

— *поперечные А-образные*, установленные поперек фундаментной рамы. Каждый цилиндр вместе со своим КШМ размещался между двумя колоннами;

— *противоположные, расположенные на стыках соседних цилиндров*, находившиеся друг против друга так, что каждая из них поддерживала два цилиндра, то есть каждый цилиндр опирался на четыре колонны. В этом случае крейцкопф имел четыре ползуна, размещенных попарно между колоннами;

— *установленные в шахматном порядке с обеих сторон коленчатого вала*, рис. 6.22б.

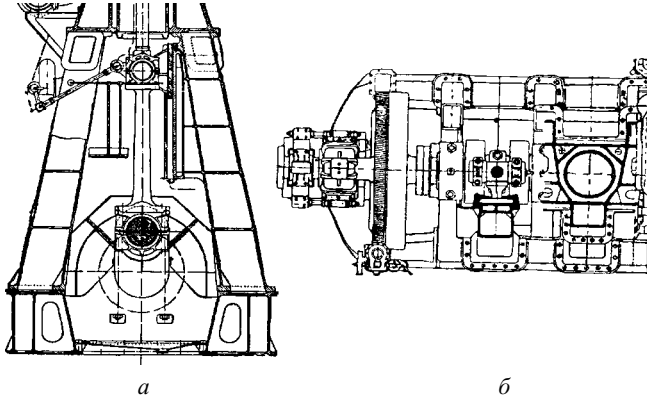


Рис. 6.22. Типы колонн малооборотных дизелей

Дополнительную жесткость остову придавали длинные вертикальные анкерные болты, а также продольные литые связи, скреплявшие колонны в единое целое (например, как в дизеле ДКВР 65/86).

В первых конструкциях крейцкопфных судовых дизелей часто использовались остовы с открытой станиной. Они позволяли получать удобный доступ к деталям движения, однако не обладали высокой жесткостью. Недостатком открытых станин являлось попадание смазочного масла в машинное отделение, затруднявшее поддержание его в чистоте и усложнявшее обслуживание дизеля, особенно при плавании судна в тропиках.

На рис. 6.23 показан четырехтактный дизель простого действия типа «North Eastern Werkspoor» мощностью 810 кВт при частоте вращения 125 об/мин, установленный на танкере. Его станину образовывали вертикальные стальные колонны с тремя парами диагональных распорных тяг. Колонны имели гайки над и под рабочими цилиндрами,

их главные части не противодействовали возникающим нагрузкам. После посадки танкера на мель, корпус судна в районе машинного фундамента был поврежден, вызвав деформацию остова дизеля.

В процессе ремонта судна дизель был модернизирован путем установки на фундаментную раму восьми чугунных *A*-образных колонн. Новые колонны имели анкерные связи, заменившие диагональные тяги. Проведенные мероприятия позволили увеличить жесткость остова дизеля и продолжить эксплуатацию судна.

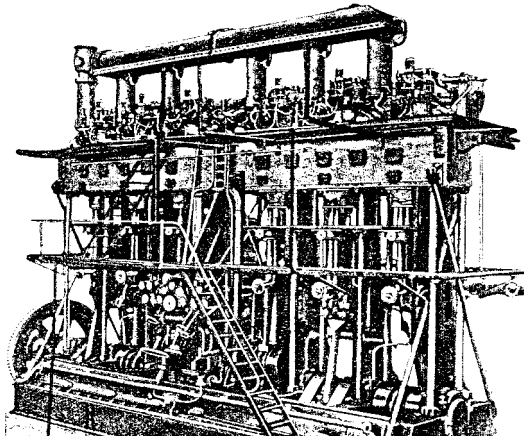


Рис. 6.23. МОД типа «North Eastern Werkspoor»

С конца 1920-х гг. станины крейцкопфных дизелей стали выполнять исключительно закрытыми. Их отсеки между соседними стойками герметично закрывались стальными щитами, часть из которых выполнялась съемной и использовалась для доступа к деталям движения. Станина в этих машинах собиралась, как правило, из отдельных *A*-образных стоек, выполненных в виде сварных или литых колонн.

Конструкцию станины пришлось существенно пересмотреть в начале 1970-х гг. Причиной этого стали резко возросшие в результате форсировки рабочего процесса усилия, воздействующие на детали дизеля. Сохранение жесткости остова в этих условиях было обеспечено переходом к использованию коробчатых сварных отсеков.

На рис. 6.24 показана конструкция картера дизелей фирмы «Бурмейстер и Вайн» типа К-GF, выпуск которых начался в 1973 г. В них традиционные *A*-образные стойки были заменены жесткой сварной конструкцией. Картер состоял из двух коробчатых отсеков: нижний вместе с фундаментной рамой образовывал полость КШМ, верх-

ний — пространство для размещения крейцкопфных узлов. Использование коробчатых отсеков позволило уменьшить количество болтовых соединений, сделать картер более герметичным и снизить его массу.

Жесткие литые картеры, выполненные в виде одной или нескольких соединенных болтами отливок, стали применяться уже в первых судовых быстроходных тронковых дизелях.

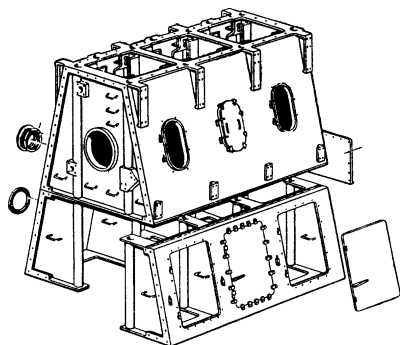


Рис. 6.24. Картер дизеля типа К-GF

На рис. 6.25 показаны поперечный разрез компрессорного дизеля с подводной лодки периода первой мировой войны. Его рабочие цилиндры были отлиты отдельно, они имели горизонтальные фланцы, которыми при помощи болтов крепились к верхней полке отливки картера. Цилиндры некоторых облегченных дизелей подводных лодок отливались вместе с рубашками охлаждения и даже совместно с цилиндрами крышками. Уплотнение нижней части цилиндровой втулки, предотвращающее прорыв охлаждающей воды в картер, в дизелях старых конструкций наиболее часто обеспечивалось при помощи сальника, показанного на рис. 6.26. Применение обычных в наше время уплотнений из резиновых колец, утопленных в кольцевые выточки в теле втулки, началось во второй половине 1920-х гг.

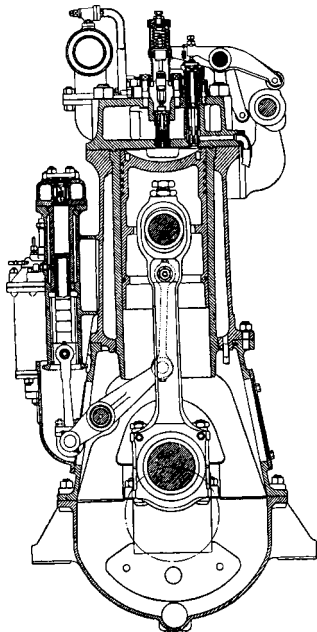


Рис. 6.25. Дизель подводной лодки

К началу 1920-х гг. цилиндры тронковых дизелей стали отливаться совместно в виде блоков. Тогда же у дизелей небольших размеров верхняя часть картера стала выполняться заодно с цилиндрическим блоком. Современный вид картеры тронковых дизелей приобрели к концу 1930-х гг.

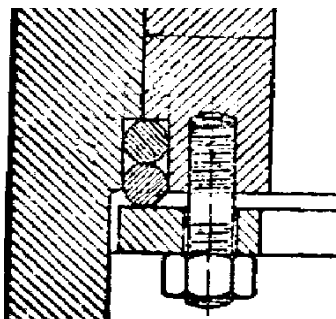


Рис. 6.26. Уплотнение цилиндровой втулки

казана крышка компрессорного МОД фирмы «Зульцер». В ней предусматривалось только одно центральное отверстие, в которое вставлялся стакан, содержащий топливный и пусковой клапаны. Крышки

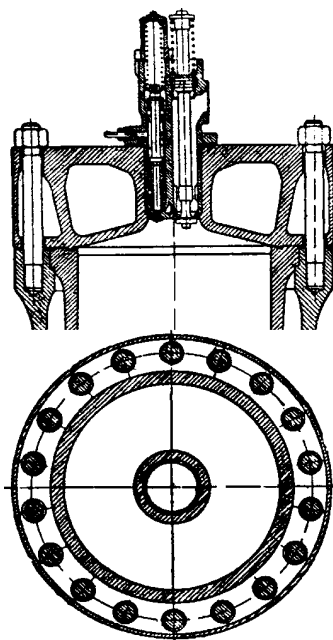


Рис. 6.27. Крышка дизеля «Зульцер»

С 1930 г. остовы мощных дизелей военного назначения стали изготавливать при помощи сварки. Их высокая стоимость была платой за существенное снижение удельного веса.

**Цилиндровые крышки** дизелей гражданских судов обычно отливались из чугуна. Некоторые дизели, установленные на подводных лодках в 1914—1918 гг., имели стальные или бронзовые крышки. Наиболее простой конструкции отличались крышки двухтактных дизелей. На рис. 6.27

показана крышка компрессорного МОД фирмы «Зульцер». В ней предусматривалось только одно центральное отверстие, в которое вставлялся стакан, содержащий топливный и пусковой клапаны. Крышки дизелей фирмы «Бурмейстер и Вайн» с целью соединения цилиндров и придания остову большей жесткости выполнялись прямоугольными и скреплялись между собой фланцами на болтах.

Увеличение давление наддува вызвало рост тепловой и механической напряженности дизелей. Это обстоятельство потребовало увеличения интенсивности отвода теплоты от деталей камеры сгорания при одновременном резком повышении прочности и жесткости всех ее деталей. Наиболее удачным конструктивным приемом, обеспечивающим одновременное решение этих противоречивых задач, оказалось применение канального охлаждения поверхностей нагрева цилиндрических крышек и втулок. Впервые такой способ охлаждения крышки цилиндра был предложен фирмой «Зульцер» в 1936 г., но его практическая реализация началась только в 1960-х гг.

