку снизили до малых частот вращения, но стуки не прекратились. Через 50 мин двигатель остановили. Осмотр показал, что произошло полное выплавление обоих вкладышей мотылевого подшипника с задиром шейки коленчатого вала. При расследовании выяснилось, что в предыдущем рейсе уже было допущено подплавление того же подшипника с задиром шейки. Тогда повреждение шейки устранили ручной опиловкой и шлифовкой, однако цилиндричность шейки перед сборкой не была проверена. Это не было сделано и во время последующей стоянки в порту, что привело к повторной аварии с более тяжелыми последствиями.

Типичные повреждения рамовых подшипников происходили на судах типа «Выборг» [27]. Разрушения рамовых подшипников на дизель-генераторах 8NVD36 возникали в виде оспин и трещин, а затем баббит начинал выкрашиваться отдельными

участками. Следов подплавления не наблюдалось. Неисправность развивалась настолько быстро, что через 100—150 ч работы требовалась замена подшипников. По характеру повреждений был сделан вывод, что баббит выкрашивается в результате ударов рамовых шеек о подшипники. При проверке оказалось, что между подшипником и фундаментной рамой имелись зазоры до 0,2 мм, которые приводили к их деформации. После устранения зазоров с помощью прокладок выкрашивание рамовых подшипников прекратилось.

При оценке влияния деформаций фундаментной рамы на работоспособность подшипников коленчатого вала обращают на себя внимание низкие значения периодов безотказной работы мотылевых и особенно рамовых подшипников двигателей фирмы «Бурмейстер и Вайн». Связь между низкой надежностью подшипников и недостаточной жесткостью деталей остова двигателей представляется вполне очевидной (см. параграф 7). Работоспособность рамовых подшипников этих двигателей в 8 раз хуже, чем двигателей фирм «Зульцер» и МАН.

Из приведенных примеров видно, что характер повреждений мотылевых и рамовых подшипников аналогичен повреждениям подшипников крейцкопфа. Поэтому к ним применимы и выводы относительно выбора диагностических параметров при организации постоянного эксплуатационного контроля, которые были сделаны выше.

Коленчатый вал является самым ответственным и самым дорогим элементом судового дизеля. Его неисправность или поломка, как правило, связаны с потерей хода и продолжительным выводом судна из эксплуатации.

На выходном фланце коленчатого вала сосредоточивается вся развиваемая двигателем мощность, а само преобразование возвратно-поступательного движения поршней во вращательное движение кривошипов связано с пульсацией действующих на них сил и моментов. В результате этого элементы коленчатого вала постоянно испытывают переменные по величине и знаку напряжения изгиба и кручения.

К основным неисправностям коленчатых валов относят: усталостные трещины, проворачивание шеек в местах их запрессовки в щеки и повреждения поверхностей шеек в виде царапин, натиров или задиров.

Усталостные трещины — самый распространенный и самый опасный вид повреждения коленчатых валов, так как они развиваются без остаточных деформаций и на конечной стадии развития приводят к поломке коленчатого вала. По данным статистики, в 75% случаев поломка коленчатых валов совершилась из-за искривления их оси, например из-за деформации фундаментной рамы или неравномерного износа подшипников. Считается, что главной причиной таких поломок являются циклические изгибные напряжения. При этом 70% поломок колен-

чатых валов происходило по щекам, 20% — по мотылевым шейкам и 10% — по рамовым шейкам [7].

Рассмотрим случай поломки коленчатого вала из-за усталостных напряжений, произошедший с главным судовым двигателем Зульцер, описанный Е. И. Крыловым [18].

В момент аварии судно следовало в полном грузу в океане при благоприятных метеоусловиях. При постоянном режиме работы двигателя на полном ходу произошел резкий удар в носовой части картера. Двигатель был остановлен для осмотра и выяснения причин. При осмотре полости картера были обнаружены осколки белого металла в районе третьего цилиндра, а после демонтажа шатуна выявлена трещина на шатунной шейке коленчатого вала. В результате образования сквозной трещины носовая секция вала сместилась вперед настолько, что носовой противовес коснулся картера двигателя. Возникший при этом удар и послужил первым сигналом аварии. Осмотр показал, что трещина возникла в нижней части шатунной шейки в сопряжении с кормовой щекой в районе галтели и распространялась под углом приблизительно 45° через всю шейку до верхней поверхности. Были проверены места посадки щек на шейку, осмотрены детали движения и подшипники, но никаких других повреждений выявлено не было.

При осмотре на шейке обнаружен слой наплавленного металла размером $50 \times 15 \times 10$ мм, о чем в документах во время постройки и эксплуатации никаких отметок сделано не было. Кроме того, в изломе были видны большая область сглаженного металла в виде широкой полосы и несколько усадочных раковин. Таким образом, причиной аварии могло быть образование трещины вследствие ремонта, проведенного посредством наплавки во время эксплуатации или изготовления коленчатого вала, или технологический дефект в виде усадочных раковин, которые могли стать первопричиной усталостного разрушения.

По английской статистике, из общего числа дефектов, обнаруженных на коленчатых валах дизелей мощностью более 1470 кВт, 20% относится к смещению щек относительно шеек вала [7]. В практике эксплуатации нашего флота такие случаи также имеют место.

Как правило, щетки коленчатого вала проворачиваются в результате гидравлических ударов при попадании воды в цилиндр. Так, аварийное повреждение коленчатого вала двигателя Бурмейстер и Вайн 550VTBF110 (см. параграф 3) произошло при следующих обстоятельствах. После длительного перехода, в течение которого главный двигатель работал в режиме полного хода, на подходе к порту назначения двигатель был остановлен, и судно встало на якорь в ожидании лоцмана. Двигатель находился в постоянной готовности и через 1 ч 30 мин начались маневры. При первом же пуске подорвался предохранительный клапан на первом цилиндре. В дальнейшем при

прохувании ресивера в струе воздуха была замечена вода. Поэтому после остановки двигателя открыли горловину ресивера, и цилиндр был осмотрен через продувочные окна.

В ходе осмотра обнаружили поступление в цилиндр воды. Вскрытие крышки цилиндра позволило установить, что вода поступала через трещину во втулке, образовавшуюся на уровне посадочного бурта. Втулка была заменена запасной, и по окончании монтажных работ двигатель испытали в течение 10 мин на швартовах при частоте вращения, соответствующей режиму малого хода. После разгрузки судна двигатель был пущен в ход и в течение нескольких часов работал при 100 об/мин. Когда дали полный ход ($n=160$ об/мин), стал подрывать предохранительный клапан на первом цилиндре. После снижения частоты вращения при выходе в открытое море двигатель остановили. Предохранительный клапан и форсунка оказались исправными. Индицирование показало, что давление в конце сжатия p_c находится в пределах нормы, а максимальное давление сгорания p_z резко увеличивается и с ростом нагрузки выходит за нормальные пределы. Поэтому нагрузка на первый цилиндр была снижена.

С приходом в порт было проверено положение всех мотылей коленчатого вала. При замере расстояния от риска на первом мотыле при его положении в ВМТ до отметки на картерной стойке обнаружили, что оно увеличено на 120 мм. Осмотр места запрессовки шек мотыля на рамовой шейке коленчатого вала показал, что колено первого цилиндра провернулось на 6° по отношению к кривошипам остальных цилиндров и звездочке цепного привода верхнего и нижнего распределительных валов. По этой причине в первом цилиндре произошло нарушение фаз топливоподачи и газораспределения. Подача топлива сместилась в сторону опережения, и это вызвало отмеченный ранее рост давления сгорания. Смещение колена несколько нарушило уравновешенность двигателя.

Анализ показывает, что разворот колена первого цилиндра по отношению к остальной части вала явился следствием гидравлического удара в цилиндре, возникшего в момент пуска двигателя после полуторачасовой стоянки в состоянии готовности. В это время вода, поступавшая в цилиндр из находившейся под давлением полости охлаждения через трещины во втулке, скопилась в цилиндре.

Образование в цилиндре водотечной трещины могло быть обнаружено еще в рейсе по появлению пара в выпускных газах, а также пузырьков газов и воздуха в струе охлаждающей воды через смотровое стекло [7].

Появление в цилиндре воды могло быть обнаружено и во время якорной стоянки перед пуском, если бы были выполнены требования пп. 1.9.1 и 1.9.4 Правил технической эксплуатации судовых технических средств.

Причинами повреждений коленчатых валов могут быть и навигационные аварии. Два таких случая описаны Ю. И. Маслачковым и К. И. Поворовым [28]. Повреждение коленчатого вала главного двигателя МАНК9Z70/120А (см. параграф 14) произошло в результате столкновения теплохода «Высоцк» с филиппинским танкером «Диго Сейлинг». Ударом в кормовую часть был поврежден корпус, погнут дейдвудный вал, повреждены лопасти гребного винта, а рамовые шейки двух кормовых кривошипов провернулись в щеках коленчатого вала на углы от 1,9 до 11,6°. Смещение шеек привело к перекрытию маслоподводящих каналов. Коленчатый вал был восстановлен на штатном месте разворотом щек на нужный угол после их разогрева газовыми горелками при глубоком охлаждении рамовых шеек жидким азотом.

Коленчатый вал главного двигателя Бурмейстер и Вайн 874VT2BF160 (см. параграф 3) теплохода «Гамзат Цадаса» был поврежден в результате касания грунта винтом. При этом также в щеках двух кормовых кривошипов провернулись две рамовые и одна мотылевая шейки. Проворачивание мотылевой шейки привело к появлению боя рамовой шейки (1,2 мм) и опорной шейки упорного вала (0,36 мм). Антифрикционный металл одного из рамовых подшипников был полностью выдавлен, две шпильки крышки подшипника оборваны. На другом рамовом подшипнике белый металл был выдавлен на 2/3 и оборвана одна шпилька. Остальные повреждения были более легкими: погнуты шпильки крепления крышек отдельных подшипников, деформированы призонные болты во фланцевых соединениях и т. д.

Судно отправилось на ремонтную базу на шести цилиндрах при 50—55 об/мин. Ремонт коленчатого вала был выполнен аналогично первому случаю.

При неправильном хранении демонтированного коленчатого вала на его шейках могут появиться коррозионные повреждения глубиной до 0,5 мм. Их причиной обычно является установка вала на деревянных подушках, подложенных под шейки (их нужно подкладывать под щеки). Вследствие гигроскопичности дерева в местах его соприкосновения с металлом происходит интенсивная коррозия [18].

Аварийные повреждения коленчатых валов настолько редки, что диагностирование их технического состояния во время работы дизеля с целью обнаружения усталостных трещин или проворачивания шеек в местах запрессовки вряд ли представляется целесообразным. Опыт эксплуатации показывает, что для предотвращения внезапных отказов из-за поломки коленчатых валов или проворачивания щек достаточно соблюдать правила технической эксплуатации и регулярно проводить тщательный осмотр поверхности шеек коленчатого вала при ревизии с использованием средств дефектоскопии.

Шатунные болты во время работы двигателя могут разрываться. Авария в результате обрыва шатунных болтов развивается в определенной последовательности [7]. Нижняя часть разорванного болта стремится выпасть вниз. Если стержень болта хорошо пригнан к отверстию, то при обрыве около гайки (самый типичный случай) выпадение болта задерживается. Нагрузка на второй болт увеличивается. В результате выпадения болта или его частичного выхода ниже стыка половинок мотылевого подшипника стык раскрывается, вызывая изгиб и затем разрыв второго болта. Дальнейшие разрушения происходят от заклинивания шатуна между валом и фундаментной рамой или станиной двигателя. Это приводит к скручиванию и изгибу вала, разрушению станины или фундаментной рамы, изгибу шатуна, разрушению втулки и поршня.

Причиной разрушения шатунных болтов часто становятся нарушения правил технической эксплуатации и ремонта судовых дизелей. Так, в работе [7] приведен пример аварии четырехтактного вспомогательного двигателя, которая была обнаружена во время работы по сильному стуку. Двигатель остановили и при осмотре выявили обрыв обоих шатунных болтов первого цилиндра с разрушением блока и деталей движения. На мотылевым подшипнике аварийного цилиндра обнаружена сетка трещин и следы наклепа на шейке. Гайки оборванных шатунных болтов остались на месте, и состояние шплинтов было хорошим. Однако опорные поверхности гаек и головок оборванных болтов имели значительный наклеп. В местах разрыва болтов наблюдалась характерная шейка в виде сужения, один болт изогнулся в месте разрыва под углом 130° .

С момента установки на судно двигатель отработал 8500 ч. Шатунные болты за это время не заменяли, хотя допустимый срок их службы составляет 4000 ч. Вытяжку болтов также не контролировали. Срок последнего профилактического осмотра двигателя установить не удалось.

Шатунные болты остальных цилиндров имели вытяжку с максимальной разницей в их длине до 0,42 мм, диаметры шеек и зазоров в подшипниках — предельные износы и эллиптичность. Наклеп на опорных поверхностях гаек и головок шатунных болтов показывает, что перед аварией мотылевый подшипник работал с большим зазором, что привело к его подплавке из-за утечки масла. Увеличение зазора привело к чрезмерным динамическим нагрузкам на шатунные болты и к их обрыву.

Обрывы шатунных болтов могут происходить и по причинам, не связанным с нарушением правил эксплуатации. Так, например, произошло повреждение двигателя 8NVD36. Через 630 ч работы после ремонта сломался один шатунный болт в месте перехода стержня в головку. Место излома имело явно выраженный усталостный характер. Трещина развивалась от кон-

центратора напряжений в виде лыски, выпиленной под стопорный штифт в головке болта [7].

Самый простой способ предотвращения таких аварий — тщательное соблюдение требований по затяжке и стопорению шатунных болтов, контроль удлинения и внимательный осмотр с помощью лупы, а в подозрительных случаях — с использованием средств дефектоскопии.

Е. И. Крылов отмечает в [18], что надежных и гарантированных методов предотвращения подобных аварий не существует. Однако тяжелые последствия обрывов шатунных болтов и современный уровень развития измерительной техники, в частности бесконтактных устройств, делают целесообразным постоянный контроль их удлинения во время работы двигателя. В качестве диагностического признака при таком контроле могут быть использованы напряжения растяжения в теле болта, контролируемые с помощью тензометров, или напряжения сжатия в нижней головке шатуна. В последнем случае технология установки и конструкция датчика могут быть унифицированы.

10. ПОВРЕЖДЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Топливная аппаратура судовых дизелей включает в себя топливный насос высокого давления, форсуночный трубопровод и форсунку (одну или несколько). Обеспечение высокой надежности и долговечности работы основных деталей насоса, форсунки и форсуночного трубопровода является важнейшим требованием к топливной аппаратуре судовых дизелей. При этом должны обеспечиваться: устойчивые подачи топлива в соответствии с нагрузкой двигателя, впрыскивание топлива в цилиндр по заданному закону и, хорошее распыление топлива в объеме камеры сгорания.

По данным [2], для плунжерных пар судовых дизелей основными дефектами, лимитирующими их ресурс, являются износы прецизионных поверхностей золотниковой части плунжера и втулки. В среднем около 80% плунжерных пар бракуются по причине износа указанных поверхностей и потери гидравлической плотности ниже допустимых пределов. Средний износ золотниковой части плунжера втулки за 1 тыс. ч работы дизелей составляет 0,35—0,5 мкм, а фактический ресурс находится в среднем в пределах 6—13 тыс. ч. В дизелях типа ДКРН50/110 и ДКРН74/160 ресурс плунжерных пар лимитируется в большинстве случаев заклиниванием и задирами плунжеров, потерями плотности плунжерных пар из-за износов золотниковых и направляющих поверхностей. Среди вышедших из строя небольшую долю составляют плунжерные пары с кавитационными и эрозионными разрушениями рабочих прецизионных поверхностей плунжера и втулки. Есть случаи и коррозионного разрушения направляющих поверхностей. Ресурс плунжерных пар

дизелей типа ДКРН по причине потери гидравлической плотности ограничивается пределами 15—25 тыс. ч работы.

В целом основные дефекты по плунжерным парам сводятся к износу золотниковой части плунжера и втулки, заклиниванию и задирам прецизионных поверхностей, кавитационным и эрозийным разрушениям распределительных кромок плунжера и втулки, коррозионным разрушениям направляющих поверхностей и дефектам, связанным с трещинами втулок плунжерных пар. Ресурс непрерывной работы плунжерных пар ограничивается износом торцовых уплотнительных поверхностей втулок, требующим периодических притирок и доводочных работ. Срок между этими операциями находится в пределах 2—6 тыс. ч работы.

В судовых дизелях типа NVD/36, NVD/48 нагнетательные клапаны изнашиваются, теряют плотность по разгрузочному пояску и герметичность запорного конуса. Ресурс работы нагнетательного клапана по разгрузочному пояску этих дизелей оценивается примерно в 12—16 тыс. ч. Для восстановления герметичности запорного конуса нагнетательного клапана требуется взаимная притирка клапана к корпусу примерно через каждые 5—6 тыс. ч работы.

В судовых МОД типа KZ фирмы МАН выход из строя нагнетательных клапанов обусловлен износами поверхностей запорных конусов на корпусе и клапане, направляющих поверхностей хвостовика клапана, а также трещинами корпусов клапана. Кроме этого, эпизодически появляются случаи отрыва хвостовика нагнетательного клапана, его зависание и заклинивание.

Распылители форсунок являются наиболее уязвимым элементом топливной аппаратуры. В судовых дизелях типа ДКРН к числу характерных дефектов распылителей относят: повреждение уплотнительного торца (около 49%), зависание иглы распылителя (17%), потеря плотности (19%) и повреждения торцевой поверхности иглы (14%). В отъемных сопловых распылителях характерными дефектами являются износ отверстий (около 41%), распрессовка сопел (около 20%) и повреждения уплотнительных торцовых поверхностей (около 35%). Износ сопловых отверстий по диаметру на каждую тысячу часов работы составляет примерно 10—20 мкм.

Общий ресурс распылителей указанных дизелей с учетом периодических профилактических ремонтов оценивается примерно в 8—10 тыс. ч работы. Ресурс непрерывной работы распылителей форсунок лимитируется главным образом нарушением герметичности запорного конуса. Наиболее часто встречающиеся дефекты по различным типам дизелей, определяющие ресурс распылителей, сводятся к изнашиванию и потере герметичности запорного конуса, к коксованию отверстий распылителя и направляющей иглы. Кроме того, в эксплуатации наблюдаются трещины корпусов распылителей, повреждения (коррози-

онные и механические) сопрягаемых торцовых уплотнительных поверхностей. Часто встречается также изнашивание распыляющих отверстий соплового аппарата, зависание иглы распылителя, задиры его направляющих прецизионных поверхностей.