К середине 1930-х гг. цилиндрические крышки утепленного типа стали вытесняться конструкциями полуколпачкового типа. Их использование позволило защитить стык крышки и цилиндрической втулки поршнем, находящимся в ВМТ, и тем самым уменьшить тепловые и механические нагрузки в месте соединения этих узлов. В середине 1960-х гг. в дизелях с диаметром цилиндров свыше 600 мм стали применять канальное охлаждение цилиндрических втулок, запатентованное фирмой «Зульцер» в 1944 г. [88].

Конструкцию **подшипников и деталей КШМ** дизели унаследовали от соответствующих узлов паровых поршневых машин. Рамовые подшипники некоторых тихоходных дизелей ранней постройки не имели смазки под давлением. Их перегрев предотвращался прокачиванием охлаждающей забортной воды через полости, выполненные во вкладышах и крышках.

В 1920—1930-х гг. применялось оригинальное устройство, предотвращавшее проворачивание шатунных болтов, скреплявших части мотылевых подшипников. Оно получило название «гайка Пенна». Гайка Пенна, рис. 6.28а, состояла из двух частей: верхней с шестигранником, находившейся сверху подшипника, и нижней — круглой с кольцевой выточкой 1, утепленной в его теле. Стопорный болт 2 упирался своим концом в выточку 1 и стопорил гайку. Сам болт стопорился шплинтом 3, конец которого проходил через головку другого болта 4.

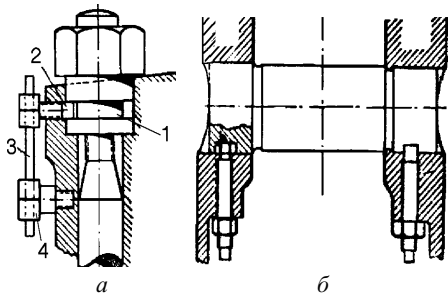


Рис.

Устройство гайки позволяло фиксировать ее при любом угле поворота, благодаря чему величину зазора в подшипнике можно было устанавливать с большой точностью.

Рост нагрузок на детали движения и подшипники привел к тому, что диаметр цапфы крейцкопфного узла в течение 1952—1985 гг. вырос почти вдвое. В современных МОД ее диаметр практически сравнялся с размером цилиндра. Это привело к уменьшению нагрузки головного подшипника, что в сочетании с мероприятиями, направленными на улучшение смазки, позволило увеличить его надежность. Эта тенденция прослеживается в отношении рамовых и мотылевых подшипников.

Значительным изменениям подверглась конструкция деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ). Применение охлаждаемых **поршней** началось уже в первых конструкциях крейцкопфных дизелей. Вначале в качестве охлаждающей среды для них использовалась вода (в отдельных случаях — морская), подаваемая в поршень посредством телескопических или качающихся шарнирных труб. Охлаждение поршней морской водой в 1920—1930-х гг. считалось вполне надежным и оправдывало себя на практике, так как благодаря большой скорости ее движения в полостях охлаждения не наблюдалось образования накипи.

С 1940-х гг. охлаждение стали осуществлять циркуляционным маслом, поступавшим в поршень через каналы в поршневом штоке. Отвод тепла в масло позволил упростить конструкцию системы охлаждения и повысить надежность работы дизеля, так как при его использовании снижалась вероятность загрязнения циркуляционного масла водой. Гладкие или оребренные внутренние стенки днищ поршней, характерные для дизелей, строившихся до начала 1970-х гг., в последующие годы уступили место головкам из жаропрочной стали с так называемым «сотовым» охлаждением.

Головки поршней дизелей ранних выпусков выполнялись из чугуна. В конце 1940-х гг. они стали изготавливаться из жаропрочной молибденовой стали. Старые дизели имели вогнутые или выпуклые днища поршней. Проведенные в 1940—1950-х гг. исследования процессов распыливания топлива и смесеобразования привели к пересмотру формы днища, которая с этого времени стала приближаться к плоской. Резьбовые отверстия в днище под рым-болты, использовавшиеся для выемки поршней, были заменены специальными канавками, выполненными в верхней части головки.

**Поршневые пальцы** тронковых дизелей периода 1910—1930-х гг. выполнялись неподвижными. Для того чтобы во время работы пальцы не могли сместиться и начать тереться о стенки цилиндрической втулки, они закреплялись во внутренних приливах поршня при помощи двух стопорных болтов. Свобода теплового расширения пальцев обеспечивалась тем, что отверстие для одного из болтов изготавливалось овальным, рис. 6.28б.

В начале 1930-х гг. неподвижные поршневые пальцы были заменены плавающими. В конце 1930-х гг. появились сферические головные подшипники. Впервые их использовали в двухтактном среднеоборотном дизеле с прямоточно-клапанной продувкой английской фир-

мы «Петтер» [9, 20]. Дизель с цилиндровой мощностью 44 кВт при 500 об/мин, выпуск которого начался перед второй мировой войной, применялся на отечественных рыболовных траулерах.

На стержне его шатуна была напрессована сферическая головка, располагавшаяся в специальном алюминиевом корпусе, размещенном внутри поршня. Применение такой конструкции позволило уменьшить удельное давление в подшипнике, обеспечить хорошую смазку, а также придать ему дополнительную степень свободы, облегчавшую привалку поршня. Ее главным недостатком была сложность обработки головки и пригонки подшипника.

Это конструктивное решение впоследствии было развито в дизеле фирмы «Зульцер» типа Z40/48, выпуск которого начался в 1966 г. Его поршень во время работы вращался вокруг вертикальной оси с частотой 10 об/мин при помощи специального механизма. Это уменьшило деформацию, улучшило смазку и приработку поршневых колец, обеспечив равномерный износ цилиндровой втулки.

Конструкция **выпускных клапанов**, являющихся одной из наименее надежных деталей дизелей, также претерпела кардинальные изменения. Ее совершенствование прошло следующие этапы:

- использование сменных рабочих поверхностей тарелок;
- применение отдельного охлаждаемого корпуса;
- внедрение водяного охлаждения тарелки;
- использование жаропрочных материалов для изготовления тарелок и клапанных седел;
- применение механизма для вращения штока.

Стремление избежать быстрого прогорания клапана из-за воздействия на него высокой температуры вызвало появление съемных чугунных рабочих поверхностей, конструктивные варианты которых показаны на рис. 6.29.

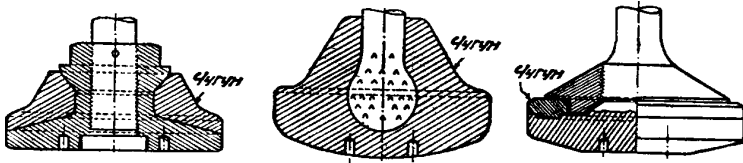


Рис. 6.29. Конструкции тарелок выпускных клапанов

Слева изображена съемная тарелка, состоявшая из трех частей: верхней гайки, средней чугунной рабочей части и нижней клапанной тарелки. Рабочая поверхность зажата между другими частями,

навернутыми на нижний конец клапанного штока. В середине показана нижняя часть клапанного штока, залитая в чугунную тарелку. На правом рисунке клапанная тарелка откована вместе со штоком; на нее насажена рабочая поверхность, сверху закрепленная конической гайкой.

Охлаждение выпускных клапанов применялось на многих дизелях уже в середине 1920-х гг. Как правило, его имели тихоходные дизели с диаметрами цилиндров более 400 мм. Тарелки и штоки клапанов охлаждались преимущественно пресной водой, этим предотвращалось забивание солью охлаждающих полостей, имевших небольшое сечение. Чистка полостей клапанных тарелок от накипи производилась через специальные горловины, закрытые резьбовыми пробками, выполненные в их дне. Появление в 1950-х гг. специальных жаропрочных сплавов позволило отказаться от использования в конструкциях выпускных клапанов съемных рабочих поверхностей.

Открытие и закрытие клапанов дизелей, построенных до середины 1930-х гг., как правило, обеспечивалось **клапанным приводом** с распределительным валом, расположенным сбоку над цилиндрами. Короткие двуплечие клапанные рычаги передавали движение клапанам штокам непосредственно от кулачных шайб. В этот период обычное в наше время расположение распределительного вала у нижней части цилиндров встречалось лишь у отдельных типов дизелей. В середине 1930-х гг. быстроходные дизели стали снабжаться распределительными валами, расположенными над цилиндрывыми крышками. В этом случае их кулачные шайбы непосредственно воздействовали на органы газораспределения и топливоподачи.

Гидравлический привод открытия выпускных клапанов впервые использовала в 1973 г. в своем малооборотном дизеле типа K-GF фирма «Бурмейстер и Вайн». Переход в 1970-х гг. к применению механизмов вращения и гидравлических приводов открытия обеспечили увеличение срока службы выпускных клапанов до 15 000 часов.

#### 6.4. РАЗВИТИЕ МАЛООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Малооборотные дизели (МОД) являются специфическим типом тепловых машин, которые находят применение только в составе главных судовых энергетических установок. Дизели первых морских судов были, как правило, малооборотными. К середине 1920-х гг. сложились их следующие основные типы:

— четырехтактные простого действия;



- двухтактные простого действия;
- четырехтактные двойного действия;
- двухтактные двойного действия.

Первый тип до 1925 г. являлся основным. В последующие годы широкое развитие получили двухтактные дизели простого действия. Дизели двойного действия использовались на наиболее мощных судах — быстроходных пассажирских лайнерах и крупнотоннажных океанских транспортах. Их применение позволило значительно увеличить мощность СЭУ без возрастания количества цилиндров и их размеров, оно являлось главным средством повышения мощности дизелей до начала широкого распространения газотурбинного наддува.

На рис. 6.30 показан поперечный разрез шестицилиндрового четырехтактного крейцкопфного дизеля фирмы «Бурмейстер и Вайн», построенного в 1923 г. для германского грузового судна «Тампа» грузоподъемностью 6 300 т. Он имел цилиндры диаметром 740 при ходе поршня 1 200 мм. Закрытую станину образовывали А-образные стойки. Дополнительную жесткость остову придавали длинные анкерные связи. Крышки цилиндров выполнялись прямоугольными. Клапаны в них с целью уменьшения тепловых напряжений располагались не в средней плоскости, а были смещены вбок. Крышки соседних цилиндров для повышения жесткости остова соединялись между собой на болтах. Поршень с коротким тронком охлаждался заборной водой, подававшейся через телескопические трубы.