В дизелях типов NVD36, NVD48, 18Д ресурс распылителей лимитируется нарушением герметичности заpornого конуса, коксованием распыляющих отверстий. Из-за коксования и потери герметичности распылители бракуются через каждые 2,5—3 тыс. ч работы. Эти дефекты при ремонте могут быть частично устранены. Общий ресурс распылителей указанных дизелей с учетом профилактических ремонтов лежит в пределах 5—6 тыс. ч работы.

Доля отказов распылителей, связанных с износом и потерей подвижности иглы, составляет в зависимости от типа двигателя 39—88% [2].

По оценке зарубежных специалистов, около 75% распылителей судовых дизелей фирмы «Зульцер» бракуется по причине чрезмерного изнашивания распыляющих отверстий, а остальные — из-за изнашивания заpornого конуса распылителя. Средний ресурс распылителей этих дизелей колеблется в пределах 8—9 тыс. ч работы. Время между профилактическими ремонтами распылителей, т. е. ресурс непрерывной работы, составляет 1—1,5 тыс. ч работы.

К числу основных дефектов, присущих всем типам прецизионных деталей топливной аппаратуры, следует отнести: изнашивание и потерю гидравлической плотности прецизионных поверхностей плунжерных пар и, нагнетательных клапанов, изнашивание и потерю герметичности заpornых конусов распылителей и нагнетательных клапанов, задиры и схватывания направляющих прецизионных поверхностей плунжерных пар нагнетательных клапанов и распылителей. Изнашивание, приводящее к потере плотности и герметичности, является доминирующим в нарушении работоспособности прецизионных элементов. Схватывание и задиры подвижных элементов встречаются реже но присущи всем известным конструкциям прецизионных пар.

Одним из часто встречающихся видов повреждений ТНВД как клапанного, так и золотникового типа является кавитационное изнашивание их деталей (см. параграф 2). Такого рода повреждения свойственны и золотниковым ТНВД дизелей МАН 70/120 модификаций С и А₅. В них наблюдаются значительные кавитационные и эрозионные разрушения отсечных кромок плунжеров, отражательного и стопорного болтов, отсечных и всасывающих окон. В результате неисправностей топливной аппаратуры, например на судах типа «Выборг», происходит 60% всех вынужденных остановок в море.

Первоначальное изнашивание проявляется в виде отдельных точек, которые быстро превращаются в сыпь и раковины. Иссле-

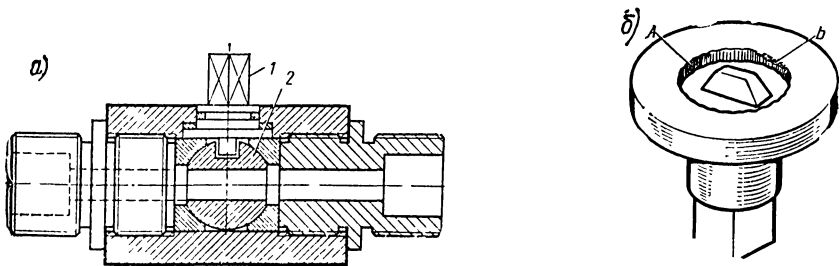


Рис. 71. Запорное устройство отсечного топлива ТНВД дизеля Зульцер Z40/48:

a — продольный разрез; *б* — разрушенный шток

дования, проведенные В. П. Шмелевым, показали, что главной причиной таких разрушений является высокая энергия струи топлива во время отсечки подачи ТНВД. Для предотвращения этих разрушений предложен ряд эффективных мероприятий, позволяющих снизить скорость истечения топлива в момент отсечки, тем не менее эта проблема в целом остается не решенной.

Мощные гидравлические удары, сопровождающие отсечку топлива, опасны не только для самой топливной аппаратуры. При неблагоприятном стечении обстоятельств они могут стать причиной серьезной аварии, например пожара в машинном отделении. Подобный случай произошел на теплоходе «Константин Симонов». В качестве главных двигателей на судах этой серии используются СОД Z40 фирмы «Зульцер». ТНВД этих дизелей регулируются по концу подачи и соединены короткими патрубками с общим коллектором отсечного топлива. На каждом патрубке предусмотрена шаровая пробка 2 для отключения соответствующего ТНВД от общей системы отсечки (рис. 71, *a*). В результате разрушения одной из этих пробок топливо начало фонтанировать из отсечного трубопровода в машинное отделение. Из-за попадания его на выпускной коллектор топливо воспламенилось и в машинном отделении вспыхнул пожар.

Анализ характера повреждений отсечного устройства показал, что оно разрушилось в результате образования кольцевой усталостной трещины в бурте штока (рис. 71, *б*). На последней стадии разрушения шток 1 был выдавлен вверх давлением топлива. Об усталостном характере трещины (зона А) свидетельствовало отсутствие следов остаточной деформации почти по всей линии излома. Только на небольшом участке трещины (около 5 мм) имелись следы усталостной деформации (зона Б).

Причиной возникновения усталостной трещины в штоке могли быть только гидравлические удары в отсечной магистрали, появляющиеся при работе ТНВД. Ее образованию способствовала концентрация напряжений по линии сопряжения бурта со штоком. Отсутствие в конструкции запорного устройства, фик-

сирующего положение штока и шаровой пробки, могло привести к самопроизвольному перекрытию отсечки магистрали вследствие вибрации и к резкому увеличению амплитуд колебаний давления в патрубке во время отсечки топлива.

Исследования, выполненные в ЛИВТе, показали, что нормальный износ поверхностей кулачковых шайб за весь срок службы судовых дизелей уменьшает коэффициент наполнения топливного насоса всего на 1%, а удельный расход топлива увеличивается при этом менее чем на 0,5%. Однако из-за высоких контактных напряжений характерной неисправностью ТНВД является образование трещин и выкрашивание поверхностей кулачков и роликов. По данным [27], массовое разрушение кулачков и роликов топливных насосов зарегистрировано на 10 судах серии «Красноград», на которых установлены двигатели Зульцер 6RD76. Основной причиной разрушения являлись дефекты сборки этих узлов, но были обнаружены и детали с очень мягкой поверхностью. Кроме того, после 1700 ч работы было обращено внимание на ненормальный износ рычагов, управляющих движением всасывающих клапанов топливных насосов. Зазор между рычагом и кромкой муфты толкателя достиг 0,33—0,85 мм при максимально допустимом 0,2 мм. При осмотре и испытании этих деталей обнаружилось, что термически обработанные площадки имеют слишком мягкую поверхность.

Из приведенных данных видно многообразие дефектов в прецизионных деталях и приводах, непосредственно лимитирующих ресурс и надежность работы топливной аппаратуры. Причины появления тех или иных дефектов также многообразны и определяются конструктивными особенностями аппаратуры, а также условиями ее производства и эксплуатации.

Важной особенностью повреждений топливной аппаратуры является то, что они серьезно отражаются на экономичности двигателя. С точки зрения управления индикаторным процессом существенное значение имеет не только цикловая подача топлива, но и момент начала подачи, и давление распыливания, и изменение давления во время впрыска. В связи с этим наиболее информативным диагностическим параметром для выявления повреждений топливной аппаратуры можно считать осциллограмму давления топлива у форсунки.

11. ПОВРЕЖДЕНИЯ СИСТЕМ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ

К системам воздухообмена можно отнести системы газообмена и наддува судовых дизелей. Как правило, повреждения этих систем приводят к ухудшению воздухообмена двигателя, уменьшению коэффициента избытка воздуха при сгорании, снижению экономичности индикаторного процесса и увеличению уровня теплонапряженности деталей ЦПГ.

Такого рода повреждения могут проявляться в виде постепенных отказов, выражающихся в медленном ухудшении параметров систем газообмена и наддува, или в виде внезапных отказов.

Постепенные отказы СВС, как правило, связаны с загрязнением отдельных участков воздушного и газораспределительного тракта (воздушных фильтров ГТН, проточной части компрессора, воздушных холодильников, продувочных и выпускных окон, предохранительных решеток перед ГТН, соплового аппарата и лопаток турбины и т. д.). В результате увеличивается гидравлическое сопротивление тракта, растут потери давления продувочного воздуха, снижается эффективность ГТН. Это приводит не только к ухудшению индикаторного процесса и повышению уровня тепловой напряженности дизеля, но и уменьшает запас ГТН по помпажу. Чтобы уйти от помпажной зоны, приходится снижать мощность дизеля. Диагностирование ухудшения состояния газораспределительного тракта может осуществляться по данным эксплуатационного контроля с помощью штатных КИП (см. параграф 12).

Внезапные отказы СВС достаточно редки, но практически всегда приводят к полному или частичному отказу всего двигателя. Наиболее распространенным видом внезапного отказа СВС является помпаж ГТН.

Рассматривая помпаж ГТН как следствие загрязнений СВС, можно выделить следующие причины [46].

1. Загрязнение приемных воздушных фильтров ГТН. Для предотвращения увеличения сопротивления фильтров необходимо промывать их и чистить приблизительно 1 раз в неделю.

2. Загрязнение проточной части компрессора и направляющего аппарата. Наличие отложений толщиной 0,2 мм на лопатках ротора и диффузора снижает к. п. д. компрессора приблизительно на 5%, особенно у ГТН небольших размеров. Для поддержания проточных частей ГТН в чистом состоянии рекомендуется регулярная промывка турбин и компрессоров на ходу без их разборки.

3. Загрязнение воздушного холодильника, которое приводит к повышению его воздушного сопротивления. Воздушный холодильник необходимо промывать приблизительно 1 раз в полтора-два года эксплуатации. При возникновении помпажа в результате загрязнения воздушного компрессора приходится снижать частоту вращения двигателя. Выпуск части воздуха из продувочного ресивера связан с уменьшением воздушного заряда в цилиндре и поэтому не может быть рекомендован в качестве постоянной меры для повышения устойчивости работы ГТН. Для борьбы с возникновением помпажа можно временно использовать перерегулировку ТНВД цилиндров, работающих на помпажный ГТН. Нагрузка на эти цилиндры должна быть несколько увеличена.

4. Помпаж, причиной которого является отложение нагара на лопатках или сопловом аппарате турбины. Быстрый занос проточной части турбины отложениями вызывается неправильным использованием топлив и цилиндрического масла, а также неисправностью работы форсунок. Определенную роль в изменении состояния проточной части турбины играет степень подогрева топлива. Допустимая вязкость топлива, согласно фирменным данным, обычно лежит в достаточно широких пределах. При перегреве топлива может возникнуть его вскипание в ТНВД и перерывы в подаче топлива к форсунке. В результате пропуска вспышек в отдельных цилиндрах может произойти срыв потока газов, проходящих через турбину, с переходом ГТН в режим помпажа. Отдельные фракции перегретого топлива догорают в выпускной системе, вызывая интенсивное загрязнение проточной части турбины.

Следует иметь в виду, что помпаж может быть вызван и повреждениями отдельных элементов системы газораспределения или износом и поломкой поршневых колец. У двигателей Зульцер RD76 помпаж ГТН наступает при одновременной поломке двух нижних и трех верхних поршневых колец одного из цилиндров. Помпаж может быть вызван изгибом или поломкой пластин выпускных заслонок у двигателей типа RD. Чаще всего причиной таких поломок является попадание обломков колец под пластины. Если в каждом ряду оказывается сломанной по одной пластине, помпаж ГТН может и не возникнуть. Однако температура выпускных газов после цилиндра с таким повреждением заслонки будет на 5—8% ниже, чем у остальных цилиндров, что может быть использовано для диагностирования СВС.

Занос продуктами сгорания предохранительных решеток перед ГТН также может быть причиной помпажа. Несмотря на то, что проходное сечение решеток достаточно велико, в эксплуатации наблюдаются случаи помпажа, связанные с их загрязнением. Особенно часто они возникают по этой причине на двигателях Бурмейстер и Вайн. Занос продуктами сгорания выпускных окон цилиндров также может привести к помпажу.

Для предотвращения постепенных отказов, связанных с загрязнением газоздушного тракта, достаточно поддерживать его чистоту промывкой проточной части компрессора турбины и воздушных холодильников.

В дизеле с контурными схемами газообмена опасен заброс газов в продувочный ресивер, который может быть причиной возгорания масляных остатков в подпоршневом пространстве и продувочном ресивере.

Этот вид аварийных повреждений характерен для двигателей фирмы МАН типа K8Z70/120E (см. параграф 4). Длительная эксплуатация этих двигателей показала, что пожар в воздушном тракте — явление довольно распространенное. При по-

жарах в ресивере продувочного воздуха и в подпоршневых пространствах значительно повышается температура блока цилиндра, цилиндрических втулок, поршней и поршневых колец. Это вызывает деформацию деталей, потерю упругости поршневых колец и их поломку. Разложение масла на стенках цилиндра при сгорании масляной пленки приводит к образованию задиры на поршнях и втулках. Кроме того, в результате повышения температуры в нижней части втулки зачастую сгорают или вытекают нижние уплотнительные кольца, что дает возможность прорваться охлаждающей воде между блоком цилиндра и втулкой. Вследствие этого вода попадает через продувочные окна внутрь цилиндра и вызывает резкое охлаждение цилиндрической втулки (образуются трещины), смывает масляную пленку и вызывает задиры, а в особо тяжелых случаях заклинивание поршня. Кроме заброса газов в результате загорания выпускных окон, причиной возникновения пожаров в продувочных ресиверах и подпоршневых пространствах могут быть прорывы газов между замками поршневых колец или между зеркалом цилиндрической втулки и поршневыми кольцами из-за их поломки и потери упругости. Подобный прорыв газов может произойти в результате неравномерного износа втулки.

Возникновению пожаров в продувочном ресивере и подпоршневых пространствах способствует отложение там гудронообразной массы, скапливающейся при работе двигателя и состоящей из не полностью сгоревших остатков топлива, разбавленного цилиндрическим маслом. Образованию таких отложений способствует длительная работа двигателя на долевых режимах, так как в дизелях этого типа не предусмотрено автоматическое изменение подачи масла с увеличением нагрузки. При прохождении судном узкостей, каналов, при движении в тумане и т. д. происходит неполное сгорание топлива, подаваемого в цилиндр, с образованием большого количества нагара, а в ресивере продувочного воздуха, в подпоршневых пространствах скапливается значительное количество излишков цилиндрического масла.

Признаком возникновения пожара в подпоршневой полости и продувочном ресивере является резкое повышение температуры выпускных газов на выходе из того цилиндра, в районе которого возник пожар. При обнаружении такого повышения температуры следует сразу же снизить частоту вращения двигателя до минимально устойчивой и одновременно выключить ТНВД того цилиндра, где возникло возгорание. Если возгорание было обнаружено своевременно, а в продувочном ресивере и в подпоршневых полостях скопилось сравнительно мало отложений, то пожар через 5—10 мин полностью прекращается и не вызывает тяжелых последствий. В этих случаях после прекращения горения можно включить подачу топлива в отключенный цилиндр и постепенно повышать частоту вращения двигателя, наблюдая за температурой выпускных газов.

В случае если ликвидировать пожар таким способом в короткое время не удастся, необходимо остановить двигатель и гасить пожар с помощью специальной системы пожаротушения. Практика показывает, что при этом детали ЦПГ, а иногда и блок-цилиндров подвергаются разрушениям, так как во время пожара они нагреваются до значительной температуры, а при резком охлаждении в них образуются термические трещины. Поэтому после ликвидации пожара необходимо тщательно осмотреть блок цилиндра, детали ЦПГ и клапаны подпоршневой полости. Дефектные детали должны быть заменены.

Пожары в подпоршневых пространствах характерны не только для двигателей МАН но и для двигателей Бурмейстер и Вайн.

В крейцкопфных двигателях Бурмейстер и Вайн (см. параграф 3) подпоршневые пространства являются частью общего ресивера продувочного воздуха. В них при работе двигателя постепенно скапливаются масло, продукты его окисления и полимеризации, снимаемые кольцами с поверхности втулок рабочих цилиндров. Кроме того, масло заносится в ресивер из цилиндра прорывающимися через продувочные окна газами и откладывается на вертикальных стенках ресивера. Эти отложения воспаляются в результате прорыва из цилиндра горячих газов и искр. Горящие частицы отрываются от стенок ресивера и, падая в нижнюю его часть, воспаляют основную массу масляных отложений.

Были случаи, когда своевременно не потушенный пожар в ресивере приводил к деформации его стенок, ослаблению затяга анкерных связей и появлению зазора в стыке между блоком и коробкой ресивера. Если этот зазор своевременно не устранить, то блок смещается относительно ресивера в горизонтальном направлении. Одновременно происходит вертикальное смещение между цилиндрами, сопровождающееся ослаблением затяга скрепляющих их призонных болтов и поломкой фланцев смежных вертикальных поверхностей блоков.

Для своевременного обнаружения пожара рекомендуется размещать в подпоршневых полостях датчики температуры, которые в комплексе с сигнализирующими приборами давали бы предупредительный аварийный сигнал при повышении температуры более 120° С. При возникновении пожара в продувочном ресивере для его ликвидации следует подать в подпоршневые полости или ресивер углекислоту, пар или мелко распыленную воду.

Иногда повреждение системы воздухооборудования может быть вызвано не только возникновением пожара, но и скоплением воды в газовыпускном тракте. Примером такой аварии может служить случай с главным двигателем 8ДКРН74/165-3 (см. параграф 3) теплохода «Капитан Василий Кулик» [3].

Авария двигателя, который к этому моменту проработал всего 658 ч, произошла из-за попадания воды в цилиндр № 8, в

результате чего шпильки, крепящие корпус выпускного клапана на крышке, вытянулись на 20 мм, шток поршня и шатуны деформировались, на носовой параллели правого борта образовалась трещина.

Во время работы дизеля с частотой вращения 120 об/мин (при частоте вращения ротора ГТН 7500 об/мин) в районе кормового турбокомпрессора послышался удар, а из приемного воздушного патрубка пошел пар и потекла вода. После разборки кормового турбокомпрессора в нижней полости газовойпускной части 1 (рис. 72) были обнаружены:

пять болтов 2, крепящих чугунный предохраняющий кожух 3, и несколько стопорных шайб. Шестой болт и несколько стопорных шайб найдены в газовойпускном тракте: шесть оборванных болтов 4, крепящих стальное кольцо к предохраняющему кожуху, головки этих болтов неравномерно срезаны на $1/3$ — $2/3$ высоты и имели цвета побежалости; куски разрушенного предохраняющего кожуха 3 и газовойпускной части кожуха турбокомпрессора (два куска кожуха были найдены в носовом турбокомпрессоре); куски разрушенного бронзового уплотнения 6; оборванные концы замков 5, крепящих лопатки на диске турбины.