Особенностью данного дизеля являлось расположение распределительного вала на уровне нижней части цилиндров. Передача

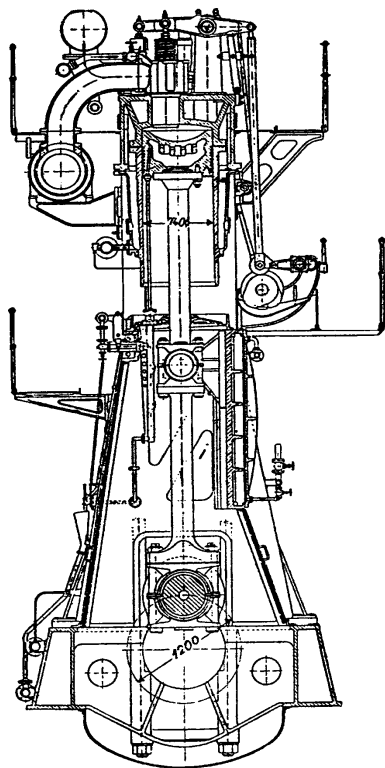


Рис. 6.30. Четырехтактный МОД «Бурмейстер и Вайн»

движения от него к клапанам рычагам осуществлялась посредством длинных штанг (в большинстве машин этого периода распределительный вал располагался на уровне цилиндрических крышек). Дизель развивал мощность 1 270 кВт при частоте вращения 125 об/мин. При этом среднее эффективное давление было равно 0,428 МПа.

Четырехтактные МОД подобной конструкции, благодаря своей надежности и достаточно высоко экономичности, имели широкое распространение с начала 1910-х до середины 1930-х гг. Их мощность обычно не превышала 3 000 кВт.

Рост грузоподъемности и скорости хода судов потребовал применения двухтактных дизелей. Они, при одинаковых с четырехтактными количестве и размерах цилиндров, а также при аналогичной частоте вращения, были на 70—80 % мощнее.

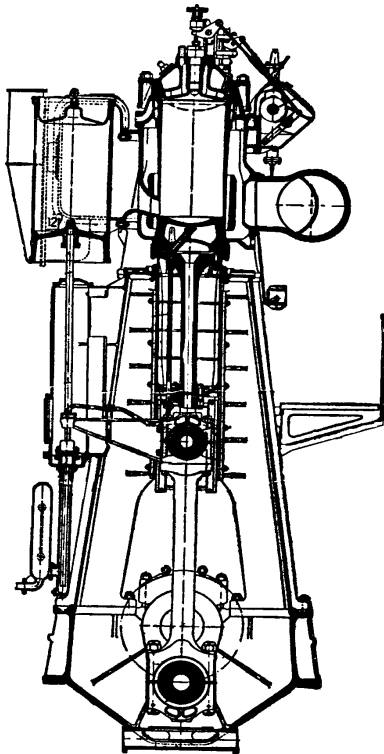


Рис. 6.31. МОД фирмы «Крупп»

Первый достаточно мощный двухтактный дизель был применен на германском теплоходе «Rolandseck» дедвейтом 2 700 т, построенном в 1912 г. На судне длиной 79,3, шириной 12,2 и осадкой 8,5 м был установлен шестицилиндровый дизель типа «Текленборг-Карелс» мощностью 883 кВт при 125 об/мин [94]. Диаметр цилиндра этой машины был равен 510 при ходе поршня 920 мм. Показатели напряженности были невысоки: средняя скорость поршня и эффективное давление составляли, соответственно, 3,83 м/с и 0,38 МПа.

На рис. 6.31 показана конструкция одного из двух двухтактных шестицилиндровых дизелей «Крупп», установленных в 1928 г. на отечественном грузопассажирском теплоходе «Грузия». Мощность дизеля составляла 1 435 кВт при частоте вращения 105 об/мин. Диаметр его цилиндра и ход пор-

шня равны, соответственно, 600 и 1 150 мм. Показатели напряженности были более высокими, чем у рассмотренного выше, и составляли: средняя скорость поршня — 4 м/с, среднее эффективное давление — 0,42 МПа. Механический КПД машины составлял всего 76 %, а ее эффективный КПД был равен 36,2 %. Температура отработавших газов на полной нагрузке достигала 260 °С.

Дизель имел контурную поперечную схему газообмена. Продувка цилиндров осуществлялась при помощи поршневых насосов, приводившихся от крейцкопфного узла. Распыливание топлива производилось воздухом под давлением 5,8 МПа. Поршни охлаждались забортой водой, подававшейся при помощи телескопических труб, вынесенных за пределы картера.

Цилиндры дизеля отливались попарно, каждая пара имела снизу по три лапы, которыми они крепились к трем парам вертикальных колонн. Благодаря тому, что блоки цилиндров возвышались над колоннами, поршни могли быть осмотрены прямо во время работы дизеля на протяжении трех четвертей их длины. Поршни были образованы короткими головками и длинными направляющими частями, проходившими через два сальника, размещенных в основании цилиндра и в диафрагме. Цилиндровые крышки отливались с тройными стенками и двумя охлаждаемыми полостями, расположенными одна над другой.

На рис. 6.32 показан поперечный разрез двухтактного крейцкопфного дизеля фирмы «Зульцер» мощностью 2 390 кВт при частоте вращения коленчатого вала 125 об/мин с диаметром цилиндра 690 и ходом поршня 980 мм. Фирма «Зульцер» является одним из создателей и старейшим производителем двухтактных судовых машин. К началу 1920-х гг. ее двухтактные дизели

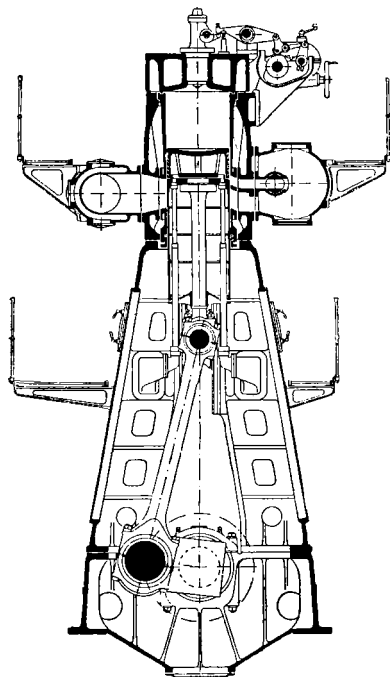


Рис. 6.32. Двухтактный МОД фирмы «Зульцер»

являлись наиболее распространенными. Большинство развитых стран, в том числе СССР, приобрели лицензии на право их производства. Особенностью данного дизеля являлось использование вращающегося золотника, перекрывавшего верхний ряд продувочных окон (на рисунке он изображен открытым). Золотник обеспечивал поступление дополнительного количества воздуха в цилиндр после закрытия поршнем нижнего ряда продувочных окон. Это увеличивало массу сжимаемого поршнем воздуха и мощность, развиваемую цилиндром.

Цилиндровые мощности четырехтактных дизелей простого действия к 1925 г. достигли величин 250—320 кВт, у двухтактных этот показатель составлял 400—500 кВт. Дальнейшего роста мощности можно было достигнуть путем суммирования работы, производимой в двух полостях одного и того же цилиндра, то есть переходом к использованию *дизелей двойного действия*.

Строительство четырех- и двухтактных дизелей двойного действия началось почти одновременно. На первом этапе — в 1925—1930 гг. — предпочтение отдавалось четырехтактным машинам, которые оказались надежнее. Однако более простая конструкция двухтактных и их более высокая мощность стали причиной того, что к концу 1930-х гг. они полностью вытеснили четырехтактные.

При создании четырехтактных дизелей двойного действия за основу конструкции были приняты хорошо отработанные модели крейцкопфных малооборотных машин простого действия. В ходе их постройки решались следующие основные проблемы:

- разработка конструкции днища цилиндра и его нижней камеры сгорания, расположенной вокруг поршневого штока;
- выбор материалов и конструкции уплотнения поршневого штока, способных длительное время выдерживать действие высоких температур и давлений газов;
- обеспечение надежной смазки штоков;
- организация надежного охлаждения поршней.

В 1925 г. фирма «Бурмейстер и Вайн» создала четырехтактный дизель двойного действия мощностью 5 060 кВт при 115 об/мин. Две таких машины установили на пассажирском лайнере «Gripsholm», работавшем на линиях между портами Швеции и Нью-Йорком. Лайнер водоизмещением 17 300 т, длиной 168 и шириной 22,5 м, развивал скорость полного хода 16,5 узлов. Его дизели имели по шесть цилиндров диаметром 840 и ходом поршня 1 500 мм.

Практически одновременно, в Англии был построен пассажирский лайнер «Asturias» водоизмещением 22 500 т со скоростью хода 16 узлов. Судно длиной 192, шириной 23,8 и осадкой 13,7 м, предназначалось для работы на линиях между Англией и портами Южной Америки. Оно также было снабжено двумя четырехтактными дизелями двойного действия, построенными компанией «Харланд и Вольф», являвшейся лицензиатом фирмы «Бурмейстер и Вайн». Их суммарная мощность составляла 11 000 кВт, они имели такие же размеры цилиндров, как и предыдущие, но развивали частоту вращения 125 об/мин.

Поперечный разрез дизелей приведен на рис. 6.33. Их верхняя часть была устроена аналогично цилиндрам дизеля простого действия. Сбоку их нижней части располагались форсунки 4, выпускные и впускные клапаны 8, 6. Клапаны и форсунки верхней и нижней рабочих полостей приводились от одного распределительного вала 3 через штанги 2. Поршни охлаждались маслом, подаваемым через телескопические трубы 9. С целью увеличения мощности дизели могли работать с наддувом, для чего воздух к продувочным ресиверам 10 подводился от внешних компрессоров под давлением 0,12 МПа. Отработавшие газы отводились через охлаждаемые выхлопные коллекторы 7.