Внутренняя стенка газовойпускной части корпуса турбокомпрессора была разрушена в двух местах. Площади пробоин 7 соответственно 240 и 130 см². Имелись повреждения (погнутость) 37 лопаток турбины и другие дефекты.

Таким образом, причиной аварии дизеля явилось вывинчивание болтов 2 и как следствие разрыв чугунного предохраняющего кожуха 3 с разрушением его кусками внутренней стенки газопроточной части 1 турбокомпрессора.

Было также установлено, что если застопорить необжатый болт шайбой примененной конструкции, то болт можно свободно вывинтить.

Очевидно, после самопроизвольного вывинчивания болтов 2 кожух 3 опустился уплотнением 6 на вал ротора с перекосом, прижавшись нижними болтами 4 к диску турбины в районе расположения замков 5. В результате такого контакта частота вра-

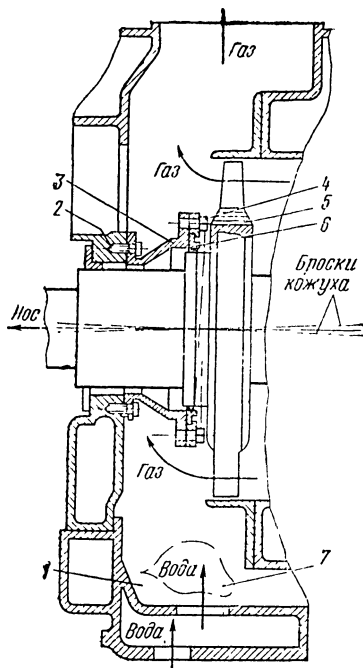


Рис. 72. Схема повреждения турбокомпрессора Т680Е

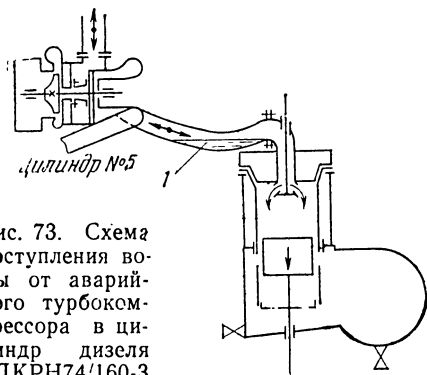


Рис. 73. Схема поступления воды от аварийного турбокомпрессора в цилиндр дизеля 8ДКРН74/160-3
1 — критический уровень воды

диск, ротор и проставку, то разрушение кожуха могло произойти и при значительно меньшей частоте вращения. Через две пробойны охлаждающая вода из зарубашечного пространства газовыпускной части кормового турбокомпрессора поступила в цилиндр № 8 в выпускной патрубке и выпускной клапан при движении поршня в НМТ (рис. 73). В результате поступления в цилиндр не менее 60 л воды возник гидравлический удар, вызвавший повреждения цилиндра.

Этот пример можно было бы отнести к случайности, однако он еще раз подтверждает важность тщательного выполнения не только специальных, но и общих требований Правил технической эксплуатации судовых технических средств, в том числе пункта 3.2.7.11.

Глава III

ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ ОТКАЗОВ ДИЗЕЛЕЙ С ПОМОЩЬЮ СРЕДСТВ БЕЗРАЗБОРНОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

12. ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ ОТКАЗОВ С ПОМОЩЬЮ ШТАТНЫХ КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Данные постоянного эксплуатационного контроля теплотехнических характеристик и показателей тепловой и механической напряженности дизеля, получаемые с помощью штатных КИП, всегда использовались механиками для оценки изменения технического состояния его узлов и систем.

Квалификация механика и накопленный им опыт эксплуатации конкретного двигателя играют главную роль в правильности таких оценок. На практике это подтверждается закреплением механиков за судами или группами судов, так как двигатели даже одной модели, изготовленные на одном и том же за-

воде по одной и той же документации, по-разному ведут себя в эксплуатации. Эти тонкости зачастую имеют решающее значение при выявлении неисправностей на ранних стадиях их возникновения или для их предупреждения за счет соответствующей регулировки, или для назначения щадящего режима.

Кроме того, традиционно используемые КИП контролируют только косвенные показатели тепловой и механической напряженности: температуру выпускных газов, температуры охлаждающих жидкостей на входе и на выходе, указатель нагрузки, среднее индикаторное давление и т. д.

При этом, как показали исследования на судах, соответствие между косвенными и объективными показателями тепловой напряженности, зафиксированное во время стендовых или ходовых испытаний, сохраняется только при условии неизменного технического состояния всего двигателя. При изменении ТС эти соответствия нарушаются, и попытка их использования в новых условиях вводит механиков в заблуждение.

Оценка тепловой напряженности по температуре выпускных газов может быть приведена в качестве примера. Считается, что при работе дизеля в условиях нагрузочной характеристики ($n = \text{const}$) между уровнем теплонапряженности деталей ЦПГ и температурой выпускных газов имеется однозначное соответствие, что подтверждается многими испытаниями [9].

Заводские инструкции также часто рекомендуют ограничивать тепловую нагрузку дизелей по температуре выпускных газов. В частности, такие рекомендации имеются и для главных двигателей 8ZD72/48, установленных на рыболовных траулерах типа «Прометей». Эти двухтактные тронковые дизели мощностью 2885 кВт работают на ВРШ с валогенератором при постоянной частоте вращения 214 об/мин. Так как на этих дизелях нет индикаторного привода, во время эксплуатации нагрузка поддерживается по температуре выпускных газов. В соответствии с рекомендациями Гипрорыбфлота, эксплуатационная мощность этих дизелей ограничена 2650 кВт, а предельное значение температуры выпускных газов установлено на уровне 370—375 °С.

Однако испытания на рыболовном траулере «Азов», проведенные НВИМУ* с термометрированием деталей ЦПГ, показали, что при соблюдении условия $t_p = \text{const} = 370^\circ\text{C}$ температуры деталей ЦПГ постепенно увеличиваются, достигая в поршне за первым поршневым кольцом 240 °С (при ходовых испытаниях и в начале рейса — 190 °С).

В связи с тем что по мере наработки техническое состояние главного двигателя и корпуса судна ухудшается, несмотря на проведение профилактических и ремонтных работ, практикой

* Испытания подготовили и провели В. А. Гончаров, Л. А. Шишкин, А. А. Юрпалов.

эксплуатации выработано периодическое проведение теплотехнических испытаний, по результатам которых корректируются нормы расходов топлива и масла, уточняются ограничительные значения основных показателей работы дизеля, а также техническая скорость судна.

Таким образом, предотвращение отказов судовых дизелей на основе использования штатных КИП обеспечивается сложным комплексом мероприятий. Однако нужно заметить, что эти мероприятия оказываются эффективными главным образом для предотвращения постепенных отказов. В предотвращении внезапных отказов механику остается рассчитывать на срабатывание аварийно-предупредительной сигнализации и на свою интуицию.

13. ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ ОТКАЗОВ С ПОМОЩЬЮ ЛОКАЛЬНЫХ СИСТЕМ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

В последнее десятилетие темп обновления моделей судовых дизелей резко возрос. В связи с этим заметно сократилось число двигателей конкретных модификаций, находящихся в эксплуатации. Это практически исключило возможность получения достаточно представительных статистических данных для обоснования периодичности их обслуживания. В связи с этим участились случаи разборки узлов и систем дизелей по планам-графикам с выполнением больших объемов работ без действительной необходимости. Это становится ясным после того, как двигатель вскрыт и произведены необходимые замеры, на что напрасно затрачены время и силы. По данным Фленнбургского исследовательского института, 56% вскрытий ЦПГ обследованных двигателей фирмы МАН было преждевременным, а согласно другим источникам, эта цифра по двигателям типа RD фирмы «Зульцер», эксплуатируемых на судах ПНР, достигает 70%. Одновременно возрос уровень форсировки судовых дизелей, увеличилась их сложность, а также повысились требования к более полному использованию их построечной мощности в связи с интенсивностью работы флота.

В эти же годы благодаря бурному развитию микро-ЭВМ и измерительной техники стали доступными для контроля параметры, непосредственно характеризующие уровень тепловой и механической напряженности, их виброакустические характеристики и т. д.

Все это создало предпосылки для возникновения нового направления в эксплуатации СЭУ — безразборной функциональной технической диагностики.

Решение диагностических задач — оценки ТС и выявления отказавшего узла — традиционно осуществлялось с помощью КИП и аварийно-предупредительной сигнализации.

Основными отличиями диагностических систем от традиционных СЦК являются связь диагностического признака с условиями работы и введение формализованных процедур определения неисправности.

В основе всех известных систем диагностирования дизелей лежит сравнение их фактического состояния с эталонным. Практически это осуществляется сравнением измеренных (или осредненных) значений контролируемых диагностических параметров с их эталонными значениями. В этом состоит существенное отличие СТД от СЦК, в которых текущее значение контролируемого параметра сравнивается с его предельным значением, заданным уставкой.

Разработка СТД различной сложности для судовых дизелей началась с середины 60-х годов. В начале 70-х годов ряд зарубежных фирм выпустил на рынок СТД, базирующиеся на использовании микро-ЭВМ [40].

Л. Г. Соболевым, В. А. Залитисом и другими исследована возможность решения диагностических задач на основе использования простейших однофакторных уравнений вида $y = ax + b$. Для этого потребовалось проанализировать большое число зависимостей, построенных по результатам эксплуатационных испытаний судов с диагностическими системами, и отобрать наиболее информативные из этих зависимостей, позволяющие достаточно точно предсказывать влияние режимных факторов на диагностический параметр. При этом в качестве основных требований к ЭММ были выдвинуты требования линейности (проверяемые по коэффициенту корреляции) и минимума относительной среднеквадратичной погрешности.

В результате анализа около 1000 зависимостей, выполненного на ЭВМ, были выделены 300 наиболее подходящих из них, из которых были отобраны 12 уравнений, составивших основу диагностической модели судового дизеля. Например, для диагностирования деталей ЦПГ по параметрам тепловой напряженности были выбраны следующие многофакторные зависимости:

$$t_{\text{сТ}} = C_0 + C_1 n t_{\text{п}} \frac{p_l + p_s}{t_r - t_s};$$

$$t_{\text{вТ}} = C_0 + C_1 \frac{p_l p_{\gamma} p_s}{a_{nz} p_c};$$

$$t_{\text{вТ}} = C_0 + C_1 \frac{p_l}{p_z}.$$

Эти эмпирические выражения по существу являются линейными, так как заменой переменных легко сводятся к однофакторным. Для вычислений по этим выражениям эталонных значений ДП действительно достаточно настольных программируемых калькуляторов. Однако сама методика их получения пред-

ставляется довольно громоздкой, не говоря о необходимости использования для этого мощных ЭВМ.

Для получения эталонных математических моделей непосредственно на судах в условиях их эксплуатации желательно использовать более простые и в то же время достаточно универсальные методы. К таким методам в первую очередь относятся графоаналитические. При их использовании наглядность результатов сочетается с возможностью корректировать ход построения, своевременно выявляя ошибки в расчетах и грубые промахи в экспериментах.

Одним из таких методов является метод эталонных параметров, разработанный в ЦНИИМФе. Этот метод широко используется в исследованиях и расчетах, в том числе и для оценки технического состояния судовых дизелей [20]. В основу этого графоаналитического метода положено допущение в том, что изменение функции отклика полностью определяется влиянием значимых и независимых друг от друга факторов. Это влияние оценивается относительным изменением функции отклика в результате относительных отклонений от исходного значения каждого фактора (аргумента).

Подобный метод, заключающийся в контроле во время эксплуатации отклонений функциональных зависимостей вида $t_r(N_i)$; $n(p_i)$; $p_z(p_i)$ и ряда других от их эталонных значений, рекомендуется фирмой «Бурмейстер и Вайн». Степень отклонения таких зависимостей, полученных в процессе эксплуатации, от эталонных характеризует изменение технического состояния двигателя в целом или отдельных его узлов. Но в отличие от метода эталонных параметров все зависимости являются однофакторными.

Использование метода эталонных параметров в судовых условиях, как показывает опыт, не встречает принципиальных трудностей, однако требует довольно много времени для вычислений. Простота реализации пассивного эксперимента является его безусловным достоинством. Однако полученный практический опыт построения ЭММ по данным пассивного эксперимента показал, что этой методике присущи серьезные недостатки.

Одним из существенных недостатков пассивного эксперимента при исследовании судового дизеля является то, что для набора статистики эксплуатационных режимов с достаточно широким диапазоном изменения всех влияющих факторов (например, для получения режимов тяжелой винтовой характеристики) при пассивном эксперименте необходимо довольно продолжительное время. За это время ТС двигателя заметно изменяется, что приводит к размытости получаемых эталонных характеристик, т. е. к увеличению доверительного интервала при том же уровне надежности. Другой существенный недостаток — невозможность разрыва сильной корреляционной связи, существующей между основными параметрами двигателя в реальных условиях плава-

ния. Так, при работе дизеля по винтовой или нагрузочной (на всережимном регуляторе) характеристикам, типичным для судов исследуемого класса, существует сильная скоррелированность между топливоподачей, определяемой положением указателя нагрузки УН, и основными параметрами рабочего процесса: p_i , p_c , p_z , t_r и т. д. В то же время в модель должны включаться факторы, существенно влияющие на выбранный диагностический параметр двигателя и мало зависящие друг от друга. Значимость отдельных факторов выявляется при построении модели, но только в том случае, когда они значительно изменялись в эксперименте. В условиях плавания разорвать корреляцию и существенно изменить отдельный фактор независимо от остальных при пассивном эксперименте зачастую невозможно. Поэтому при построении модели статистическими методами на основе пассивного эксперимента приходится сталкиваться с плохо обусловленной или некорректно поставленной задачей идентификации, когда малым изменениям факторов соответствуют значительные изменения откликов.

Вследствие этого иногда появляются предложения об исключении некоторых сильно скоррелированных факторов из уравнения регрессии.

Например, ввиду однозначности взаимосвязей между p_i , p_s и n в условиях работы двигателя по винтовой характеристике при его неизменном техническом состоянии предлагается подбирать эмпирические формулы ЭММ для $t_{вТ}$ в виде

$$t_{вТ}^{\partial T} = k_1 + k_2 n^{\alpha_1} p_i^{\alpha_2} t_s^{\alpha_3}.$$

Для случаев, когда винтовые характеристики в реальных условиях плавания очень близки друг к другу, считается возможным привести это уравнение к виду

$$t_{вТ}^{\partial T} = k_1 + k_2 n^{\alpha_1} t_s^{\alpha_3}.$$

Учитывая малые изменения t_s в реальных условиях плавания, этот член также исключается из уравнения:

$$t_{вТ}^{\partial T} = k_1 + k_2 n^{\alpha_1}.$$

Такие упрощения значительно обедняют диагностическую модель. В результате в случае изменения отброшенных факторов в условиях эксплуатации учет их влияния на диагностический параметр оказывается невозможным.

Эти недостатки пассивного эксперимента привели к попыткам реализации в условиях судна методики активного планирования эксперимента с привлечением теории планирования экстремальных экспериментов. Однако один из условий активного планирования эксперимента является управляемость объекта, т. е. возможность независимого управляемого изменения каждо-

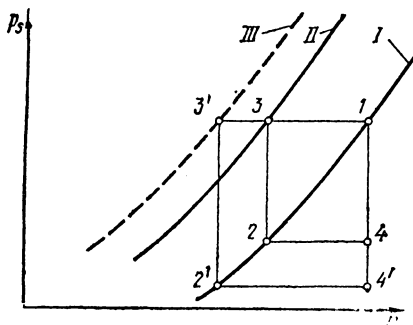


Рис. 74. Схема изменения давления продувочного воздуха p_s при реализации пассивного эксперимента:

I—III — движение судна соответственно в балласте, в грузу, в грузу на циркуляции; 1—3, 2', 3' — режимы при нормальной работе системы наддува; 4, 4' — режимы при стравливании воздуха из продувочного ресивера

го из влияющих факторов в заданных пределах. Выполнить это условие помогает необходимость получения ЭММ для каждого цилиндра в отдельности. В связи с этим можно изменять количество и фазы подачи топлива по цилиндрам независимо от заданного режима работы дизеля и таким образом разорвать корреляционную связь между p_i и n . В этом случае заданная частота вращения двигателя поддерживается всережимным регулятором независимо от изменения подачи топлива в цилиндр, на котором осуществляется эксперимент.

Наличие в составе СТД системы контроля параметров индикаторного процесса (например, НКЗ в СТД формы «Аутроника») значительно упрощает получение на каждом цилиндре заданного сочетания параметров.

Однако и при этих условиях остается жесткая корреляционная связь между частотой вращения и давлением продувочного воздуха p_s . При варьировании каждого из этих факторов на двух уровнях требуется обеспечить четыре сочетания $p_s(n)$ (рис. 74). Как видно из этого рисунка, точки 1 и 2 получаются в условиях легкой винтовой характеристики при движении судна в балласте простым изменением режима, а точка 3 — при движении судна в грузу. Для увеличения диапазона варьирования можно еще больше утяжелить винтовую характеристику, использовав движение судна по циркуляции с максимальной перекладкой руля.

Сложнее реализовать сочетание низких давлений продувочного воздуха с высокой частотой вращения. Однако и эта трудность может быть преодолена стравливанием воздуха из продувочного ресивера. Как показали эксперименты на двигателе 8RND90, для снижения давления p_s на 0,01 МПа оказалось достаточно выворачивать по одному болты крепления крышки горловины продувочного ресивера.

При реализации этой методики необходимо следить за тем, чтобы режимы работы дизеля, соответствующие точкам 3 или 3', не оказались за пределами ограничительной характеристики.

Таким образом, можно обеспечить независимое изменение всех факторов, входящих в уравнение Хансена:

$$t_{ЭТ} = k_2 t_s^{1,25} p_i^{1,5} n^{0,35} p_s^{-1,2}$$

Как известно, для получения регрессионного полинома первой степени число экспериментов при реализации полного факторного эксперимента на двух уровнях определяется величиной

$$N = 2^m,$$

где N — общее число активных экспериментов;
 m — число влияющих факторов.

Отсюда видно, что при использовании тех же четырех факторов, что и в формуле Хансена, для проведения полного факторного эксперимента на двигателе потребуется провести измерения всего на 16 режимах.