Два наиболее мощных четырехтактных дизеля двойного действия, построенные фирмой «Бурмейстер и Вайн», были установлены в 1927 г. на итальянском океанском пассажирском лайнере «Сатурния». Судно имело водоизмещение 24 000 т. Восмицилиндровые машины ( $S/D=840/1500$  мм), оборудовались отдельными электрическими турбокомпрессорами мощностью 220 кВт и форсуночными компрессорами, приводимыми в действие

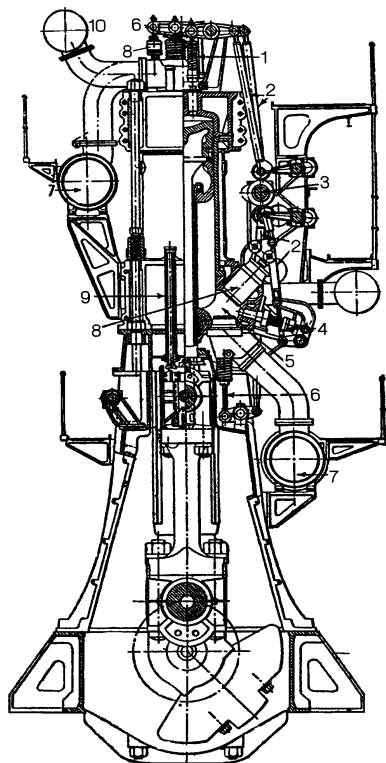


Рис. 6.33. Четырехтактный МОД двойного действия

дизелями мощностью 650 кВт. Верхние и нижние клапаны газораспределения приводились от одного распределительного вала. Набивочные коробки поршневых штоков имели двенадцать пружинящихся чугунных колец. Поршни и поршневые штоки охлаждались маслом. На ходовых испытаниях на режиме самого полного хода дизели развили общую мощность 17 075 кВт, превысив проектную на 16 %. Скорость судна при этом достигла 21,3 узла.

В 1926 г. четырехтактные дизели двойного действия стала строить английская фирма «Бедмор». Две первых машины типа «Бедмор-Този» она установила на пароход «Wulsty Castle» в ходе его модернизации. Они приводили в действие один гребной винт, вращавшийся с частотой 80 об/мин через гидромеханическую передачу, разработанную германской фирмой «Вулкан». Дизели с номинальной частотой вращения 250 об/мин имели цилиндры с диаметром 510 и ходом поршня 620 мм. Общий вес этой ЭУ был равен 140 т [95].

Использовать в судовых условиях гидромеханические передачи, соединявшие дизель и гребной винт, перед первой мировой войной предложил профессор Фоттингер. Первые такие передачи работали следующим образом: дизель вращал центробежный насос, подававший воду в специальную турбину, соединенную с гребным валом. Направляющий аппарат и лопатки турбины конструировались так, чтобы можно было изменять ее частоту и направление вращения. Таким образом, подобная передача выполняла функции не только редуктора, но и устройства для реверса.

Главными недостатками ранних гидромеханических передач, благодаря которым они не получили широкого распространения, являлись сложность и низкий КПД, не превышавший 80—85 %. Более удачными оказались разработанные несколько позже передачи с гидравлическими муфтами фирмы «Вулкан», напоминающие по конструкции современные. Они стали использоваться на судах в 1920-е гг.

Дальнейший рост цилиндрических мощностей был обеспечен использованием *двухтактных дизелей двойного действия*, первые из которых появились на самых крупных судах в конце 1920-х гг.

Одной из первых к созданию двухтактного дизеля двойного действия приступила фирма «Зульцер». Его опытная одноцилиндровая модель была построена еще в 1915 г. В 1926 г. экспериментальные машины двойного действия испытывали фирмы «Крупп» и «Ричардсон Вестгарф». Первый представлял собой одноцилиндровый модуль ( $S/D=800/1\ 500$  мм), развивавший мощность 1 050 кВт при 80 об/мин.

Испытания показали, что его механический КПД был равен 79 %, а средний удельный расход топлива составил 0,243 кг/(кВт·ч) и соответствовал эффективному КПД 37 %. Второй дизель имел три цилиндра ( $S/D=546/965$  мм) и достиг мощности 930 кВт при 90 об/мин [97].

Первые пригодные для практического использования двухтактные дизели двойного действия создала фирма «MAN», которая в середине 1920-х гг. являлась их монопольным производителем. Она строила судовые и стационарные агрегаты с мощностями до 5 150 и 11 000 кВт соответственно. Одна из первых ее шестицилиндровых машин ( $S/D=700/1\ 200$  мм) мощностью 3 240 кВт при 84 об/мин была установлена в 1925 г. на судно грузоподъемностью 11 660 т [91].

Активное строительство двухтактных дизелей двойного действия началось в 1929—1930 гг. В 1929 г. фирма «Гессельман» выпустила первый агрегат мощностью 3 310 кВт, в этом же году компания «Дойч Верке» начала выпуск машин собственной конструкции. Фирма «Зульцер» в 1931 г. создала восьмицилиндровый компрессорный дизель ( $S/D=700/1\ 200$  мм) мощностью 5 600 кВт, который установила на голландском теплоходе дедвейтом 10 000 т со скоростью хода 14,5 узлов [46].

Двухтактные машины двойного действия выпускались исключительно малооборотными с крейцкопфным КШМ. На рис. 6.34а показан дизель «MAN», установленный в 1927 г. на итальянском пассажирском судне «Аугустус».

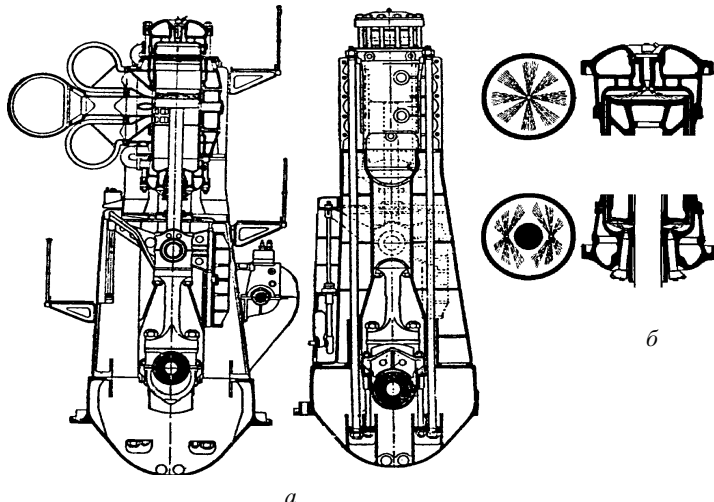


Рис. 6.34. Дизель двойного действия теплохода «Asturias»

Лайнер водоизмещением 32 650 т в свое время являлся самым мощным теплоходом в мире. Он имел четыре гребных винта, каждый из которых вращал шестицилиндровый дизель с диаметром цилиндров 700 и ходом поршня 1 200 мм. Его мощность была равна 5 150 кВт при частоте вращения 125 об/мин.

Цилиндровая втулка дизеля состояла из двух частей: в верхней имелось четыре ряда окон — по два для верхней и нижней рабочих полостей. Внешние ряды служили для выпуска отработавших газов, внутренние — для подачи в цилиндр продувочного воздуха. Выпускной и два продувочных коллектора располагались с одной стороны машины. Рубашки цилиндров отливались отдельно и скреплялись между собой болтами. Цилиндры соединялись с закрытой станиной и фундаментной рамой при помощи анкерных связей. Дизель был выполнен бескомпрессорным. Топливо к открытым форсункам подавали топливные насосы высокого давления клапанного типа, имевшие регулирование по концу подачи.

Расположение форсунок в верхней и нижней полостях рабочего цилиндра, а также характер распределения образуемых ими топливных струй, показаны на рис. 6.34б. В верхней полости цилиндра находилась одна форсунка, размещенная в центре крышки, в нижней — две, располагавшиеся в ее диаметральной плоскости.

Сложность конструкции дизелей двойного действия, затруднения, возникавшие при техническом обслуживании нижних рабочих полостей их цилиндров, появление наддува, позволившее резко увеличить цилиндровую мощность, — привели к тому, что к началу 1950-х гг. производство подобных МОД было прекращено.

Характеристики двухтактных МОД различных фирм, строившихся в 1920—1930 гг., приведены в табл. 6.5.

Таблица 6.5

Тип дизеля	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Эффект. давление, МПа	Мех. КПД, %	Расход топлива, г/(кВт·ч)
Armstrong Sulzer	1 354	92	—	73—75	0,240
Camellaird-Fullagar	1345	85	0,646	73	0,243
Doxford	1 362	96	—	82	0,249
Neptune	1 354	90	—	73	0,268
Scott-Still	1 376	106	0,560	90	0,268
Vickers	1 295	112	0,681	78	0,261
Werkspoor	1 360	95	0,64	73	0,255



С этого момента основным способом увеличения мощности судовых дизелей стал *газотурбинный наддув*, который впервые был опробован на четырехтактных среднеоборотных агрегатах. Двухтактные дизели до начала 1950-х гг. наддува, как правило, не имели. Их воздухоснабжение обеспечивали навешенные продувочные агрегаты: подпоршневые полостей, поршневые или роторные компрессоры. В период 1950—1955 гг., с началом применения в двухтактных МОД газотурбинного наддува, широкое распространение получили комбинированные системы, включавшие навешенные продувочные насосы и ГТК. Различалось несколько основных схем систем наддува.

*Последовательный* наддув использовала в своих машинах фирма «Зульцер». Она раньше конкурентов провела сравнительные исследования прямоточной и контурной продувок, и выяснила, что при отношении длины хода поршня к диаметру цилиндра  $S/D$ , лежащем в пределах 1,7—2,0, характерном для большинства МОД начала 1950-х гг., прямоточная продувка не дает больших преимуществ. Фирма пришла к выводу о том, что совершенствование процессов газообмена должно быть направлено в сторону решения проблемы управления выпуском у дизелей с контурной продувкой. В результате появился дизель типа RD с механизмом, индивидуально управляющим выпуском газов из каждого цилиндра, и с поршнями с короткими тронками [76].

Дизель, выпуск которого начался в 1957 г., имел импульсную систему наддува, рис. 6.35а. Роль первой ступени в ней играл ГТК, газы к которому подводились через вращающуюся заслонку. Ее наличие позволяло предотвратить потери воздуха в начале сжатия и при нахождении поршня в верхнем положении. Второй ступенью сжатия являлась подпоршневая полость, обеспечивавшая дополнительную «подкачку» воздуха в момент осуществления продувки цилиндра.

В следующей модели МОД типа RND, выпущенной в конце 1960-х гг., фирма отказалась от использования управляемого выпуска и поршня с коротким тронком и перешла к изобарной системе наддува.

Схема *двухступенчатого последовательного* наддува МОД типа 1060S фирмы «Фиат», постройка которого началась в 1967 г., показана на рис. 6.35б. Второй ступенью сжатия в ней являлся поршневой компрессор, приводимый в действие от крейцкопфного механизма. Наддувочный воздух поступал в цилиндр через автоматический клапан. В этой схеме предусматривалось охлаждение наддувочного воздуха после каждой ступени сжатия.

В 1954 г. мощный двухтактный дизель с контурной петлевой продувкой и управляемым выпуском создала фирма «MAN». В нем моментом выпуска из цилиндра отработавших газов управляла вращающаяся заслонка, перекрывавшая выпускные окна. Отработанные на нем конструктивные решения были использованы в серийных моделях типа KZ (1957 г.), в которых была реализована *последовательно-параллельная* схема наддува с импульсной турбиной, рис. 6.35в. Воздух, выходящий из турбокомпрессора, охлаждался и направлялся в часть подпоршневых полостей рабочих цилиндров. Остальная часть полостей всасывала воздух непосредственно из атмосферы.

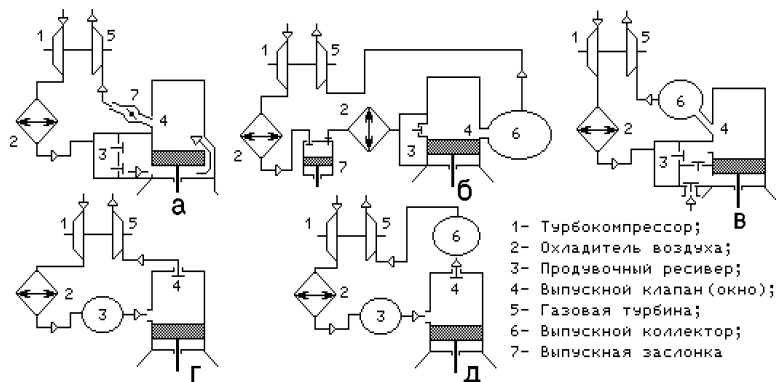


Рис. 6.35. Схемы систем наддува судовых дизелей

Рост давления воздуха и среднего эффективного давления привели к отказу от использования импульсного наддува: начиная с модели KZ-E МОД фирмы «MAN» стали комплектоваться ГТК, работающими на газах с постоянным давлением. Еще более совершенные дизели семейства KSZ (начало 1970-х гг.) имели параллельную схему наддува с использованием подпоршневых полостей, которые на режимах малых нагрузок подавали воздух через эжектор в нагнетательный патрубок турбокомпрессора. При увеличении нагрузки подача воздуха осуществлялась в общий продувочный ресивер.

Совершенствование конструкции агрегатов наддува и улучшение их характеристик (КПД турбокомпрессоров за период с 1926—1990 гг. увеличился от 0,49—0,53 до 0,65—0,7), а также рост давления наддува сопровождался постепенным отказом от использования подпоршневых полостей и навешенных продувочных насосов. Первым шагом в этом направлении явилось применение отключаемых подпоршневых полостей, прекращавших подачу воздуха при работе дизеля на

нагрузках, близких к номинальной. Это способствовало увеличению его механического КПД.

Эволюция схем наддува судовых МОД, протекавшая до начала 1980-х гг., завершилась переходом к использованию одноступенчатого газотурбинного наддува. На рис. 6.35 $\epsilon$  показана схема одноступенчатого импульсного наддува дизелей типа VTBF, которую фирма «Бурмейстер и Вайн» смогла реализовать еще в 1952 г. Ее появлению способствовала традиционно применяемая в МОД этой компании прямоточно-клапанная продувка (ПКП), оказавшаяся наиболее приспособленной для этой цели. Аналогичную схему использовали в своих машинах фирмы «Мицубиси» и «Сторк».

По мере увеличения степени наддува выяснилось, что при давлении, превышающем 0,2 МПа, импульсная система утрачивает свои преимущества перед изобарной *Изобарная система наддува* в МОД с прямоточно-клапанной продувкой также была впервые использована фирмой «Бурмейстер и Вайн». Схему, показанную на рис. 6.35 $\delta$ , реализовали в 1978 г. в дизелях семейства L-GFCA. Недостаток мощности газовой турбины при работе машин на малых нагрузках в одноступенчатых схемах наддува компенсировался работой воздуходувки с электроприводом.

Особенности конструкции современных МОД можно рассмотреть на примере машин объединенного концерна «MAN-Бурмейстер и Вайн» серии MC. Номенклатура этой серии включает, в общей сложности, 380 моделей с размерами цилиндров 900, 800, 700, 600, 500, 420, 350 и 260 мм с различным средним эффективным давлением, числом цилиндров, частотой вращения. Такое разнообразие дизелей одного типа позволяет удовлетворять любые потребности судостроителей. Наиболее мощная модель семейства — L90MC с диаметром цилиндра 900 мм и ходом поршня 2 916 мм — в двенадцатицилиндровом исполнении развивает эффективную мощность 51 720 кВт при частоте вращения 82 об/мин. Масса этой громадной машины достигает 1 964 т. Наименее мощная модель S26MC, являющаяся самым малым в мире двигателем крейцкопфного типа, имеет четырехцилиндровое исполнение с диаметром цилиндра 260 мм и ходом поршня 980 мм. Ее эффективная мощность составляет всего 1 480 кВт при частоте вращения 212 об/мин. Масса сухого дизеля равна 28,5 т [93].

Дизели серии MC, рис. 6.36, рассчитаны для работы на тяжелом топливе с вязкостью до 700 сСт при 50 °С и содержанием серы до 5 %. Их высокая фундаментная рама 7 имеет сварную конструкцию с цель-

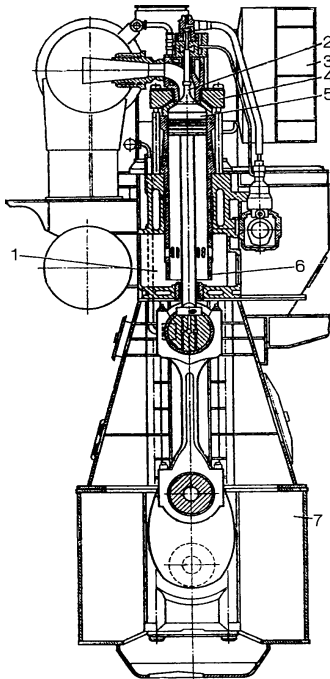


Рис. 6.36. МОД S-MC

— управление частотой тока производится посредством механико-гидравлического регулятора;

— генератор связан с дизелем через редуктор с постоянным передаточным отношением, заданную частоту тока поддерживает электрический регулятор;

— генератор соединен с дизелем, работающим с постоянной частотой вращения, при помощи редуктора с постоянным передаточным отношением;

— генератор соединен непосредственно с коленчатым валом без использования редуктора, частота тока поддерживается электрическим регулятором.

Дизели с цилиндрами диаметром выше 500 мм комплектуются *турбокомпаундной системой* (Turbo Compound System, TCS), которая обеспечивает производство дополнительной работы за счет использования энергии отработавших газов. TCS представляет собой законченный блок, состоящий из силовой газовой турбины, гидравлической

нолитыми поперечными балками. Цилиндрический продувочный ресивер 1 отлит из чугуна и объединен с блоком цилиндров. Цилиндровые втулки 6 и крышки 4 имеют эффективное охлаждение огневых поверхностей. Выпускные клапаны 2 оборудованы гидравлическим приводом и устройством для вращения, увеличивающим их надежность и срок службы. Поршень 5 имеет традиционные для фирмы «Бурмейстер и Вайн» вогнутое днище и короткий тронк. Он охлаждается маслом.

Дизели серии MC комплектуются развитой системой утилизации тепла и различным навесным оборудованием. Система отбора мощности (Power Take Off, PTO) связывает с их коленчатым валом генератор электрического тока. Разработано четыре типа стандартных систем PTO, каждая из которых может быть выполнена в нескольких вариантах с различным расположением редуктора:

муфты и редукторной передачи, связывающей турбину с коленчатым валом дизеля. При нагрузках выше 50 % от номинальной, турбина передает мощность коленчатому валу, снижая величину среднего удельного расхода топлива на 2—5 г/(кВт·ч). Максимальная мощность силовой турбины достигает 4,2 % номинальной мощности дизеля [93]. Схема турбокомпаундной системы показана на рис. 6.37.

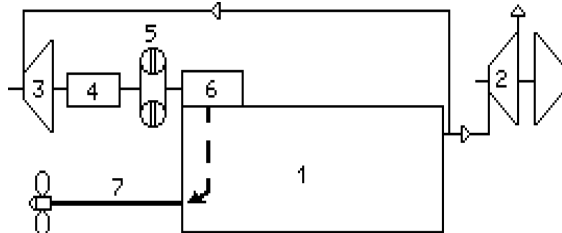


Рис. 6.37. Турбокомпаундная система:

1 — главный двигатель; 2 — ГТК; 3 — силовая турбина; 4 — редуктор; 5 — гидромуфта; 6 — передаточный механизм; 7 — гребной вал

Турбокомпаундные системы в составе дизельных ЭУ впервые появились на транспортных судах японской постройки в начале 1980-х гг. С их помощью были достигнуты рекордно низкие удельные расходы топлива, равные 0,155—0,158 кг/(кВт·ч).

## 6.5. ДИЗЕЛИ С ПРОТИВОПОЛОЖНО-ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

Появление дизелей с противоположно-движущимися поршнями (ПДП) стало ответом на стремление использовать преимущества машин двойного действия, одновременно избежав применения в них одной из наиболее ответственных деталей обычных установок — цилиндрических крышек. Наличие двух поршней в каждом цилиндре позволяло снизить число последних до двух-четырех и тем самым уменьшить длину дизеля. Дизели с ПДП строились только двухтактными.