Так как методология планирования активных экспериментов подробно изложена в большом числе публикаций, например [4, 39, 45] и др., остановимся только на оценке возможностей ее использования для получения диагностических моделей.

К достоинствам активных планируемых экспериментов по сравнению с пассивными экспериментами относятся: значительное сокращение объема измерений; получение моделей более высокого качества, с меньшей дисперсией адекватности и с учетом взаимного влияния факторов; значительное сокращение времени, необходимого для получения модели; возможность выполнения всех вычислений с помощью настольного программируемого калькулятора типа «Электроника БЗ-34», получение несмешанных оценок коэффициента регрессии, что позволяет незначимые факторы из уравнений без пересчета остальных коэффициентов.

К недостаткам АПЭ можно отнести: необходимость выполнения работ по регулировке ТНВД и стравливанию воздуха из продувочного ресивера, а также по восстановлению исходной регулировки двигателя после выполнения программы эксперимента; возможные потери ходового времени при реализации режимов на пониженной частоте вращения (такие потери могут быть сведены к минимуму при совмещении этих режимов с вводом двигателя в режим и с выводом его из режима полного хода).

Кроме того, нужно признать, что даже при использовании аппаратуры контроля параметров индикаторного процесса трудно сразу вывести двигатель на заданной матрицей планирования режим. Это объясняется инерционностью судна и самого двигателя, поэтому обычно нужный режим устанавливается в результате последовательных приближений, при каждом из которых выполняется полный объем измерений. Однако при обработке данных АПЭ учитываются только режимы, соответствующие плану. Остальные измерения теряются, хотя в них содержится ценная информация с взаимосвязи ДП с включенными в модель факторами.

Для использования этой информации целесообразно объединить активно планируемый эксперимент с методом эталонных

параметров. Такой обобщенный метод эталонных параметров объединяет в себе достоинства активных планируемых и пассивных экспериментов:

широкое и независимое варьирование факторов, входящих в ЭММ;

получение ЭММ в короткие сроки, что обеспечивает неизменность ТС двигателя;

возможность выполнения всех необходимых для получения ЭММ расчетов непосредственно на судне с использованием микрокалькуляторов;

повышение точности получаемых ЭММ во всем диапазоне возможных режимов полной эксплуатационной мощности (режимов полного хода);

возможность проверки значимости коэффициентов регрессии и адекватности получаемых моделей с использованием табличных значений критериев Стьюдента и Фишера;

учет возможной нелинейности модели при переходе к мультипликативной форме регрессионного полинома без увеличения числа планируемых экспериментов (за счет утилизации пробных измерений).

Объединив достоинства обоих методов, ОМЭП включил в себя и их недостатки — трудоемкость реализации АПЭ на двигателе и относительно большой объем вычислений МЭП.

Подводя итог анализу методов получения ЭММ, не требующих для расчета $ДП_{эт}$ использования ЭВМ, можно сказать, что, несмотря на большую трудоемкость, более целесообразным представляется использование ОМЭП. Трудно рассчитывать на то, что этот метод (особенно его расчетная часть) будет сразу доступен каждому механику, эксплуатирующему двигатели с СТД. Несмотря на простоту вычислений, они все же требуют некоторой подготовленности в области математической статистики и теории вероятности. Но несомненно, что овладение этим методом и его использование инженерами-теплотехниками при проведении теплотехнических испытаний на судах вполне возможно.

Опыт получения и использования эталонных математических моделей с применением методик пассивного эксперимента, активного планируемого эксперимента и обобщенного метода эталонных параметров для разных ДП и типов судовых дизелей показывает, что в принципе применимы все эти методики. Однако необходимо признать, что выполнение этих задач для судовых механиков довольно обременительно. Даже вычисление эталонных значений диагностических параметров по готовым ЭММ для многоцилиндрового двигателя при контроле нескольких ДП по каждому цилиндру превращается в ощутимую нагрузку, если заниматься этим хотя бы раз в неделю, как рекомендует фирма «Аутроника».

В связи с этим стало очевидным, что для широкого использования родственных STD необходима автоматизация всей процедуры диагностирования, в том числе получение диагностических моделей. Кроме того, было бы желательно повысить эффективность диагностирования за счет оценки дрейфа диагностического параметра не по разности его фактически измеренных и эталонных значений, а по разности наиболее вероятного текущего и эталонного значения. Такое наиболее вероятное значение можно получить из оперативной модели, постоянно корректируемой по данным фактических измерений и остающейся адекватной объекту в каждый момент времени.

Для этого могут быть использованы различные варианты метода стохастической аппроксимации. Их апробирование показало, что наиболее приемлемым является адаптивный алгоритм Качмажа [1]. В основе этого алгоритма лежит выражение

$$C[n] = \hat{C}[n-1] + \frac{y[n] - \hat{C}^T[n-1]x[n]}{x^T[n]x[n]} x[n] - \quad \text{для процедуры оценивания;}$$

$$\hat{C}[n-1] = C[n-1] + \alpha[n](C[n-2] - C[n-1]),$$

$$\text{где } \alpha[n] = \begin{cases} 1, & \text{если } \rho^2(\hat{C}[n-2], \hat{C}[n]) > \rho^2(\hat{C}[n-2], \hat{C}[n-1]) \\ 0 & \text{в противном случае;} \end{cases}$$

$$\rho^2(\hat{C}[m], \hat{C}[k]) = \frac{(y[k] - \hat{C}^T[m]x[k])^2}{x^T[k]x[k]},$$

которое используется для идентификации объектов, описываемых линейными уравнениями

$$y[n] = C^T x[n], \quad n = 1, 2, \dots, N,$$

где $y[n]$ — скалярный выход объекта;

C — оцениваемый N -мерный вектор параметров объекта;

t — знак транспонирования;

$x[n]$ — мерный вектор входов объекта;

n — дискретное время.

Этот метод относится к так называемым самообучающимся алгоритмам с поощрением, когда уравнение, получаемое на каждом последующем шаге, не хуже предыдущего.

Достоинство данного метода заключается в многократном использовании небольшой по объему экспериментальной выборки для рекуррентного уточнения параметров модели. Кроме того, из [1] следует, что модели, получаемые адаптивным алгоритмом Качмажа, могут иметь любую произвольно заданную форму. Если такая модель представлена многофакторным полиномом, то этот полином при необходимости может быть дополнен любым числом новых факторов. При этом полином может содержать как линейную, так и нелинейную часть любой степени.

Состав и вид модели выбирается исследователем по априорной информации о свойствах диагностируемого объекта.

Рекуррентность процедуры вычислений позволяет обойтись минимальным объемом памяти машины при получении достаточно высокой точности. Эти возможности адаптивного алгоритма Качмажа хорошо иллюстрирует выражение в виде простейшего линейного регрессионного полинома, полученного в качестве локальной диагностической модели по температуре цилиндрической втулки одного из цилиндров двигателя Зульцер RND90,

$$t_{вт} = 82,5 + 11,5p_t - 22,1p_s + 0,06t_s - 0,45n.$$

Расчеты показывают, что это простое по своей структуре выражение обеспечивает среднеквадратичную погрешность менее 3%.

Математические модели для температур крышки, втулки и поршня двигателя 8ZD72/48 с указанием значения среднеквадратичной погрешности следующие:

$$t_{кр} = 173 + 9,3p_t + 11,8p_s + 6,8t_s - 2,5n \quad (3\%);$$

$$t_{вт} = 127 + 5,4p_t + 6,7p_s + 3,7t_s - 1,3n \quad (3\%);$$

$$t_{п} = 161 + 7,9p_t + 6,2p_s + 19,6t_s - 3,5n \quad (2,7\%).$$

Эти модели позволяют оценить температуру в характерных точках двигателя при его работе в условиях винтовой характеристики. Температуры замерялись в следующих местах: крышки — на периферии огневого днища, втулки — в районе первого поршневого кольца при положении поршня в ВМТ и поршня — за канавкой первого поршневого кольца.

Следует отметить, что программа получения модели достаточно проста, ее можно было бы реализовать на микро-ЭВМ настольного типа класса «Электроника 60М» и «Электроника ДЗ-28». Очевидно, что для использования готовой модели в судовых условиях достаточно обычного программируемого калькулятора.

Дрейф $t_{кр}$, $t_{вт}$ и $t_{п}$ относительно своих эталонных значений за время промыслового рейса характеризуется кривыми трендов на рис. 75.

Анализ этих кривых показывает, что к концу рейса втулка и крышка не только характеризуются разными значениями максимального приращения температуры ($\Delta t_{п} = 50^\circ\text{C}$; $\Delta t_{вт} = 20^\circ\text{C}$; $\Delta t_{кр} = 40^\circ\text{C}$), но и достигают этих максимальных значений в разное время. Поэтому нельзя с достаточной определенностью судить об изменении температур, например поршня, по изменению температуры крышки или втулки.

Кроме того, обращает на себя внимание смещенность кривых тренда относительно оси абсцисс. Это смещение не случайно. На практике проведение испытаний в судовых условиях оп-

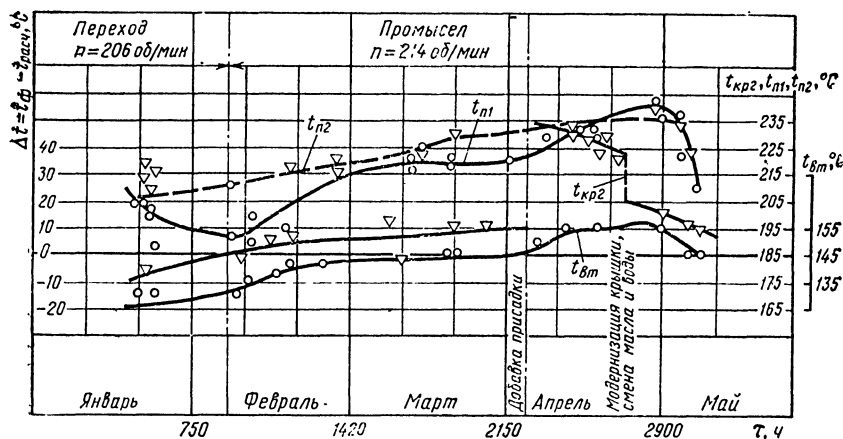


Рис. 75. Кривые трендов $\Delta t_{кр}(\tau)$; $\Delta t_{вт}(\tau)$; $\Delta t_{п}(\tau)$, полученные при термометрировании ЦПГ двигателя 8ZD72/48 на рыболовном траулере «Азов»

ределяется не только готовностью испытателей, но и многими другими обстоятельствами, в том числе и погодными условиями. По этим причинам проведение активного эксперимента оказалось возможным не в начале рейса, а по истечении некоторого времени, хотя все необходимые замеры выполнялись непрерывно с самого начала рейса по методике пассивного эксперимента. За это время техническое состояние деталей ЦПГ ухудшилось по отношению к первоначальному. Поэтому смещение оси абсцисс вверх на кривых тренда вызвано получением эталонной математической модели при промежуточном техническом состоянии деталей ЦПГ. Конечно, можно было перенести начало координат вниз, представив кривые тренда в привычном виде. Однако это не сделано для того, чтобы подчеркнуть, что при постоянной регистрации ДП и факторов, входящих в ЭММ, время ее получения не обязательно должно совпадать с номинальным техническим состоянием контролируемого объекта. При вычислении тренда достаточно вводить поправку на величину «обратного тренда», т. е.

$$\Delta \text{ДП} = \text{ДП}_\phi - (\text{ДП}_{\text{эт}} - \text{ДП}_0).$$

Этот вывод представляется важным для практического применения СТД, так как снимает жесткое ограничение на время получения эталонных математических моделей.

Таким образом, можно считать, что для локальной диагностики судовых дизелей имеется достаточно развитое методологическое обеспечение, позволяющее применять для получения ЭММ те или иные методы в зависимости от свойств диагностируемого узла и вычислительных возможностей используемой СТД.

Однако для предотвращения аварий в результате постепенных отказов недостаточно получить характеристику изменения ТС в процессе эксплуатации в виде тренда диагностического параметра. Для этого необходимо знать еще и ограничительное значение [ДП]. Однако ни одна из фирм не дает никаких конкретных рекомендаций по этому вопросу.

Самым надежным методом назначения [ДП] является использование следующих пределов: механической прочности материала диагностируемого узла и его жаропрочности, термостабильности используемых масел и т. д. Однако не всегда удается поместить чувствительный элемент в ту самую точку, в которой будут достигнуты максимальные значения напряжений или температур.

Второй способ — вывести дизель, находящийся в номинальном техническом состоянии, на режим предельной мощности, обусловленной заводом-изготовителем, и считать замеренные на этом режиме значения диагностических параметров ограничительными. Этот метод, как было показано выше, применим только при условии испытаний на заводском стенде дизеля, уже оборудованного СТД. При расширении использования СТД в судовых дизелях такой метод может стать основным, но пока подобные случаи являются исключением. В настоящее время СТД устанавливают на дизелях, находящихся в эксплуатации достаточно длительное время. Вывод этих двигателей в условиях эксплуатации на предельный режим создает предпосылки для их тепловой и механической перегрузки и возникновения повреждений.

Кроме того, режим номинальной мощности, как показывают исследования, не относится к самым напряженным. Как правило, фирмы гарантируют возможность ее превышения, но в течение ограниченного времени. Об этом же свидетельствует и анализ рекомендаций фирм по ограничению нагрузки: в большинстве случаев допускается поддержание $p_c = \text{const}$ при снижении частоты вращения до 90%. При этом тепловые и механические нагрузки на дизель растут, о чем свидетельствует рис. 76.

Очевидно, что занижение ограничительных значений ДП приведет к недоиспользованию построечной мощности.

Таким образом, реализация предельного режима для определения [ДП] не только связана с опасностью повреждения двигателя, но и не гарантирует получения достоверных результатов.

Однако из этого положения есть выход, который позволяет учесть при назначении [ДП] не только конкретные особенности диагностируемого узла и измерения ДП, но и опыт, накопленный заводом-изготовителем в производстве и эксплуатации своих дизелей. Если опасно реализовать предельный режим на реальном двигателе, то на его адекватной модели это можно сделать без всякого риска. Очевидно, что для имитации такого ре-

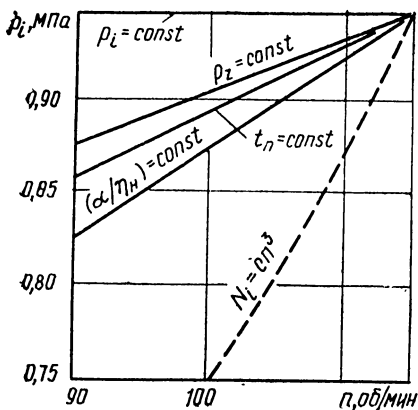


Рис. 76. Сопоставление ограничительных характеристик дизеля 9ДКРН84/180-2

жима достаточно ввести в модель ограничительные значения, рекомендованные заводом для каждого фактора. При этом конкретность результатов будет обеспечиваться за счет модели (и подтверждаться ее адекватностью с возможностью достоверной проверки), а предельность значения — самим заводом-изготовителем. При необходимости можно внести поправки в рекомендации завода (например, с учетом опыта эксплуатации судов данной серии или конкретного судна), задав соответствующие значения факторов.

Следует заметить, что при таком подходе есть возможность использовать и опыт механиков, которые хорошо ориентируются в привычных теплотехнических параметрах своих двигателей.

В качестве примера рассчитаем ограничительное значение температуры поршня за первым поршневым-кольцом для двигателя 8ZD72/48. При этом используем эталонные математические модели, полученные разными методами, с разным составом факторов

Первая модель, определенная методом АПЭ, имеет вид

$$t_n = 168 - 0,4\bar{p}_z + 7,4\bar{t}_r + 2,0\bar{p}_s - 0,5\bar{t}_s + 1,3\bar{p}_z\bar{t}_r - 1,4\bar{p}_z\bar{p}_s + 0,6\bar{p}_z\bar{t}_s + 0,1\bar{t}_r\bar{p}_s + 0,9\bar{t}_r\bar{t}_s - 0,6\bar{p}_s\bar{t}_s + \bar{p}_z\bar{t}_r\bar{p}_s + 0,6\bar{p}_z\bar{p}_s\bar{t}_s - 0,5\bar{p}_z\bar{t}_r\bar{t}_s - 0,2\bar{p}_z\bar{p}_s\bar{t}_s + 0,9\bar{p}_s\bar{t}_s\bar{t}_r,$$

где $\bar{p}_z = (p_z - 71,5)/3,5$; $\bar{t}_r = (t_r - 333)/20$;

$\bar{p}_s = (p_s - 0,72)/0,03$; $\bar{t}_s = (t_s - 35)/10$,

т. е. все факторы нормализованы.

Подставив предельные значения факторов $[p_z]=8,1$ МПа; $[t_r]=410$ °С; $[t_s]=50$ °С и $[n]=214$ об/мин, получим $[t_n]=235$ °С.

Вторая модель, полученная с использованием ОМЭП, имеет вид

$$t_n = 54 + 4,42 \cdot 10^{-4} p_i^{1,8} p_s^{-0,8} t_s^{1,25} n^{0,35}.$$

Подставив в это выражение предельные значения факторов (в том числе $[p_i]=1,115$ МПа, найденное из экспериментальной зависимости $p_i(p_i)$ по $[p_i]=1,015$ МПа), получим $[t_n]=235$ °С.

Полное совпадение расчетных значений $[t_n]$ случайно, но многочисленные расчеты показывают, что расхождение в оценках [ДП] в таких случаях не выходит за пределы дисперсии адекватности используемых моделей.

Перед тем как использовать полученные ЭММ для имитации предельных режимов, необходимо проверить правоту такой экстраполяции, так как обычно экспериментальные выборки, используемые для получения ЭММ, не содержат режимов при ограничительных значениях факторов. Такая проверка может быть сделана имитацией на эталонной модели режимов номинальной (или максимальной) мощности по данным заводских испытаний. Для этого желательно получить вспомогательную ЭММ, в которой в качестве функции отклика использован близкий к основному ДП косвенный показатель. Например, при диагностировании ЦПГ по прямым показателям тепловой напряженности ($t_{вт}$, $t_{п}$, $t_{кр}$) можно воспользоваться ЭММ для t_r при том же наборе факторов. Получение таких моделей не связано с большим увеличением объема измерений, так как для этого достаточно во всех экспериментах просто фиксировать фактическое значение t_r .