Первые достаточно надежные дизели с ПДП разработал русский инженер Р. А. Корейво. Они устанавливались на отечественные речные суда в 1910-х гг. Спустя десятилетие основное количество машин с ПДП производилось различными фирмами по патенту германского профессора Юнкерса. В 1920—1940-х гг. маломощные «Юнкерсы» применялись на небольших промысловых судах.

На рис. 6.38 показан бескомпрессорный неререверсивный двухтактный дизель простого действия этой системы типа 33НК65, выпускавшийся отечественной промышленностью в начале 1930-х гг. Он развивал мощность 22 кВт при частоте вращения 1 200 об/мин. Топливо в цилиндр подавалось через открытую форсунку от насоса, приводившегося в действие при помощи кулачка, насаженного на коленчатый вал. Этот же кулачок управлял подачей сжатого воздуха в цилиндр при пуске. Удельный вес дизеля составлял 34 кг/кВт, его эффективный КПД был невысок и на номинальной нагрузке не превышал 31,5 %.

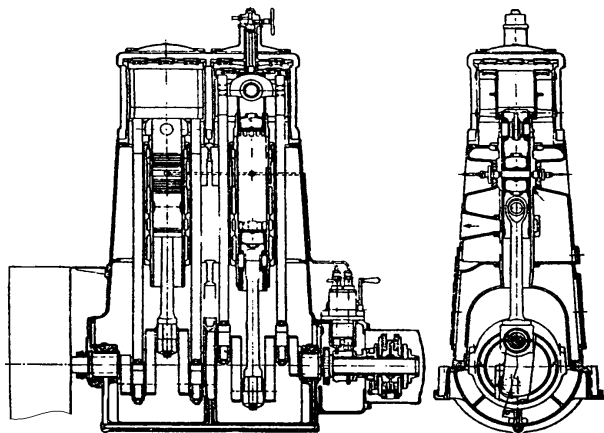


Рис. 6.38. Маломощный дизель с ПДП типа «Юнкерс»

Сходную компоновку имели мощные МОД, производившиеся английской фирмой «Доксфорд». Она изменила конструкцию, запатентованную Юнкерсом, и к середине 1920-х гг. довела мощность машин до 3 500—4 500 кВт. На рис. 6.39 показан дизель, построенный в 1927 г. для пассажирского лайнера «Бермуда» вместимостью 19 086 рег. т. На лайнере стояли четыре таких машины мощностью по 2 060 кВт при 110 об/мин. Диаметр их цилиндров составлял 600 мм, ходы нижних и верхних поршней были разными: 1 040 и 760 мм.

Верхние части рабочих цилиндров служили направляющими для верхних поршней 1. Они имели боковые прорези, в которых перемещались поперечины поршней 2. Станина выполнялась открытой, ее образовывали пустотелые клепаные колонны 3, связанные сверху литым горизонтальным поясом 4. Внутренняя полость пояса служила ресивером продувочного воздуха. Фундаментная рама 5 была выполнена плоской, внутри нее располагался клепаный масля-

ный поддон 6. Закрытые форсунки 7 приводил в действие рычажный механизм, управлявшийся распределительными валами 8. В дизеле применялась топливная система аккумуляторного типа. Поршневой продувочный насос двойного действия располагался между рабочими цилиндрами и приводился в действие от специального кривошипа коленчатого вала. Эффективный КПД дизеля на номинальной нагрузке был равен 34,6 %.

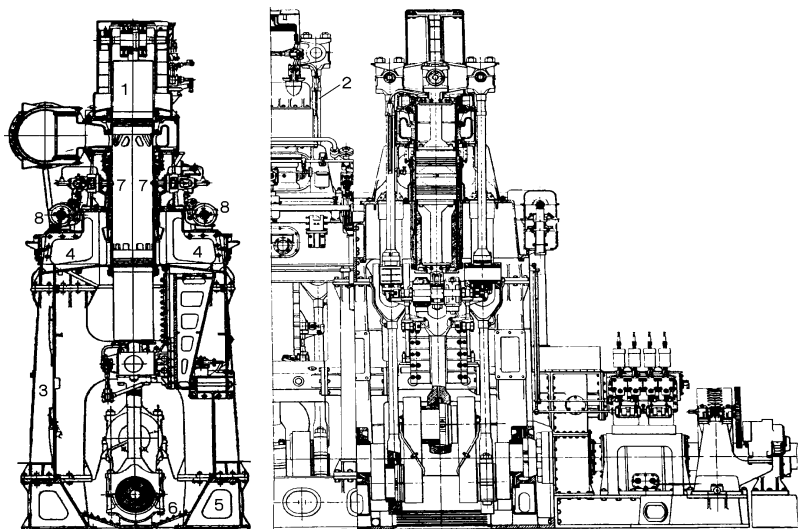


Рис. 6.39. Малооборотный дизель с ПДП фирмы «Доксфорд»

Прямоточно-щелевая продувка, характерная для дизелей «Доксфорд», обеспечивала наиболее качественную очистку цилиндра от остаточных газов. Машины этой фирмы более поздней постройки периода 1930—1950-х гг. имели закрытую станину сварной конструкции, их мощность достигала 8 500 кВт. В дизеле типа М76J, выпущавшемся в 1960—1970-х гг., была достигнута цилиндровая мощность 2 000 кВт при частоте вращения 123 об/мин. Его удельная масса была равна 41 кг/кВт, а эффективный КПД достигал 43 %.

На рис. 6.40 показан четырехцилиндровый дизель типа «Камельярд-Фулагар» мощностью 740 кВт при частоте вращения 110 об/мин, построенный в 1923 г. и установленный на грузовом судне «Малия» вместимостью 6 000 т. Диаметр его цилиндра был равен 470, ход каждого поршня составлял 635 мм. Средняя скорость поршня равнялась 2,33 м/с. Поршневой продувочный насос 1 располагался над дизелем

и приводился в действие от его верхнего поршня, управлявшего также открытием выпускных окон 3. Отработавшие газы отводились в выпускной коллектор 4. Топливо впрыскивалось форсункой 5, открывавшейся при помощи распределительного вала. Пускался дизель сжатым воздухом, подававшимся в цилиндр пусковым клапаном 6.

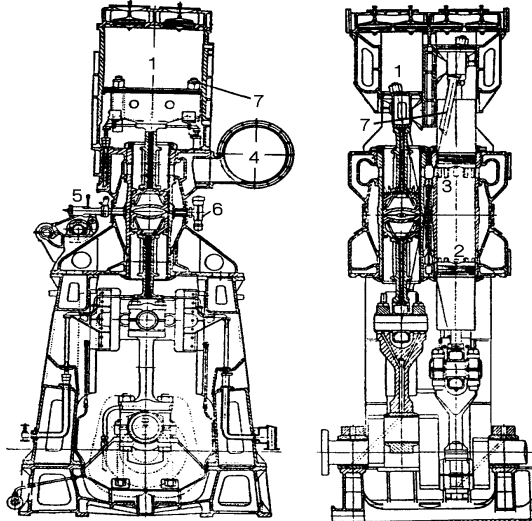


Рис. 6.40. Дизель с ПДП типа «Камельярд-Фулагар»

Конструктивной особенностью дизеля являлось устройство его КШМ, значительно отличавшегося от машин фирмы «Доксфорд». Поршни соседних цилиндров попарно соединялись между собой наклонными тягами 7. Эти тяги связывали крейцкопфы верхних поршней с крейцкопфами противоположных нижних. Одновременно одна пара поршней расходилась, а вторая — сходилась. Использование такого КШМ удалось избежать применения традиционных для других типов дизелей с ПДП трех шатунов для каждого из рабочих цилиндров и усложнения конструкции коленчатого вала (также вызванной наличием трех колен для каждого из цилиндров).

Малооборотные дизели с ПДП, аналогичные по конструкции показанному на рис. 6.41 МОД типа 75VTBF150/50, выпускались в начале 1950-х гг. фирмами «Аккерс» (Норвегия) и «Харланд и Вольф» (Англия) по лицензии компании «Бурмейстер и Вайн». При диаметре цилиндра 750 и ходе поршней — нижнего 1 500 и верхнего 500 мм — их цилиндровая мощность была равна 1 220 кВт при частоте враще-



ния 120 об/мин. Они были оборудованы импульсным газотурбинным наддувом и прямоточно-щелевой продувкой. Открытием выпускных окон управлял верхний поршень. Часть конструктивных решений, использованных в этих машинах, была развита в дизеле с прямоточно-клапанной продувкой типа 74VTBF-160, производство которого было начато в 1952 г. Эта машина считается родоначальницей современных МОД.

Наиболее сложным элементом дизелей с ПДП являлся КШМ, в котором применялся коленчатый вал, имевший три колена для каждого цилиндра, или использовались два коленчатых вала, связанные между собой системой передач. Стремление использовать положительные качества машин с ПДП, одновременно упростив их конструкцию, привело в 1930-х гг. к появлению их нового типа — с горизонтальным расположением цилиндров, одним коленчатым валом и оригинальной связью с ним поршней.

На рис. 6.42 показана конструкция высокооборотного дизеля фирмы «Зульцер». Его коленчатый вал находился под цилиндром, для каждого шатуна предусматривалось отдельное колено. Движение от поршня к коленчатому валу передавалось через верхний и нижний шатуны, а также балансир. Поршневой продувочный насос приводился от рычага, связанного с балансиром. Выпускные окна, перекрываемые правым поршнем, открывались ранее продувочных. Эффективный КПД дизеля достигал величины 34,5 %.

Самый мощный двигатель этого типа с 8 цилиндрами диаметром 140 и ходом обоих поршней 180 мм развивал мощность 66 кВт при частоте вращения вала 1 350 об/мин [9]. Среднее эффективное давление в этой машине на номинальной нагрузке было равно 0,53 МПа.