Для двигателя 8ZD72/48 такая модель имеет вид

$$t_r = 31,4 + 3,05 \cdot 10^{-3} p_t^{1,5} p_s T_s^{1,25} n^{,35}.$$

Подставив в нее значения факторов, соответствующие режиму номинальной мощности во время стендовых испытаний:

$$p_t = 1,115 \text{ МПа}; \quad p_s = 0,193 \text{ МПа}; \quad T_s = 313 \text{ К};$$

получим температуру $t_r^{\text{ном}} = 412 \text{ }^\circ\text{C}$.

Согласно данным заводских испытаний $t_r^{\text{ном}} = 410 \text{ }^\circ\text{C}$, можно считать правотой экстраполяцию аналогичных моделей для ДП в том же диапазоне изменения факторов.

Таким образом, все основные вопросы, связанные с предотвращением аварий судовых дизелей с помощью локальных СТД, имеют принципиальное решение.

В заключение этого раздела рассмотрим пример предотвращения неисправности дизеля с использованием локальной СТД.

В связи с частыми случаями перегревов поршней судовых дизелей 8ZD72/48 на главном двигателе траулера «Азов» один из поршней был оснащен бесконтактным устройством контроля температуры (БУКТ-2М). Один терморезистор был заделан за первым поршневым кольцом для контроля теплового состояния головки поршня и работоспособности первого компрессионного кольца, а второй — в районе первого бронзового пояса тронка. В головку поршня над первым кольцом были установлены плавкие вставки с температурой плавления $232 \text{ }^\circ\text{C}$.

Эталонная модель для температуры $t_{п}$, учитывающая влияние p_z ; t_r ; t_s ; p_s , была получена методом АПЭ и при нормализованных значениях факторов имела вид

$$\begin{aligned} t_{п1} = & 163,25 - 0,375p_z + 7,375t_r + 2p_s - 0,5t_s + 1,25p_z t_s - 1,375p_z p_s + \\ & + 0,625p_z t_s + 0,125t_r p_s + 0,375t_r t_s - 0,625p_s t_s + p_z t_r p_s + \\ & + 0,625 p_z p_s t_s - 0,5p_z t_r t_s - 0,25 t_s p_z p_s t_r + 0,875t_s t_r p_s. \end{aligned}$$

Наличие эталонной модели и непрерывный контроль температуры поршня в указанной точке позволили получить кривую тренда $t_{п1}(\tau)$, представленную на рис. 75.

Анализ характера изменения тренда показывает, что в начале рейса во время приработки двигателя в течение приблизительно 800 ч наблюдается интенсивный рост температуры поршня, а затем кривая тренда становится более пологой. В течение следующих 1,2—1,4 тыс. ч тренд монотонно нарастал. К этому времени $t_{п1}$ выросла до 220 °С. Прогноз, полученный экстраполяцией этой части кривой, показывал, что при сохранении такого характера тренда ограничительное значение $[t_{п1}] = 235$ °С должно было быть достигнуто через 1—1,5 тыс. ч.

Однако при $t \approx 2,2$ тыс. ч было зафиксировано интенсивное повышение температуры поршня, в результате ко времени наработки около 2,4 тыс. ч температура поршня достигла 240 °С. Это подтвердилось и выплавлением плавких вставок.

Незадолго перед этим произошло скачкообразное повышение температуры крышки и втулки (на 20—30 °С за один день).

Как выяснилось, причиной резкого увеличения температуры крышки было введение антикоррозионной присадки «Ароста-М» при содержании хлоридов 250 мг/л и общей жесткости воды 2,5 мг-экв/л, что значительно превышало установленные нормы. При введении присадки выпал шлам в полостях охлаждения крышки и втулки. Вызванное этим перераспределение теплотоков в камере сгорания и привело к увеличению тепловой нагрузки на поршень до опасного уровня.

В связи с этим во время стоянки судна под базой была промыта масляная система — через нее прокачали в течение 40 ч свежее масло. В это же время была выполнена промывка контура пресной воды системы охлаждения двигателя. В результате температуры ЦПГ снизились к $t \approx 3$ тыс. ч до значений, соответствующих наработке 1,5 тыс. ч.

При этом температура поршня была на уровне $t_{п1} = 210$ °С.

В качестве примера оптимизации режима работы двигателя с учетом его технического состояния рассмотрим работу главного двигателя 8ZD72/48 траулера «Азов» при назначении эксплуатационного режима по ограничительному параметру $[t_{п1}] = 220$ °С.

Для этих двигателей при назначении эксплуатационного режима рекомендуется использовать в качестве ограничительного параметра температуру выпускных газов $t_r = 370 \div 375$ °С, что соответствует мощности $N_{e0} = 2650$ кВт при нормальном техническом состоянии главного двигателя и стандартных внешних условиях.

Как было описано выше, при таком способе ограничения нагрузки реальные значения температур деталей ЦПГ к концу рейса растут, достигая опасных значений ($t_{п1} = 240$ °С).

В связи с этим стало очевидным, что в начальный период эксплуатации условия $t_r = \text{const} = 375$ °С приводят к недогрузке двигателя, находящегося в нормальном ТС, а к концу рейса — к его фактической перегрузке по тепловой напряженности в связи с постепенным ухудшением технического состояния ЦПГ.

Для того чтобы оценить возможность оптимизации режима, были построены ограничительные характеристики вида $N_e(\tau)$ при двух способах ограничения нагрузки: $t_r = \text{const} = 375$ °С и $t_{п1} = \text{const} = 220$ °С.

Эти характеристики представлены на рис. 77. Их анализ показывает, что в первые 3 мес рейса ($t \approx 2$ тыс. ч) ограничительная характеристика по $t_{п1} = 220$ °С = const проходит выше номинального значения мощности. В связи с этим можно считать, что в этот период по условиям тепловой напряженности деталей ЦПГ могла быть реализована полная построечная мощность главного двигателя без превышения ограничительных параметров, установленных заводской инструкцией.

При $t = 2,0 \div 2,6$ тыс. ч (участок BCD) допустимое значение мощности достигает уровня рекомендованной эксплуатационной мощности N_{e0} и даже

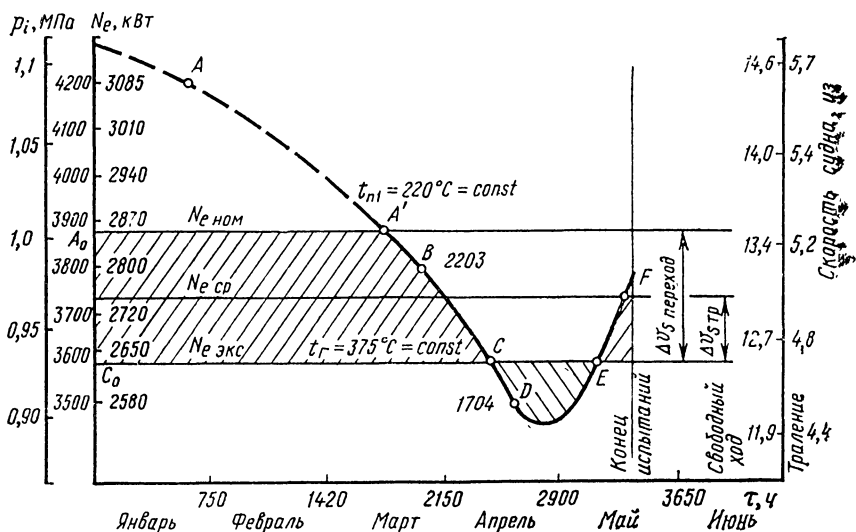


Рис. 77. Сопоставление ограничительных характеристик дизеля 8ZD72/48

меньших значений, тем не менее двигатель все время работал на эксплуатационной мощности в соответствии с ограничительной характеристикой $t_r = \text{const}$. В результате этого он фактически был перегружен в тепловом отношении в течение около 800 ч работы (участок *CE*).

В итоге проведения ряда эксплуатационных мероприятий — замены масла, промывания масляных полостей охлаждения поршней, смены охлаждающей воды — техническое состояние деталей ЦПГ постепенно улучшилось (участок *DEF*). Это позволяло снова использовать двигатель на повышенной мощности.

Таким образом, зона *AA'BCC* представляет собой поле недоиспользованной мощности, а зона *CDE* зону перегрузки двигателя. В первом приближении расчеты показывают, что использование этого резерва мощности в условиях промыслового рейса позволяло увеличить среднюю скорость судна при переходе и тралении приблизительно на 0,5 уз. Такое повышение скорости дает возможность сократить время перехода из порта Новороссийск в район промысла приблизительно на 2 сут.

14. ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ ОТКАЗОВ С ПОМОЩЬЮ ИНТЕГРАЛЬНЫХ СИСТЕМ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

В отличие от локальных СТД, предназначенных для оценки технического состояния отдельных узлов или деталей, интегральные СТД решают задачи оценки общего состояния дизеля или определенной группы его узлов. Системы, реализующие метод интегрального диагностирования, могут базироваться на контроле одного или нескольких однородных параметров либо основываться на поддетальном диагностировании элементов, входящих в двигатель. В последнем случае интегральная СТД строится из нескольких локальных систем, объединенных ЭВМ. Типичными примерами интегральных СТД, основанных на использовании однородных параметров, является система диагно-

Таблица 16. Перечень фирм и исследовательских центров, занимающихся разработками интегральных STD для судовых дизелей

Наименование фирмы, тип системы	Объем диагностического контроля										
	Общепринятые технические параметры	Температура отработавших газов	Рабочий процесс	Износ цилиндровой втулки	Состояние поршневых колец	Температурность деталей ЦПГ	Состояние турбокомпрессора	Высокое давление топлива	Крутящий момент	Расход топлива	Концентрация масляных паров
«Норконтрол» «Data Trend»	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	—
«Зульцер» SEDS	+	+	+	+	+	+	+	—	+	+	+
«Пилстик» PED	+	+	—	—	+	—	+	Проектируется	—	—	—
СТЛ, СС-10	+	+	+	+	+	+	+		+	+	—
MaK	+	+	+	+	+	+	+	+	—	+	+
«Мицубиси дзюкоге»	+	+	+	+	+	+	+	—	—	—	—
Норвежский научно-исследовательский институт судостроения	+	+	+	+	+	—	+	—	—	+	+
«Сименс» MEDIAG-22	+	+	+	—	+	+	+	—	+	+	+
ACEA Cyldef-CM	—	—	+	+	+	+	—	—	—	—	—
Сигма	+	+	+	—	—	—	+	—	—	—	—
Японское об- ронное агентство	+	+	+	—	+	+	+	—	—	—	+

Примечание. «+» — контроль, реализуемый в диагностических системах.

стирования по температуре отработавших газов или их составу, концентрации масляных паров, виброакустическим характеристикам и т. д.

Для оценки состояния развития и использования интегральных систем технического диагностирования судовых дизелей воспользуемся анализом, изложенным в [23].

Как следует из табл. 16, интегральные STD получили значительное развитие в практике диагностирования судовых дизелей. Обычно исследование и конструкторскую разработку таких систем осуществляют либо крупные приборостроительные фирмы в содружестве с дизелестроительными предприятиями, либо

изготовители дизелей в кооперации с фирмами — поставщиками электронного оборудования. При этом каждый разработчик руководствуется при их построении собственными принципами.

Опыт использования СТД дизелей показывает, что они характеризуются высокой сложностью обслуживания и монтажа отдельных узлов на дизеле и в постах управления. Это касается практически всех элементов СТД. Надежность работы вычислительных устройств требует поддержания определенных температурных условий (не выше 60—70 °С), обеспечения помехозащищенности, устойчивости к вибрациям и т. д. Для различных моделей систем диагностирования наработка на отказ, если судить по рекламным данным фирмы «Норконтрол», колеблется от 30 до 80 тыс. ч. Многие источники отмечают частые сбои в работе печатающих устройств. Чтобы избежать этих трудностей, некоторые зарубежные фирмы пошли на сокращение функций СТД и ограничение их задачами контроля, предоставив диагностическую оценку результатов обслуживающему персоналу. По мере перехода на использование микро-ЭВМ в локальных СТД и построения их по иерархическому признаку с сохранением работоспособности подсистем при выходе из строя центрального вычислительного устройства можно ожидать появления более надежных в эксплуатации СТД дизелей.

Однако главным предметом внимания всех фирм-разработчиков СТД остаются датчики и в первую очередь датчики контроля температур и высоких давлений. Ресурс датчиков давления в цилиндре еще невелик, для пьезоэлектрических датчиков он колеблется от 1 тыс. до 3 тыс. ч общей наработки. Для магнитострикционных датчиков ресурс составляет 10 тыс. ч работы на дизеле. Определенные сложности наблюдаются при монтаже датчиков в узлах ЦПГ, на крышке цилиндров и т. п. Особое внимание уделяется разработкам конструкций, позволяющим без разборки дизеля менять чувствительные элементы датчика при выходе их из строя. Совершенствуется и технология монтажа. При этом необходимо подчеркнуть важность обеспечения контролеспригодности деталей дизелей.

В последние годы начало развиваться новое направление судовой автоматизации, базирующееся на принципах проектирования систем с использованием единой для всего комплекса аппаратурной базы в виде однотипных микро-ЭВМ [40]. Первая реализация подобной системы была выполнена в 1980 г. в Норвегии.

В настоящее время известно около 10 типов подобных систем. Их анализ показывает, что на типовой аппаратурной базе, используя одновременно до 60 однотипных ЭВМ, работающих с общих шин (в ряде случаев кольцевых), можно решить все сегодняшние задачи автоматизации судов, начиная со спутниковой навигации и кончая техническим диагностированием. Эти комплексы, особенно на базе контроллеров специализиро-

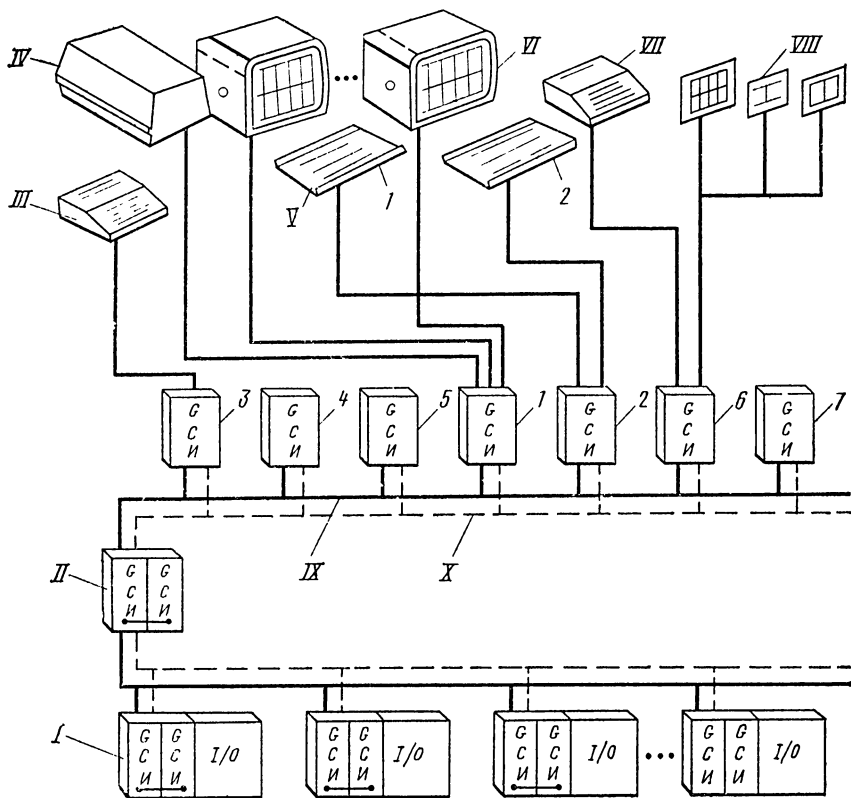


Рис. 78. Структура децентрализованного комплекса автоматизации Damatic:

1 — управление цветными видеодисплеями (от одного до четырех); 2 — связь с наборными полями; 3 — управление пишущей машинкой ведения вахтенного журнала; 4 — формирование графических изображений; 5 — определение тенденций изменения измеряемых параметров; 6 — формирование аварийной сигнализации; 7 — стыковка с другими комплексами или системами.

Другое комплектующее оборудование GCU микро-ЭВМ:

I — станции сбора и обработки данных (от 1 до 14); II — станция-диспетчер; III — пишущая машинка вахтенного журнала; IV — устройство для снятия копий изображений с дисплея; V — наборные поля; VI — цветные видеодисплеи (от 1 до 4 шт.); VII — пишущая машинка регистрации отклонений; VIII — панели обобщенной сигнализации в помещениях судна; IX — главные шины; X — шины обратной связи

ванных микро-ЭВМ с постоянной программой, имеющие централизованную распространенную структуру и общие линии передачи информации на базе коаксиального кабеля, стоят в 2—2,5 раза меньше традиционных комплексов. При этом достигается до 70% экономии средств на монтаже и кабеле.

Примером такой СТД может служить система Damatic финской фирмы «Валмет отомейшн» (рис. 78).

В использовании интегральных СТД можно выделить три основные проблемы: надежность устройств для непрерывного контроля диагностических параметров во время работы дизеля;

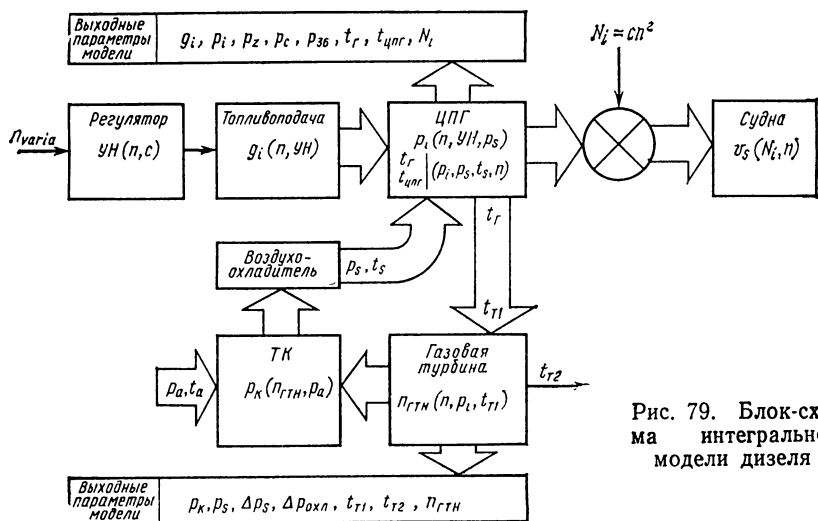


Рис. 79. Блок-схема интегральной модели дизеля

надежность используемых в СТД микропроцессоров; алгоритмическое обеспечение диагностических задач. Наиболее актуальной проблемой является алгоритмическое обеспечение. При успешном решении этой проблемы эффективность использования существующих СТД судовых дизелей была бы значительно выше. Особенно привлекательной представляется возможность более широкого использования для интегрального диагностирования результатов текущего контроля состояния дизелей с помощью штатных СЦК.

На кафедре ДВС НВИМУ был разработан алгоритм, позволяющий переложить эти функции на ЭВМ. В основу алгоритма положен системный подход с учетом реальных причинно-следственных связей параметров, характеризующих работу отдельных элементов двигателя. На рис. 79 представлен один из возможных вариантов блок-схемы интегральной модели дизеля. Необходимо заметить, что степень конкретизации при создании подобных схем может быть различной и зависит как от поставленных целей диагностирования, так и от широты охвата двигателя контролем. СЦК и СТД. Для описания взаимосвязей между входными и выходными параметрами каждого блока оказалось наиболее удобным использовать алгоритм Качмажа [1]. В этом случае все взаимосвязи представлялись моделями в виде регрессионных полиномов. В результате получилась компактная и эффективная программа, в которой использование одного и того же алгоритма поочередно для всех контролируемых элементов дизеля позволяет получить полный набор его ЭММ (рис. 80).

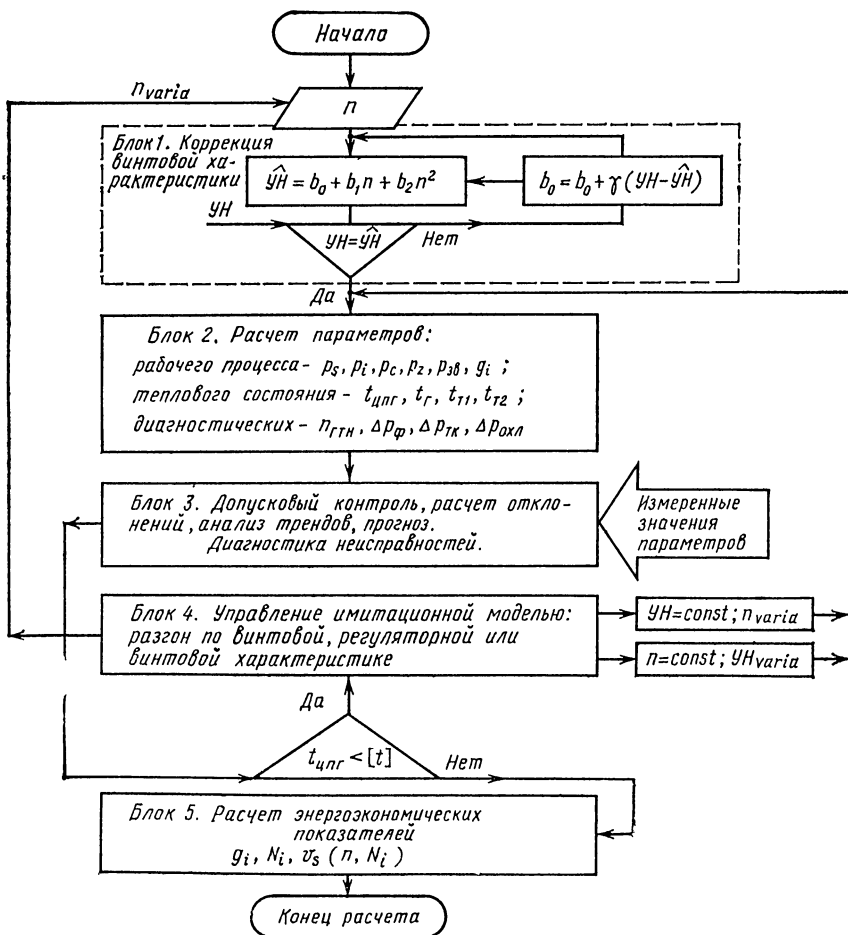


Рис. 80. Блок-схема расчета по интегральной модели дизеля

В качестве примера можно привести упрощенную ИМД двигателя 8RND/90, представленную системой уравнений:

$$UH = 1,31 + 0,91 \cdot 10^{-2} n + 0,335 \cdot 10^{-3} n^2 \quad (S < 1\%);$$

$$p_s' = -1,997 + 1,26 \cdot 10^{-2} n + 0,17UH + 87 \cdot 10^{-3} t_s \quad (S < 4\%);$$

$$p_i = 0,139 + 1,941 \cdot 10^{-2} n + 0,716UH + 2,24p_s' + 8,24 \cdot 10^{-3} t_s \quad (S < 1,5\%);$$

$$p_s = -5,55 \cdot 10^{-3} + 2,782 \cdot 10^{-5} p_i^2 n^{1,25} \quad (S < 2,5\%);$$

$$p_z = 48 + 1,062p_i + 18,54p_s - 5,93 \cdot 10^{-2} t_s - 5,75 \cdot 10^{-3} n \quad (S < 1\%);$$

$$p_{36} = -14 - 1,29p_i + 13,35p_s + 0,14t_s + 0,418n \quad (S < 2\%);$$

$$\begin{aligned}
 t_r &= -27,64 + 4,18p_l - 39,34p_s + t_s + 2,75n \quad (S < 2\%); \\
 t_{r1} &= 331 - 8,29p_l - 105,45p_s + 1,516t_r + 3,694n \quad (S < 2\%); \\
 t_{r2} &= -187,85 - 0,776p_l - 119,85p_s + 0,714t_r + 3,535n \quad (S < 3\%); \\
 n_{rTH} &= -1151,2 + 495,99UH + 2193,96p_s + 7,41t_{r1} \quad (S < 3\%); \\
 t_{HT} &= 82,47 + 11,5p_l - 22,1p_s + 6 \cdot 10^{-3} t_s - 0,45n; \\
 g_e &= 187,2 - 7,3 \cdot 10^{-2} n \text{ УН} + 4,5 \cdot 10^{-5} (n \text{ УН})^2.
 \end{aligned}$$

При получении этой модели использованы основные теплотехнические параметры, контролируемые штатными КИП, а также результаты контроля температуры втулки с помощью STD «Ауруника».

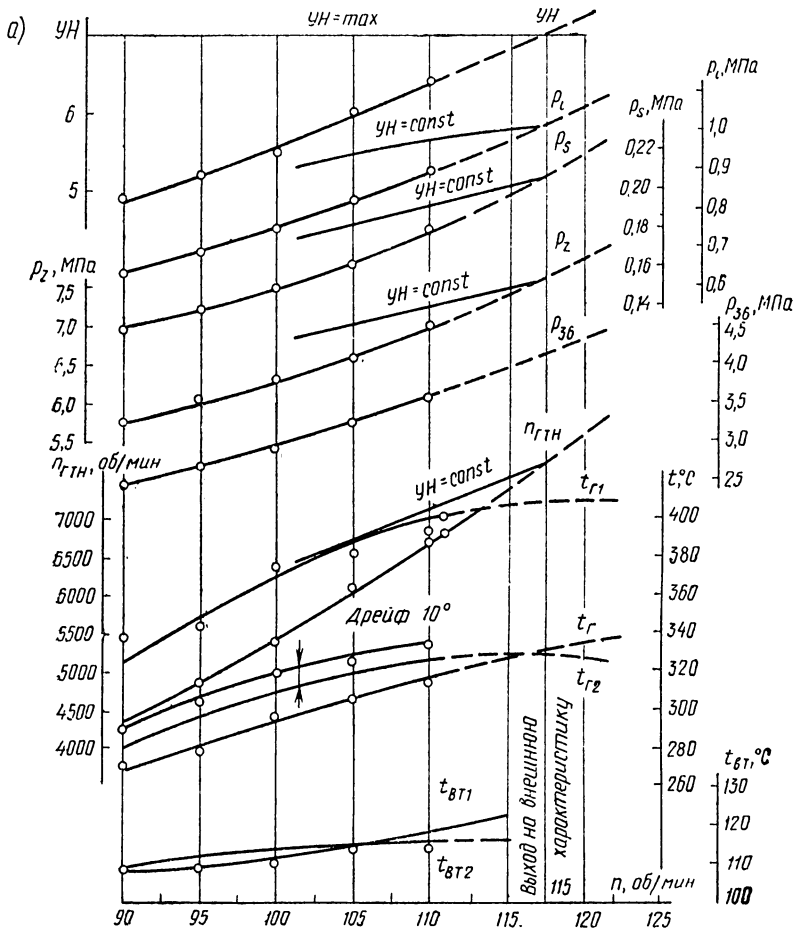
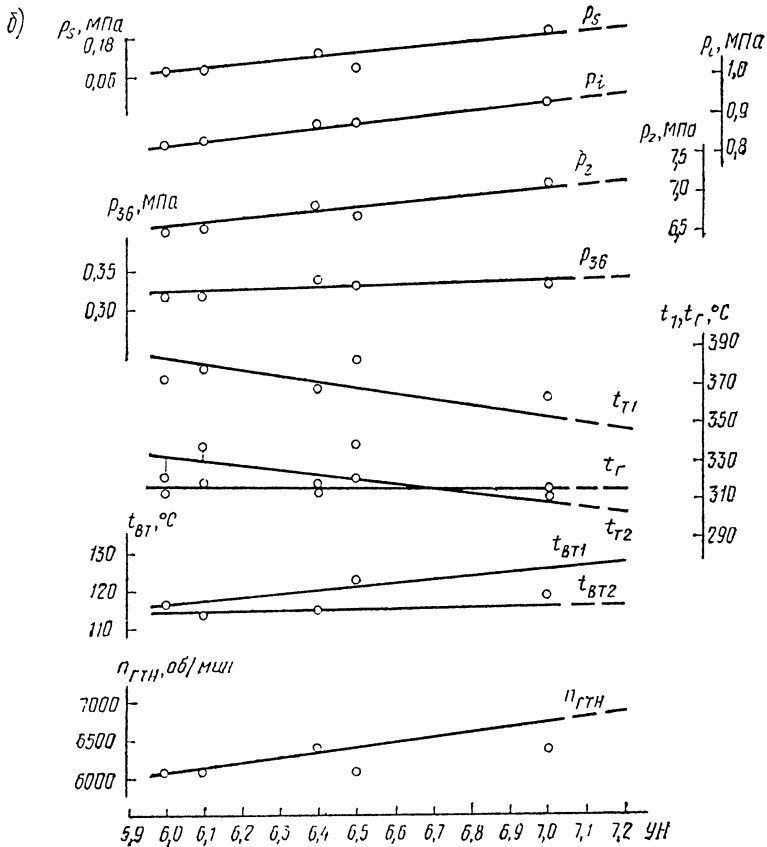


Рис. 81. Имитация работы дизеля RND90
 а — винтовой и внешний (УН=const) характеристик; б — напружочной ($n=const$) ки; О — экспериментальные данные экзаменующей

Для того чтобы превратить полученный набор моделей отдельных элементов двигателя в имитационную модель двигателя в целом, необходимо выполнить определенную последовательность рекуррентных вычислений всех параметров, входящих в обобщенную модель. Такая последовательность представлена блок-схемой рис. 80.

Такая модель позволяет успешно имитировать режимы работы дизеля в различных эксплуатационных условиях. Например, на рис. 81, а представлена винтовая, а на рис. 81, б — регуляторная характеристики двигателя 8RND90 теплохода «Маршал Жуков».

На эти характеристики нанесены фактические значения контролируемых параметров, наблюдавшиеся при натуральных испытаниях на судне. Анализ этих рисунков показывает, что интегральная модель двигателя, полученная с помощью обобщенного ал-



Зульцер с помощью ИМД на режимах:

характеристики; — — — — экстраполяция модели за пределы обучающей выборки; — — — — расчетные характеристики

горитма Качмажа, характеризуется высокой сходимостью фактических и расчетных данных.

Полученная имитационная модель с достаточной точностью описывает поведение двигателя (изменение всех характеризующих его параметров, нашедших отражение в модели) при его работе во всем диапазоне режимов полного хода конкретной винтовой характеристики.

Однако реальные условия работы главных судовых двигателей отличаются непостоянством сопротивления движению судна, которое может изменяться как медленно (в результате обрастания корпуса), так и довольно быстро (в результате ухудшения погодных условий, изменения навигационной обстановки и т. д.). В связи с этим соотношение $УН(n)$ постоянно меняется.

Имитация режимов работы дизеля во всем диапазоне реального изменения винтовых характеристик для режима полного хода с достаточной точностью осуществляется ИМД за счет коррекции свободного члена в зависимости $УН(n)$. При этом остальные уравнения остаются неизменными (рис. 82).

Однако возможности полученной модели не исчерпываются только имитацией режимов различных винтовых характеристик. При работе с моделью подтвердилась возможность с ее помощью имитировать работу двигателя по нагрузочной или внешней характеристикам. Для этого достаточно зафиксировать соответствующие значения частоты вращения или указателя нагрузки. Результаты расчетов режимов двигателя при работе на этих характеристиках представлены на рис. 81 и 82.

К существенным достоинствам описанной методики получения имитационной модели следует отнести возможность корректировки взаимосвязей «входов-выходов» с учетом фактических значений параметров, наблюдаемых в процессе эксплуатации двигателя. Другими словами, в случае необходимости данная модель может быть заменена другой, адаптированной к условиям работы двигателя и к изменению его ТС.

Оценивая возможности использования интегральных моделей судовых ДВС, получаемых с использованием адаптивных алгоритмов Качмажа, необходимо отметить широкий диапазон их применения. Прежде всего, когда период их получения совпадает с нормальным или эталонным техническим состоянием двигателя, они могут быть использованы как эталонные модели для оценки тренда и таким образом прогнозировать постепенные отказы. Эти же модели могут быть использованы как адаптивные, т. е. постоянно корректирующиеся с учетом изменения ТС двигателя и остающиеся адекватными ему в любой момент времени. Для этого требуется периодическое восстановление или корректировка модели. Такой тип модели может быть использован для распознавания внезапных отказов.

Такая возможность позволяет предотвращать аварии и повреждения судовых дизелей за счет своевременного обнаруже-

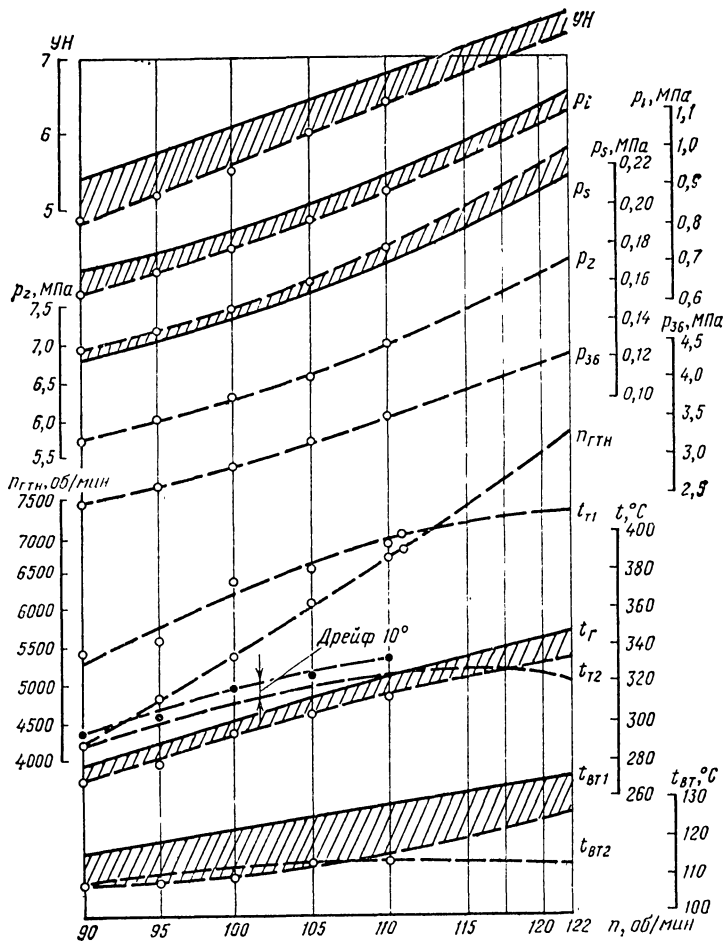


Рис. 82. Имитация работы дизеля 8RND90 на режимах утяжеленной винтовой характеристики:

----- исходная; ————— утяжеленная

ния отклонений фактических значений контролируемых параметров от их прогнозных значений задолго до превышения устоек уже на стадии вывода двигателя на режим.

15. РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДИЗЕЛЕЙ С СИСТЕМАМИ ТЕХНИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

К основным задачам технической эксплуатации судовых дизелей можно отнести их техническое использование, техническое обслуживание и ремонт. Каждая из этих задач в свою очередь состоит из нескольких отдельных, но в то же время взаимосвязанных вопросов.

Задача технического использования должна решаться в первую очередь выбором наиболее рационального режима.

При выборе режима работы главного двигателя необходимо не только обеспечить судну заданную скорость, но и учитывать изменение технического состояния самого дизеля, чтобы предотвратить возникновение постепенных и особенно внезапных отказов.

Оценка ТС основных элементов дизеля средствами безразборной диагностики позволяет определить очередность и объем необходимого технического обслуживания или ремонта. Взаимосвязь этих задач характеризуется схемой рис. 83. Как видно из этой схемы, в основу их решения положена информация о контролируемых параметрах дизеля и скорости судна.