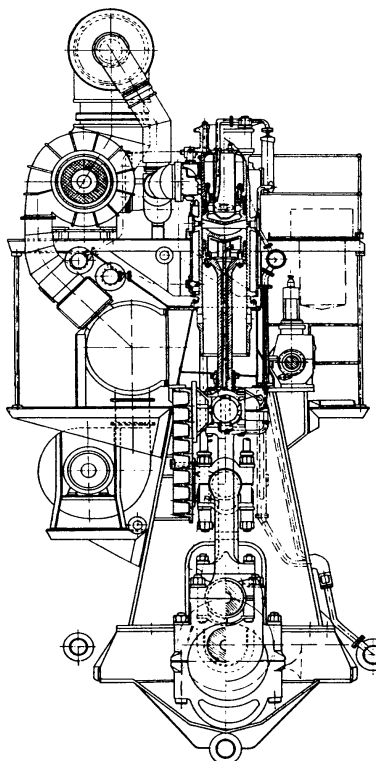


Рис. 6.41. Дизель с ПДП типа 75VTBF 150/50

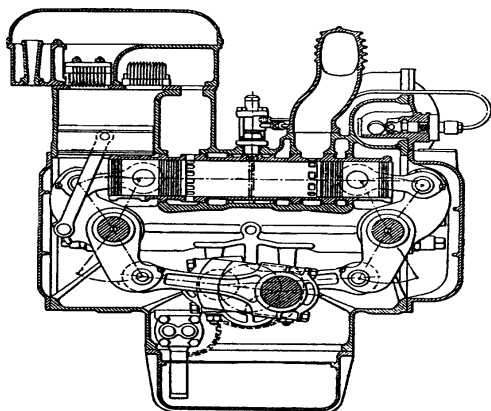


Рис. 6.42. Высокооборотный дизель с ПДП фирмы «Зульцер»

В 1936 г. американская фирма «Стерлинг» начала выпускать безмотылевые горизонтальные четырехцилиндровые дизели с ПДП и прямоточно-щелевой продувкой, рис. 6.43. Они предназначались для катеров. Передача движения от поршней к выходному валу в этих конструкциях была решена следующим образом. Вал имел диски, выполненные из специальной стали, закрепленные на фланцах под углом  $20^\circ$  к оси. Чугунные поршни соединялись со стальными скользящими опорами, имевшими баббитовую заливку опорной поверхности. Смазка опор осуществлялась масляной струей.

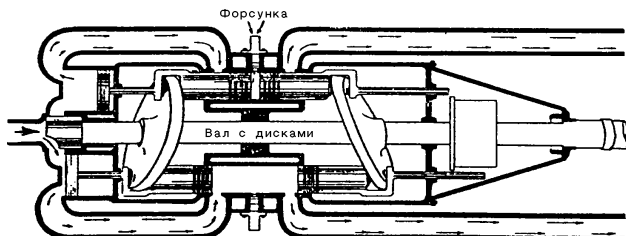


Рис. 6.43. Дизель типа «Стерлинг»

Дизель этой конструкции типа SD-425 имел мощность 110 кВт при частоте вращения вала 1 200 об/мин. Диаметр его цилиндра был равен 108, ход каждого поршня составлял 146 мм. Дизель снабжался реверс-муфтой. Его среднее эффективное давление равнялось 0,545 МПа, КПД — всего 31,5 %. Удельная масса машины не превышала 17,3 кг/кВт. Дальнейшего развития этот тип не получил, так как не удалось преодолеть его специфические недостатки, в первую очередь — низкий моторесурс.

К рассматриваемому классу дизелей принадлежат отечественные двухтактные машины 10ДПН 20,7/25,42 (ЗД100) и 16ДПН 23/2×30. Первая из них предназначалась для использования в качестве дизель-генератора на судах с электродвижением. Она развивала мощность до 2 210 кВт при 850 об/мин. К ее особенностям относилось использование двух чугунных коленчатых валов — верхнего и нижнего — связанных между собой вертикальным валом и двумя парами конических зубчатых колес. Вторая — использовалась для работы непосредственно на винт в составе дизельгидро зубчатых агрегатов, а также для привода электрогенераторов. Она являлась двухрядной и имела четыре стальных коленчатых и два распределительных вала. Ее мощность достигала 4 400 кВт при частоте вращения до 850 об/мин. В 1970 г. дизелям типа 16ДПН 23/2×30 был присвоен государственный Знак качества.

В настоящее время судовые дизели с противоположно-движущимися поршнями не производятся, а в эксплуатации находятся только их отдельные экземпляры.

## 6.6. ПАРОДИЗЕЛИ

Примечательной страницей истории судовой энергетики является попытка объединения в одной конструкции дизеля и поршневой паровой машины. Такие комбинированные двигатели получили название «пародизели». Их изобретателем является английский инженер Стилл, а основным производителем пародизелей был английский завод предпринимателя Скотта, поэтому эти оригинальные устройства также назывались «нефтепаровыми двигателями типа Скотт-Стилл».

Первое судно с пародизелями — английский грузовой теплоход «Долиус» вместимостью 8 500 т, длиной 124, шириной 16 и осадкой 8,6 м — было построено в конце 1923 г. для ливерпульской судоходной компании. На нем стояли два четырехцилиндровых двигателя, внешне схожие с обычными двухтактными крейцкопфными машинами. Схема ЭУ «Долиуса» показана на рис. 6.44.

Газы, отработавшие в дизельных цилиндрах *Д*, направлялись вначале в утилизационный котел *УК*, затем поступали в теплообменник *Т*, располагавшийся в водяном коллекторе вспомогательного котла *ВК*. Из теплообменника они удалялись в атмосферу, предварительно проходя через экономайзер *ЭК*. Циркуляционным насосом *ЦН* вода из водяного коллектора котла подавалась через устройство для

регулировки температуры  $P$  и утилизационный котел в нижнюю часть зарубашечного пространства дизельного цилиндра.

Здесь она доводилась до кипения, а затем в виде пароводяной смеси уходила через цилиндрическую крышку в верхний коллектор котла, служивший сепаратором пара. Отделившийся в котле пар поступал в одну паровую полость  $\Pi$ , расположенную под дизельным цилиндром, игравшую роль ступени (цилиндра) высокого давления паровой машины. Затем пар направлялся в ступень низкого давления, образованную тремя остальными подпоршневыми полостями. Таким образом, пародизели являлись машинами двойного действия.

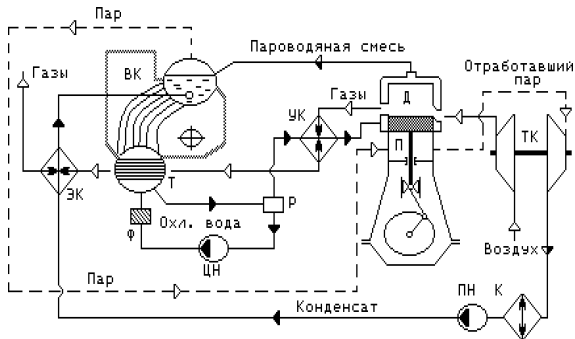


Рис. 6.44. Схема ЭУ теплохода «Долиус»

Пар, оработавший в паровых полостях, шел вначале в турбину турбокомпрессора  $TK$ , обеспечивавшего подачу воздуха к продувочным окнам дизельных цилиндров, а затем — в конденсатор пара  $K$ . Мощность турбокомпрессора достигала 37 кВт при частоте вращения ротора 3 000 об/мин [91]. Образующийся из оработавшего пара конденсат питательным насосом  $ПН$  подавался в котел, проходя через экономайзер  $ЭК$ , в котором он подогревался теплом уходящих газов дизельных цилиндров.

Конструкция пародизеля «Скотт-Стилл» показана на рис. 6.45. Диаметр его цилиндра был равен 560 мм при ходе поршня 915 мм. Машина развивала мощность 920 кВт при частоте вращения 120 об/мин. При этом на долю паровой части приходилось 15—26 % мощности дизельной. Механический КПД был достаточно высок и достигал 90 %.

Конструктивной особенностью ее дизельных цилиндров было отсутствие в них воздушных пусковых клапанов. Запускалась машина паром с давлением 1,0 МПа, поступающим от вспомогательного котла, работавшего на жидком топливе. В верхней части цилиндра распо-

лагалась только одна форсунка. Толщина стенки цилиндровой втулки составляла всего 19 мм, что объяснялось высокой температурой охлаждающей воды и небольшим уровнем действовавших в металле тепловых и механических напряжений. Втулка закреплялась в средней части и могла расширяться вверх. Ее наружная поверхность имела ребра. Составной поршень охлаждался паром. Пар распределяли цилиндрические золотники, размещенные в днище парового цилиндра. Открывались и закрывались они с помощью гидравлического привода.

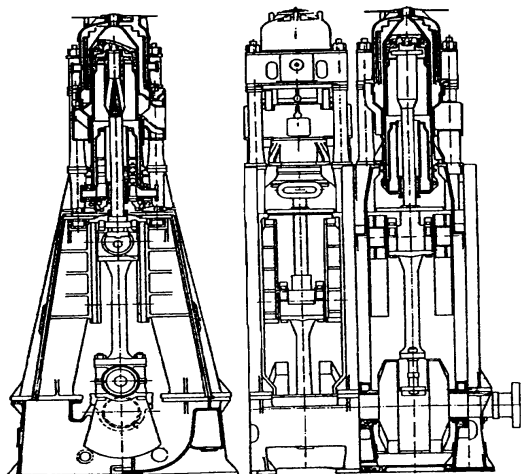


Рис. 6.45. Пародизель «Скотт-Стилл»

Первые же рейсы «Долиуса» показали, что пародизели имели рекордную по тому времени экономичность: удельный расход топлива у них составлял всего 0,222 кг/(кВт·ч) [91]. Однако высокий эффективный КПД энергетической установки, превышающий 39 %, был получен за счет существенного усложнения ее схемы.

В 1927 г., с учетом опыта эксплуатации «Долиуса», было построено пассажирское судно «Эурибейтс» грузоподъемностью 7 900 т. Оно было оборудовано двумя пародизелями «Скотт-Стилл» иной конструкции. Новые двигатели являлись комбинацией пятицилиндрового двухтактного дизеля и двухцилиндровой паровой машины двойного действия. Они размещались на общей станине и работали на отдельные кривошипы общего коленчатого вала. Разделение дизельных и паровых цилиндров позволило упростить конструкцию первых. Их диаметры были равны 675 при ходе поршня 1 125 мм. Двигатели развивали мощность по 920 кВт при частоте

вращения 105 об/мин. В ходе их стендовых испытаний был получен эффективный КПД 38,8 %.