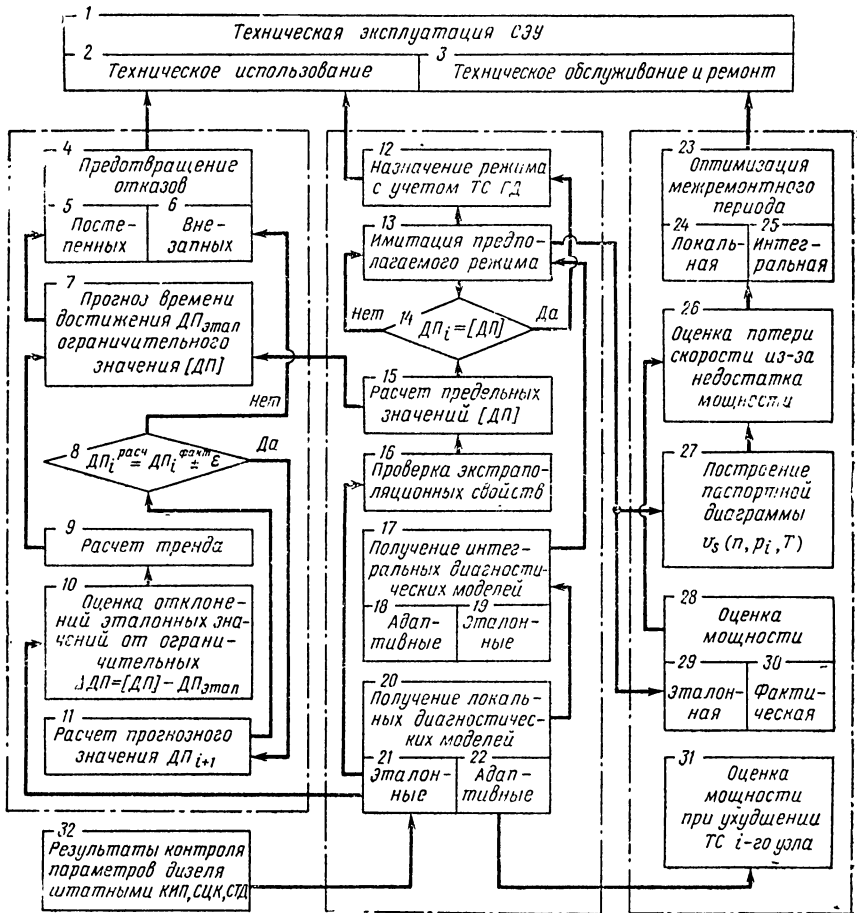


Рис. 83. Блок-схема комплексного решения задач технической эксплуатации СЭУ на основе использования СТД

Непосредственно измеренные значения этих параметров отражают влияние большого числа случайных воздействий. Поэтому надежность оценки действительных значений параметров необходимо повысить. Для этого предусматривается первичная статистическая обработка заданного числа фактических значений каждого параметра. Это число определяется нужным уровнем надежности (например, 95%) и принятыми границами доверительного интервала.

Используя уточненные значения диагностических параметров и влияющих на них факторов, для каждого узла или систем дизеля с помощью выбранного метода (МНК, ОМЭП, АПЭ или алгоритма Качмажа) получаются локальные ЭММ, которые объединяются в интегральную модель дизеля. Очевидно, что в зависимости от ТС эти модели могут быть эталонными или промежуточными, т. е. восстановленными. Наличие адекватных локальных ЭММ и интегральной модели дизеля, эталонных и восстановленных является необходимым и достаточным условием для решения таких задач технической эксплуатации судового дизеля, как:

- получение ограничительных значений ДП;

- назначение режима работы дизеля из условия максимального использования его построечной мощности или минимальных затрат топлива;

- предотвращение внезапных отказов;

- прогнозирование вероятных отказов;

- оптимизация сроков ремонта или технического обслуживания по критерию минимума приведенных затрат или максимума чистой валютной выручки;

- определение оптимальной очередности технического обслуживания узлов и систем дизеля и т. д.

Рассмотрим более подробно, как реализуется решение каждой из этих задач. Однако необходимо подчеркнуть, что подход к их решению существенно отличен от подходов, принятых в известных автоматизированных СТД судовых дизелей. Традиционно задача технического диагностирования определяется как оценка ТС диагностируемого объекта по принципу «исправен — не исправен» и как определение места неисправности.

Условия эксплуатации морских судов, при которых внезапный отказ главного двигателя в сложных навигационных условиях может стать причиной гибели судна и груза, требуют обеспечить в первую очередь надежность СЭУ.

Поэтому в качестве основной предпосылки при решении задач технической эксплуатации дизелей было принято предотвращение неисправностей и аварий, а остальные задачи решались попутно.

Назначение режима работы главного дизеля из условия максимального использования его построечной мощности при известных [ДП_к] осуществляется как обычно, т. е. на заданном

режиме один или несколько ДП приближаются к своему предельному значению, но ни один не выходит за установленный предел.

При постепенном ухудшении ТС дизеля это условие будет достигаться при все меньших значениях нагрузки. Таким образом, предотвращение неисправности дизеля обеспечивается за счет снижения его мощности и потери скорости судна. Очевидно, что при этом надежность дизеля в целом будет обеспечена только в том случае, если диагностический контроль охватывает все самые слабые узлы конкретного двигателя.

Назначение режима экономического хода в общем случае должно производиться по минимуму приведенных затрат на перевозку 1 т груза.

Однако в первом приближении оценка режима экономического хода может быть сделана по минимуму эксплуатационных расходов, определяющую часть которых составляют расходы на топливо и смазку. Для выполнения соответствующих расчетов необходимо знать зависимость удельного эффективного расхода топлива от режима работы в конкретных условиях плавания. Для этого может быть использовано уравнение g_e (см. с. 176).

Для предотвращения внезапных отказов дизелей традиционно применяются разнообразные системы АПС, подающие сигнал тревоги или даже останавливающие дизель при выходе контролируемого параметра за уставку. Однако на практике значение уставки назначается зачастую чисто эмпирически. Очевидно, что для предотвращения отказа необходимо получать информацию о назревающей неисправности как можно раньше. Поэтому завышение уставки опасно. Но простое уменьшение ее также не позволяет решать эту задачу, так как приводит к частым ложным срабатываниям АПС. В результате вахтенный персонал либо перестает обращать на нее внимание, либо попросту отключает, что еще опаснее, чем завышение уставки.

На величине уставки сказываются в основном два фактора: влияние на контролируемый параметр случайных причин и зависимость его от режима работы. Влияние первого фактора может быть уменьшено за счет его первичной статистической обработки. Учет влияния режима требует применения восстанавливаемых математических моделей, т. е. перехода от АПС к СТД.

Поскольку такая модель в каждый момент времени остается адекватной объекту диагностического контроля и учитывает влияние режима, она может быть использована для прогноза очередного значения $ДП^p_{i+1}$. Если фактическое значение $ДП^f_{i+1}$ отличается от прогноза не более чем на дисперсию адекватности $S_{ад}$, можно считать, что вероятность безотказной работы соответствует заданному уровню надежности используемых оценок ДП.

Если же разница $|\text{ДП}^p_{i+1} - \text{ДП}^\phi_{i+1}| > S_{ад}$ и прогрессирует, т. е.

$$|\text{ДП}^p_{i+1} - \text{ДП}^\phi_{i+1}| < |\text{ДП}^p_{i+2} - \text{ДП}^\phi_{i+2}| < |\text{ДП}^p_{i+3} - \text{ДП}^\phi_{i+3}| \dots$$

то такое нарастающее рассогласование модели с объектом диагностирования может служить признаком неисправности задолго до того, как ДП превысит уставку.

Предотвращение постепенных отказов с помощью СТД обеспечивается в первую очередь самой процедурой назначения режима работы дизеля с учетом изменения его ТС. Поэтому более правильно сформулировать эту задачу по-другому. Когда каждый из ДП достигнет своего предела и потребуются снижать мощность дизеля? Для такого прогноза можно использовать общепринятую оценку рассогласования $\Delta \text{ДП} = |\text{ДП}^\phi - \text{ДП}^p|$ модели и объекта с построением тренда.

Для построения модели тренда $\Delta \text{ДП}(\tau)$ может быть использован тот же алгоритм, что и для получения эталонных моделей, или другой в зависимости от характера этой функции. Очевидно, наличие модели тренда позволяет прогнозировать время достижения диагностическим параметром своего предела — $\tau_{[\text{ДП}]}$.

Разные узлы и элементы дизеля изнашиваются по-разному. Поэтому, применив ранжирование $\tau_{[\text{ДП}]}$, можно выявить тот элемент дизеля, который в первую очередь нуждается в профилактическом обслуживании или ремонте, что даст возможность избежать снижения мощности из-за достижения ДП данного элемента своего предельного значения.

Оптимизация межремонтного периода с выводом судна из эксплуатации является наиболее сложной из рассматриваемых задач. Для ее решения необходимо использовать экономические критерии оптимизации, чтобы учесть и стоимость ремонта, и потерю провозоспособности судна при плавании с пониженными скоростями из-за ухудшения ТС главного двигателя и т. п. При решении аналогичных задач оптимизации периода между докованиями в качестве основного фактора используется потеря скорости из-за обрастания корпуса судна.

Можно считать, что подобные методики могут быть использованы и для оптимизации межремонтного периода, если представить общую потерю скорости ΔV_s как сумму двух составляющих: потери скорости от обрастания корпуса ΔV^k_s и потери скорости от недоиспользования построочной мощности дизеля в результате ухудшения его технического состояния ΔV^d_s , т. е. $\Delta V_s = \Delta V^k_s + \Delta V^d_s$. Эта задача легко решается при совместном использовании ИМД и паспортной диаграммы судна.

Рассмотрим это решение в общем виде на примере условий паспортной диаграммы (рис. 84) и локальной ЭММ в виде но-

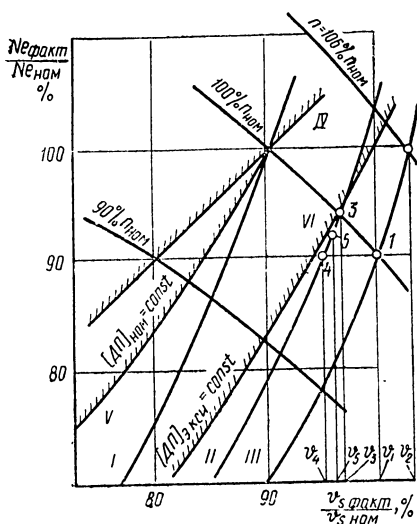


Рис. 84. Схема оценки потерь скорости от оброста и ухудшения технического состояния главного двигателя по паспортной диаграмме. Винтовые характеристики:

- I — номинальная;
- II — действительная;
- III — расчетная;
- IV — ограничительная завода для номинальных условий;
- V — расчетная ограничительная из условий $DP = \text{const}$ для номинальных условий;
- VI — расчетная ограничительная из условия $DP = \text{const}$ для условий эксплуатации

нагрузке диагностический параметр должен приближаться к своему предельному значению. В данном случае потеря скорости, характеризующаяся отрезком $v_2 - v_3$, будет обусловлена только обростанием корпуса судна, т. е. $\Delta v_s^* = v_{s2} - v_{s3}$. При работе на той же винтовой характеристике в случае ухудшения технического состояния двигателя ДП достигнет своего предельного значения при меньшей нагрузке, например в точке 4. Естественно, что это приведет к дополнительной потере скорости, которая будет выражаться отрезком $v_{s3} - v_{s4}$, т. е. $\Delta v_s^* = v_{s3} - v_{s4}$, а общая потеря скорости судна будет эквивалентна отрезку $v_{s2} - v_{s4}$ или $\Delta v_s = v_{s2} - v_{s4} = \Delta v_s^* + \Delta v_s^*$.

Однако работа двигателя в точке 4 может быть связана не только с ухудшением ТС двигателя, но и с неблагоприятным сочетанием условий его работы. В связи с этим возникает необходимость определения мощности двигателя, которую он мог бы развивать в конкретных условиях его работы при эталонном ТС, когда диагностический параметр был бы близок к пределу. Найти это значение мощности можно, если разогнать эталонную интегральную модель двигателя, настроенную на действующую винтовую характеристику, до режима, на котором будет достигнуто условие $DP = [DP_s]$. С помощью номограммы эта задача решается следующим образом (см. рис. 85).

Сначала индiciрованием определяется положение реальной винтовой характеристики в первом квадранте номограммы. Для этого на поле первого квадранта наносится точка I, соответствующая частоте вращения n_f и среднему индикаторному давлению p_{if} , замеренным по результатам индiciрования. Из этой точки проводится горизонталь во второй квадрант до пересечения с ли-

мограммы (рис. 85). Эта номограмма представляет собой решение уравнения Хансена.

Точка 1 на паспортной диаграмме рис. 84 соответствует режиму работы двигателя при его нормальном ТС и чистом корпусе судна с номинальной частотой вращения. При правильном выборе винта на этом режиме двигатель должен быть недогружен на 15—20% по отношению к номинальной мощности. Поэтому точка 1 оказалась значительно ниже ограничительной характеристики $[DP] = \text{const}$. В связи с этим для лучшего использования постройной мощности двигателя можно, как это рекомендует большинство фирм, работать с небольшим превышением номинальной частоты вращения, если это не сопровождается вибрацией двигателя и корпуса судна. Такой режим соответствует точке 2.

По мере оброста корпуса судна режимная точка будет смещаться влево вместе с винтовой характеристикой, приближаясь к ограничительной характеристике $[DP_s] = \text{const}$. При этом работа двигателя с номинальной частотой вращения потребует большей мощности, и режим работы двигателя будет характеризоваться точкой 3. При эталонном техническом состоянии и номинальных условиях работы двигателя именно при этой

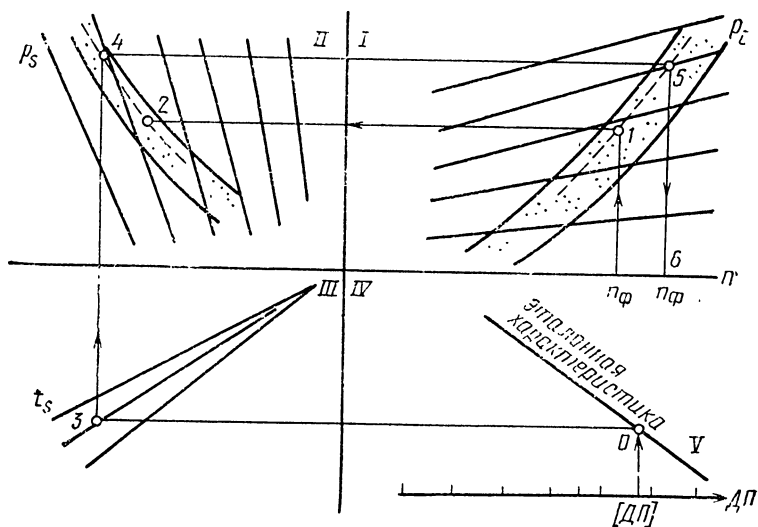


Рис. 85. Номограмма определения потери мощности из-за ухудшения технического состояния дизеля с помощью ИМД

нией продувочного воздуха ρ_s , соответствующей фактическому (точка 2). Полученные точки 1 и 2 определяют положение фактической винтовой характеристики в первом и втором квадрантах благодаря нанесенным на них полям винтовых характеристик. После получения точек 1 и 2 можно перейти к определению мощности, которую двигатель мог бы развивать при эталонном техническом состоянии, работая на той же винтовой характеристике. Для этого на номограмме из точки 0 эталонной характеристики V, соответствующей предельному значению диагностического параметра $[ДП_0]$, проводится горизонталь до пересечения с линией фактической температуры продувочного воздуха t_s (точка 3). Затем из точки 3 проводится вертикаль до пересечения с винтовой характеристикой второго квадранта, проходящей через точку 2. Обозначим полученную точку пересечения номером 4 и проведем из нее горизонталь до пересечения с винтовой характеристикой первого квадранта, проходящей через точку 1. Обозначим полученную точку номером 5 и проведем из нее вертикаль до пересечения с осью частоты вращения n в точке 6. Поскольку номограмма с нанесенной на ней эталонной диагностической характеристикой V соответствует эталонному техническому состоянию дизеля, можно найти мощность, которую двигатель развивал бы при эталонном техническом состоянии, работая в условиях реальной винтовой характеристики.

Нанесем полученное значение мощности и частоты вращения в виде точки 5 на реальную винтовую характеристику II паспортной диаграммы (см. рис. 84). Полученное взаимное расположение точек 3, 4 и 5 показывает, что условия работы двигателя не соответствуют номинальным, поэтому точка 5 оказалась ниже точки 3. Ухудшение технического состояния двигателя привело к потере скорости, соответствующей разности $v_{s5} - v_{s4}$. Потеря скорости, связанная с обрастанием корпуса, $\Delta v_s^k = v_{s2} - v_5$.

Использование в этом примере номограммы в качестве эталонной диагностической модели объясняется ее наглядностью. Аналогичным образом задача решается при других видах модели.

В качестве конкретного примера этой методики рассмотрим назначение режима работы главного двигателя 8RND90 одного из судов типа «Маршал Буденный».

В качестве диагностического параметра для двигателя этого типа была выбрана температура тронка в задиросоопасной зоне $t_{\text{ТР}}$ (см. параграф 8). Для постоянного эксплуатационного контроля температуры тронка было использовано бесконтактное устройство контроля температуры (см. параграф 13). В качестве основных влияющих факторов для получения эталонной модели были приняты t_r , p_z , t_s и n . Выбор в качестве основного влияющего фактора температуры газов вместо обычно используемого индикаторного давления p_i объясняется возможностью непрерывного контроля этого параметра в эксплуатации. В результате реализации полного факторного эксперимента была получена эталонная модель первого цилиндра в виде уравнения регрессии:

$$t_{\text{ТР}} = 77,84 + 0,065t_r - 0,12p_z + 0,15t_s + 0,34n - 0,023t_r p_z + 0,0027t_r n + 0,0048p_z t_s - 0,02p_z n - 0,004 t_s n - 0,000065t_r p_z t_s - 0,00026t_r n - 0,00003t_r t_s n.$$

Для получения предельного значения параметра состояния t_r в это уравнение были подставлены экстремальные значения факторов, допускаемые инструкцией завода-изготовителя или рекомендациями службы судового хозяйства.

Принятые для расчета $[t_{\text{ТР}}]$ значения факторов и их относительные значения по отношению к средним значениям при испытаниях приведены в табл. 17.

В результате расчета по уравнению получаем $[t_{\text{ТР}}] = 81,6^\circ\text{C} \approx 82^\circ\text{C}$.

Получение предельного значения температуры тронка позволило рассчитать ограниченную характеристику $[t_{\text{ТР}}] = \text{const}$ и нанести ее на паспортную диаграмму (рис. 86). На этой же диаграмме нанесена ограничительная характеристика из условия $p_{e \text{ ном}} = \text{const}$.

Взаимное расположение этих ограничительных характеристик показывает, что при соблюдении рекомендаций фирмы ограничивать нагрузку по $p_e = \text{const}$ температура тронка была бы выше рассчитанной с помощью диагностической модели. Взаимное расположение точек 3, 4 и 5 позволяет сделать вывод, что потери скорости судном за период между докованиями составила 1,7 уз. При этом 1,4 уз потеряны в результате обрастания корлуса и 0,3 уз — из-за недоиспользования построечной мощности¹.

Т а б л и ц а 17. Значения параметров, используемые при расчете $[t_{\text{ТР}}]$

Параметр	По данным фирмы (стендовые испытания)	По рекомендации службы судового хозяйства	Ходовые испытания теплохода «Маршал Захаров»	Расчетное значение
p_i , МПа	1,2	1,01	1,2	1,2
p_z , МПа	8,5	8,5	8,2	8,5
n , об/мин	122	122	122	122
t_r , °C	320	330	330	320
t_s , °C	90*	60	45	30
p_s , МПа	0,22	0,225	0,222	0,22

* 90 °C — предельное значение температуры, предусмотренное номограммой фирмы «Аутроника».

¹ Данный пример является условным, так как для определения ограничительной характеристики использована $t_{\text{ТР}}$ одного из цилиндров. Несмотря на это он в достаточной мере поясняет ход самих вычислений.

Введение в интегральную модель дизеля вместо паспортной диаграммы уравнения, описывающего связь двигателя с пропульсивным комплексом, позволяет формализовать и автоматизировать задачу оценки потери скорости, связанной с изменением ТС дизеля.

Возможность использования регрессионного полинома в качестве модели паспортной диаграммы иллюстрируется табл. 18.

Из приведенных данных видно, что максимальная относительная погрешность оценки скорости судна по уравнению

$$v_s = -11,64 + 0,272n - 3,857 \cdot 10^{-4} p_t$$

не превышает 4% на режиме 90 об/мин, т. е. с достаточной точностью описывает поведение корпуса судна и двигателя в диапазоне режимов полного хода.

Снижение мощности двигателя в общем случае связано с постепенным ухудшением

технического состояния не одного, а нескольких его узлов: например, с загрязнением продувочно-выпускного тракта, износами топливной аппаратуры, отложением нагаров на деталях ЦПГ, износами колец и т. д. В связи с этим представляет большой практический интерес очередность технического обслуживания или ремонта основных узлов двигателя.

Причины ухудшения технического состояния, вызвавшие потерю скорости судна, могут быть выявлены с помощью интегральной модели дизеля. Поскольку ИМД строится как совокупность локальных диагностических моделей основных элементов дизеля, для выявления причин ухудшения его ТС естественно использовать эталонные модели каждого элемента. Наличие эталонных и восстанавливаемых моделей выявляет тот элемент дизеля, который в наибольшей степени повлиял на ухудшение ТС всего двигателя и на снижение его мощности.

Для этого необходимо выполнить расчеты режимов работы двигателя при предельном значении диагностического парамет-

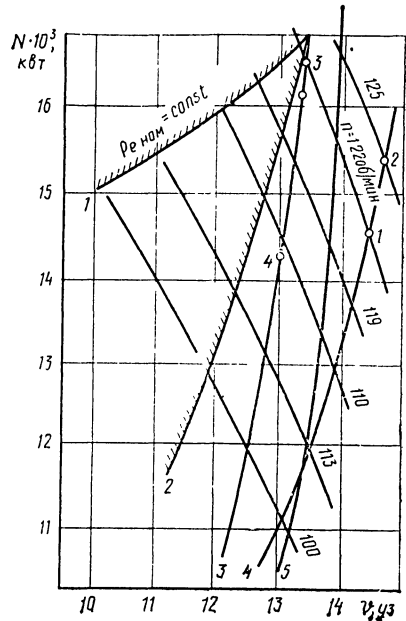


Рис. 86. Паспортная диаграмма теплохода «Маршал Конев» с ограниченными характеристиками:

1 — рекомендуемая фирмой; 2 — первого цилиндра по условию $t_{1p} = \text{const} = [t_{TP}]$ при $t_s = 30^\circ \text{C}$; 3 — тяжелая винтовая; 4 — расчетная винтовая первого цилиндра по условию $[t_{T_1}] = 82^\circ \text{C}$ при $t_s = 15^\circ \text{C}$

Таблица 18. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных при оценке скорости судна

Параметр	Числовые значения при n , об/мин					
	90	95	100	105	108	110
N_i , кВт	7420	8407	9634	11 248	12 087	12 900
Экспериментальная v_s , уз	9,6	11,2	12,0	12,5	12,5	13,2
Расчетная v_s , уз	9,96	10,96	11,84	12,58	12,8	13,3

ра по эталонной модели и по ИМД, в которой локальные модели каждого элемента поочередно заменяются восстановленной моделью. Другими словами, как бы имитируется замена исправного узла изношенным, который описывается последней по времени восстановленной моделью, а затем интегральная модель дизеля разгоняется по фактической винтовой характеристике до достижения предельного значения ДП. Сопоставление полученной мощности с мощностью, найденной таким же образом по эталонной ИМД, позволяет оценить потерю мощности (а значит, и скорости судна), вызванную ухудшением ТС каждого из основных элементов дизеля. Имитация предельных режимов работы дизеля с поочередной заменой исправных узлов изношенными дает возможность проранжировать их по потере мощности. Очевидно, что в первую очередь необходимо восстановить за счет технического обслуживания и ремонта тот элемент, который вносит наибольший вклад в общую потерю мощности. Такой анализ может производиться как для текущего состояния двигателя, так и при прогнозировании его изменения. В последнем случае прогнозные оценки могут быть получены экстраполяцией трендов по локальным диагностическим моделям.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приведенный анализ неисправностей судовых дизелей и возможных путей их предотвращения показывает, что использование средств диагностики позволяет по-новому подойти к решению таких сложных задач технической эксплуатации судовых дизелей, как предотвращение внезапных и постепенных отказов, улучшение режима работы, прогнозирование и оптимизация межремонтного периода и др. Однако следует признать, что для полной реализации этих решений предстоит преодолеть целый ряд трудностей.

В первую очередь это касается разработки и использования отечественных автоматизированных систем технического диагностирования. Сложность данной проблемы заключается в том, что при малой серийности судовых МОД разработка и изготовление специализированных по типам судов технических средств диагностирования вряд ли окажутся экономически оправданными. Для внедрения СТД целесообразно максимально унифицировать их наиболее сложные и дорогостоящие элементы: микро-ЭВМ, аппаратуру диагностического контроля и т. д. Оборудование двигателей в процессе постройки системами диагностирования или, по меньшей мере, обеспечение контролепригодности их узлов и наиболее ответственных деталей со временем станет нормой для отечественных заводов-изготовителей. Привязка таких унифицированных узлов СТД к конкретным моделям двигателей зарубежной постройки, конструктивная проработка мест и способов закрепления датчиков на двигателях, находящихся в эксплуатации, видимо, может быть решена только усилиями специальных проектных конструкторских бюро Минморфлота, располагающих необходимым опытом и документацией.

Кроме того, целесообразно провести широкие исследования по проверке возможности обобщения диагностических моделей, обоснованию оптимальных сроков межремонтного периода и оптимизации режимов работы.

Решение всех этих задач позволило бы существенно повысить эффективность использования морского флота.

В заключение можно заметить, что изложенная в гл. III методология получения ЭММ и решение задач технической эксплуатации с использованием СТД не привязаны к какому-либо конкретному виду диагностических параметров или диагностической аппаратуры. Это обеспечивает возможность ее применения не только в дизельных, но и в других видах судовых энергетических установок

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аведьян Э. Д., Цыпкин Я. З. Обобщенный алгоритм Качмажа.— Автоматика и телемеханика, 1979, № 1, с. 22—78.
2. Агеев Б. С., Чурсин В. В. Повышение эксплуатационной надежности топливовпрыскивающей аппаратуры дизелей — ДВС.— Тр. ЦНИИТЭИ—Тяжмаш, 1981, вып. 34, с. 50.
3. Афанасьев А. С. Авария главного двигателя 8ДКРН74/160-3 т/х «Капитан В. Кулик». М.: 1976, с. 23—28. [Техническая эксплуатация флота. Экспресс-информация / ЦБНТИ ММФ; Вып. 10 (398)].
4. Ахназарова С. Л., Кафаров В. В. Оптимизация эксперимента в химии и химической технологии. М.: Высшая школа, 1978. 278 с.
5. Беньковский Д. Д. Технология судоремонта. М.: Транспорт, 1976, 432 с.
6. Владимиров В. А., Гриншпун А. Е. Обкатка судовых дизелей. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1982. 159 с.
7. Возницкий И. В., Иванов Л. А. Предотвращение аварий судовых ДВС. М.: Транспорт, 1971. 192 с.
8. Возницкий И. В., Чернявская Н. Г., Михеев Е. Г. Судовые двигатели внутреннего сгорания. М.: Транспорт, 1979. 415 с.
9. Гаврилов В. С., Камкин С. В., Шмелев В. П. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. М.: Транспорт, 1975. 296 с.
10. Грин А. А. О значении формы поршневого кольца в эксплуатации. Судовые малооборотные дизели. М.: 1980, с. 24—33. [Техническая эксплуатация флота. Экспресс-информация / ЦБНТИ ММФ; Вып. 2 (486)].
11. Иванов В. Д., Швед Ю. А. Эксплуатация судовых дизелей Зульцер. М.: Транспорт, 1975. 96 с.
12. Камкин С. В. Газообмен и наддув судовых дизелей. (Исследования и пути совершенствования). М.: Судостроение, 1972. 200 с.
13. Карпов А. Н., Лютов И. Л., Гаврилов В. С. Двигатели с турбонаддувом (эксплуатация). М.: Транспорт, 1971. 280 с.
14. Карпов Л. Н. Надежность и качество судовых дизелей. Л.: Судостроение, 1975. 231 с.
15. Карпов Л. Н. Судовое дизелестроение фирмы «Sulzer».— Судостроение за рубежом. 1979, № 2, с. 27—35.
16. Конопако П. И., Малахов Н. Д. Предупреждение образования трещин под опорными буртами цилиндрических втулок двигателей Бурмейстер и Вайн. М.: 1978. с. 3—24. [Техническая эксплуатация флота. Экспресс-информация / ЦБНТИ ММФ; Вып. 1 (437)].
17. Корнейчук Ю. А. Исследование износа приводных втулочно-роликовых цепей главных судовых ДВС.— В кн.: Совершенствование эксплуатации энергетических установок судов. М.: ЦРИА Морфлот, 1981, с. 30—35.
18. Крылов Е. И. Надежность судовых дизелей. М.: Транспорт, 1978. 160 с.
19. Крылов Е. И. Совершенствование технической эксплуатации судовых дизелей. М.: Транспорт, 1983. 215 с.
20. Кузькин В. Г., Ковальчук Л. И., Глясман Э. С. Безразборные виброакустические и теплоэнергетические методы диагностики механизмов СЭУ и судового оборудования в СССР и за рубежом. М.: 1979.

с. 1—32. (Эксплуатация флота рыбной промышленности. Обзорная информация / ЦНИИ ГЭ и РХ; Вып. 1).

21. Кучеров В. Н. Анализ теплового состояния цилиндровых втулок двигателя 9ДКРН90/155 (RD90) при различных вариантах охлаждения зоны выпускных окон. М.: 1983, с. 15—20. [Техническая эксплуатация флота. Экспресс-информация / ЦБНТИ ММФ; Вып. 12 (560)].

22. Лапшин В. И., Сапронов Г. В. Контроль за тепловым состоянием поршней судовых дизелей в эксплуатационных условиях. М.: 1982, с. 14—17. [Техническая эксплуатация флота. Экспресс-информация / ЦБНТИ ММФ; Вып. 7 (531)].

23. Левин М. И., Плоткин А. Г., Петров А. С. Состояние и перспективы технической диагностики дизелей.— В кн.: Двигатели внутреннего сгорания. М.: 1981, 31 с.

24. Ляховецкий З. А., Александров А. А. Опыт устранения поломок деталей остова дизелей Фиат 909S. М.: 1978, с. 3—8. [Техническая эксплуатация флота. Экспресс-информация / ЦБНТИ ММФ; Вып. 18 (454)].

25. Ляховецкий З. А., Александров А. А. Устранение подвижки деталей остова дизелей Бурмейстер и Вайн типа ДКРН74/160-2. М.: 1977, с. 14—21. [Техническая эксплуатация флота. Экспресс-информация/ЦБНТИ ММФ; Вып. 22 (434)].

26. Ляховецкий З. А., Пилюгин С. А. Опыт ремонта фундаментных клиньев дизелей типа ДКРН74/160. М.: 1981, с. 4—13. [Техническая эксплуатация флота. Экспресс-информация / ЦБНТИ ММФ. Вып. 7 (511)].

27. Маренков Н. А. Обнаружение и устранение дефектов судовых дизелей. М.: Транспорт, 1975. 224 с.

28. Маслацов Ю. И., Поверов К. И. Повреждения и ремонт колчатых валов и вспомогательных двигателей внутреннего сгорания на судах дальневосточного пароходства. М.: 1979, с. 1—33. [Техническая эксплуатация флота. Экспресс-информация / ЦБНТИ ММФ; Вып. 5 (464)].

29. Новак Е. И. Повреждения поршней двигателей БМЗ типа ДКРН74/160-3 и меры по их предупреждению. М.: 1981, с. 24—39. [Техническая эксплуатация флота. Экспресс-информация / ЦБНТИ ММФ; Вып. 10 (514)].

30. Овсянников М. К., Петухов В. А. Эксплуатационные качества судовых дизелей. Л.: Судостроение, 1982. 208 с.

31. Особенности эксплуатации СЭУ нефтеналивных судов. Тексты лекций / Под ред. В. А. Шишкина. М.: ЦРИА «Морфлот», 1980. 44 с.

32. Пахолко В. В. Влияние периодических деформаций фундамента на работу и прочность деталей остова главного судового двигателя. М.: 1982, с. 1—21. [Техническая эксплуатация флота. Экспресс-информация / ЦБНТИ ММФ; Вып. 8 (532)].

33. Пахолко В. В. Монтажные напряжения в цилиндрических втулках двигателей Бурмейстер и Вайн. М.: 1979, с. 10—17. [Техническая эксплуатация флота. Экспресс-информация/ЦБНТИ ММФ; Вып. 14 (474)].

34. Пахолко В. В. О причинах образования трещин в цилиндрических втулках судовых тихоходных дизелей. М.: 1980, с. 1—17. [Техническая эксплуатация флота. Экспресс-информация / ЦБНТИ ММФ; Вып. 6 (490)].

35. Пахолко В. В. Прочность и колебания деталей остова судового МОД. М.: 1979, с. 1—25. [Техническая эксплуатация флота. Экспресс-информация / ЦБНТИ ММФ; Вып. 23 (483)].

36. Пащенко И. Е. О причинах перемещений втулок цилиндров двигателей Бурмейстер и Вайн в нижнем уплотнении. М.: 1979, с. 2—3. [Техническая эксплуатация флота. Экспресс-информация / ЦБНТИ ММФ; Вып. 16 (452)].

37. Попов В. С. Применение методов диагностики для прогнозирования технического состояния ценных приводов судовых ДВС.— В кн.: Современное состояние и перспективы развития СЭУ. М.: В/О Мортехинформреклама, 1983. с. 24—29.

38. Соловьев Б. И., Иванов В. Д., Емельянов П. С. Эксплуатация дизелей МАН. М.: Транспорт, 1978. 157 с.
39. Сычевская Н. Д. Планирование научного эксперимента. М.: Мир, 1976. с. 85.
40. Тихомиров Б. В. Автоматизация дизельных установок на судах морского флота. ЛЦПКБ. Проблемы эксплуатации автоматических СДУ.— Двигателестроение, № 1, 1984, с. 28—32.
41. Техническое использование и диагностика судовых дизелей. Тексты лекций. М.: ЦРИА «Морфлот», 1982. 80 с.
42. Федорко П. П. Недостатки термоанализатора МИ-1 Норвежской фирмы «Аутроника» и пути их устранения. М.: 1982, с. 15—26. [Техническая эксплуатация флота. Экспресс-информация / ЦБНТИ ММФ; Вып. 13 (537)].
43. Фока А. А. Некоторые рекомендации по техническому расследованию аварийных повреждений судовых ДВС. М.: 1982, с. 1—10. [Техническая эксплуатация флота. Экспресс-информация / ЦБНТИ ММФ; Вып. 20 (544)].
44. Фомин Ю. Я. Топливная аппаратура судовых дизелей. М.: Транспорт, 1975. 216 с.
45. Хартман К., Лецкий Э., Шефер В. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов. М.: Мир, 1977, с. 105.
46. Швед Ю. А. Помпаж газотурбоагрегатов судовых дизелей. М.: 1974, с. 10—15. [Техническая эксплуатация флота. Экспресс-информация / ЦБНТИ ММФ; Вып. 26 (351)].
47. Even longer stroke designs extend MAN—B & W's low speed programme. The Motor Ship, March, 1985, p. 33—36.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава I	
Анализ развития конструкций дизелей	5
1. Общие тенденции развития судового дизелестроения	5
2. Анализ развития конструкций двигателей фирмы «Зульцер»	9
3. Анализ развития конструкций двигателей фирмы «Бурмейстер» и Вайн»	33
4. Анализ развития конструкций двигателей фирмы МАН	60
5. Анализ развития конструкций двигателей фирмы GMT	74
6. Анализ развития конструкций двигателей фирмы «Мицубиси»	78
Глава II	
Анализ отказов и повреждений судовых дизелей	87
7. Признаки и выявление причин отказов и повреждений дизелей	87
8. Повреждения деталей остова	92
9. Повреждения деталей движения	121
10. Повреждения топливной аппаратуры	144
11. Повреждения систем воздухообеспечения	148
Глава III	
Предупреждение отказов дизелей с помощью средств безразборного диагностирования	154
12. Предупреждение отказов с помощью штатных контрольно-измерительных приборов	154
13. Предупреждение отказов с помощью локальных систем диагностирования	156
14. Предупреждение отказов с помощью интегральных систем диагностирования	170
15. Решение задач технической эксплуатации дизелей с системами технического диагностирования	179
Заключение	189
Список использованной литературы	190

Производственное издание

ВАЛЕРИЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ ШИШКИН

АНАЛИЗ НЕИСПРАВНОСТЕЙ И ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ ПОВРЕЖДЕНИЙ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Обложка художника *В. В. Горячева*
Технический редактор *Н. Б. Масалова*
Корректор-вычитчик *Е. И. Белукова*
Корректор *А. Б. Мельникова*

ИБ № 2925

Сдано в набор 04.03.86. Подписано в печать 15.09.86. Т-19241.
Формат 60×90¹/₁₆. Бум. тип. № 2. Гарнитура литературная. Высокая печать
Усл. печ. л. 12,0. Усл. кр.-отг. 12,38. Уч.-изд. л. 13,47. Тираж 10 300 экз. Заказ 64.
Цена 65 коп. Изд. № 1-3-1/10 № 2151
Ордена «Знак Почета» издательство «ТРАНСПОРТ»,
103064, Москва, Басманный туп. 6а

Московская типография № 8 ВГО «Союзучетиздат»
при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли,
107078, Москва, Каланчевский туп., д. 3/5

65 коп.