Пар, отработавший в цилиндрах паровой части, так же как и в предыдущем случае, дополнительно расширялся в турбине, вращавший продувочный компрессор.

В 1928 г. на парусно-моторном рыболовном судне «Ларус» длиной 26 м был установлен пародизель небольшой мощности. Трехцилиндровый двигатель типа «Пленти-Стилл», рис. 6.46, имел мощность

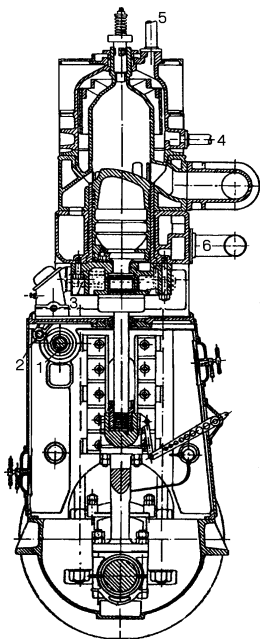


Рис. 6.46. Пародизель «Пленти-Стилл»

155 кВт при частоте вращения 300 об/мин. Диаметр его цилиндра равнялся 280, ход поршня составлял 335 мм. Паровые цилиндры выполнялись в виде подпоршневого пространства дизельных. Пар в них поступал через клапаны 3, приводимые от распределительного вала 1 рычажным приводом 2. Образовавшаяся в зарубашечном пространстве пароводяная смесь по трубопроводу 5 поступала в котел типа «Кохран» с угольным отоплением, игравший роль сепаратора пара. Отделившийся пар с давлением 0,6—0,7 МПа направлялся в паровой цилиндр, отработав в котором он удалялся в ресивер 6.

Вода, охлаждающая дизельный цилиндр, подавалась в нижнюю часть зарубашечного пространства по трубопроводу 4. Пускался двигатель паром с давлением 1,05 МПа. Частота вращения паровой машины при этом достигала 100 об/мин при бездействующих дизельных полостях. Удельный расход топлива в этой машине был равен 0,234 кг/(кВт·ч) и оказался существенно выше, чем в других типах пародизелей.

Пародизели стали предшественниками появившихся спустя четыре десятилетия систем глубокой утилизации тепла. Опыт их эксплуатации со всей очевидностью показал, что использование вторичных энергоресурсов, которыми являются тепло отработавших газов и охлаждающей воды, служит заметным фактором повышения экономичности СЭУ.

Идея получения пара в зарубашечном пространстве дизельных цилиндров нашла свое развитие в системах высокотемпературного

охлаждения (ВТО). Применение охлаждающей воды с температурой выше 100 °С позволяет уменьшить тепловые и механические потери, то есть увеличивает эффективный КПД дизеля. Оно же вызывает перераспределение статей теплового баланса, при котором возрастает доля тепла, отводимого с уходящими газами, что облегчает его последующую утилизацию.

К середине 1960-х гг. сложились два типа систем ВТО:

— с парообразованием внутри полостей охлаждения (то есть с поверхностным кипением);

— с внешним парообразованием (некипящее охлаждение с последующим дросселированием горячей воды и получением из нее пара).

Температура воды в системах ВТО достигает 120—150 °С. Как показал практический опыт их использования, рост температуры деталей двигателя в большинстве случаев не вызывает нарушения их нормального функционирования. Поверхности теплообменников, установленных в таких системах, могут быть уменьшены в несколько раз по сравнению с обычными. Использование ВТО в настоящее время рассматривается как перспективный путь повышения экономичности дизельных установок.

## 6.7. ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

С начала 1920-х до 1970-х гг. наблюдался устойчивый рост мощности судовых дизелей, диктовавшийся быстрым увеличением грузоподъемности и скорости судов. В первые годы развития дизелей он протекал преимущественно за счет повышения средней скорости поршня  $C_m$  и среднего эффективного давления  $p_e$ . Увеличение последнего обеспечивалось совершенствованием процессов смесеобразования и сгорания, а также повышением механического КПД. К началу 1930-х гг. эти мероприятия позволили повысить мощность дизелей (при сохранении числа цилиндров, их размеров и частоты вращения) на 20—25 %. Затем, до середины 1950-х гг. рост мощности обеспечивался преимущественно экстенсивным путем — увеличением числа и размеров цилиндров. Форсирование судовых дизелей наддувом в этот период использовалось достаточно редко и осуществлялось преимущественно в машинах, работавших по четырехтактному циклу.

Применение газотурбинного наддува в двухтактных малооборотных машинах началось в 1952 г. выпуском фирмой «Бурмейстер

и Вайн» дизеля типа VTBF. С этого времени наддув стал основным способом увеличения мощности СЭУ.

После энергетического кризиса начала 1970-х гг. главным направлением совершенствования дизельных СЭУ стало повышение их топливной экономичности. В этот период затраты на топливо в сумме эксплуатационных расходов судна возросли в несколько раз. Удельный расход топлива в МОД с величин 0,196—0,22 кг/(кВт·ч), характерных для 1960-х гг., к концу 1980-х гг. снизился до 0,162—0,178 кг/(кВт·ч).

Столь существенная экономия топлива была достигнута за счет проведения следующих мероприятий:

- использования в новых конструкциях дизелей исключительно прямоточно-клапанной продувки, отказа от использования навешенных продувочных насосов и подпоршневых полостей;

- увеличения величины отношения хода поршня к диаметру цилиндра  $S/D$ , достигшего к настоящему времени четырех;

- роста максимального давления цикла  $p_z$ , приближения процесса сгорания к изобарному;

- повышения давления впрыска топлива;

- перехода на использование системы наддува при постоянном давлении газа перед турбиной (изобарный наддув);

- увеличения КПД газотурбокомпрессоров;

- развития схем утилизации теплоты;

- снижения частоты вращения до 50—65 об/мин.

Начавшийся в 1970-х гг. рост отношения  $S/D$  был вызван стремлением повысить пропульсивный КПД дизельных СЭУ за счет снижения частоты вращения гребного винта. Это также способствовало увеличению экономичности дизелей, но требовало возрастания хода поршня, компенсирующего падение его средней скорости  $C_m$ . Рост отношения  $S/D$  позволил уменьшить частоту вращения МОД, не только сохранив, но даже увеличив  $C_m$ . Однако возрастание хода поршня привело к падению качества газообмена из-за недостаточной очистки верхней части цилиндра от отработавших газов в дизелях, снабженных контурной поперечной и петлевой продувками.

Исследования, проведенные фирмой «Зульцер» в конце 1970-х гг., показали, что при увеличении отношения  $S/D$  выше 2,2—2,4, экономичность дизелей с контурными продувками существенно ухудшается. Напротив, испытания МОД с прямоточно-клапанной продувкой, выполненные концерном «MAN-Бурмейстер и Вайн», продемонстрировали, что увеличение отношения  $S/D$  заметно снижает удельный



расход топлива [88]. В результате фирма «Зульцер» отказалась от своей традиционной контурной поперечной продувки и в 1983 г. приступила к выпуску МОД типа RTA с ПКП.

Аналогичное решение о переходе к постройке МОД с ПКП на основе конструкции дизеля типа L-GFCA фирмы «Бурмейстер и Вайн» было принято в 1980 г. в ходе создания объединенного концерна «MAN-Бурмейстер и Вайн». Третий мировой производитель МОД — фирма «Мицубиси» — с 1950-х гг. также выпускает дизели с ПКП. Таким образом, к началу 1980-х гг. произошло сближение конструктивных форм крейцкопфных МОД, производимых ведущими дизелестроительными фирмами. Это позволяет предположить, что в ближайшие годы МОД с ПКП будут оставаться основным типом главных двухтактных судовых дизелей.

Развитие дизелей может быть охарактеризовано изменением их критерия напряженности  $H$ , кВт/дм<sup>2</sup>, равного

$$H = z p_e C_m = N_{ен} / F_n,$$

где  $z$  — коэффициент тактности;

$p_e$  — среднее эффективное давление, МПа;

$C_m$  — средняя скорость поршня, м/с;

$N_{ен}$  — цилиндровая мощность, кВт;

$F_n$  — площадь поршня, дм<sup>2</sup>.

Характер изменения коэффициента напряженности  $H$  в течение 1912—1989 гг. на примере крейцкопфных дизелей постройки фирмы «Бурмейстер и Вайн» и объединенного концерна «MAN-Бурмейстер и Вайн», показан в табл. 6.6.

Таблица 6.6

Тип дизеля, год выпуска	— <sup>1</sup>	— <sup>2</sup>	— <sup>3</sup>	— <sup>4</sup>	VTBF,	VT2BF,
	1912	1913	1927	1930	1952	1960
Размер цилиндра S/D, мм	730/530	800/600	1 500/840	1 400/620	1 100/500	1 100/500
Отношение S/D	1,38	1,33	1,79	2,26	2,20	2,20
Цилиндровая мощность, кВт	82,8	119,5	920	981	420	520
$p_k$ , МПа	—	—	0,12	0,12	0,14	0,17
$p_e$ , МПа	0,44	0,507	0,53	0,66	0,70	0,84
$C_m$ , м/с	3,41	3,33	6,25	4,66	6,23	6,23
$H$ , кВт/дм <sup>2</sup>	3,76	4,23	8,83	17,29	17,69	21,9
Механический КПД	0,72	—	—	0,905	0,9	0,9
Эффективный КПД	—	—	—	0,397	0,409	0,409

Продолжение табл. 6.6

Тип дизеля, год выпуска	К-EF, 1971	К-GF, 1973	L-GFCA, 1978	L-GB, 1982	L-MC, 1985	S-MS, 1988
Размер цилиндра $S/D$ , мм	1 400/620	1 400/670	1 700/670	1 700/670	2 275/700	2 290/600
Отношение $S/D$	2,26	2,08	2,54	2,54	3,25	3,82
Цилиндровая мощность, кВт	900	1250	1450	1840	2080	1870
$p_k$ , МПа	0,19	0,21	0,21	0,27	0,30	0,32
$p_e$ , МПа	0,91	1,08	1,20	1,49	1,51	1,70
$C_m$ , м/с	6,53	6,53	5,55	6,79	7,20	7,79
$H$ , кВт/дм <sup>2</sup>	29,83	35,47	41,15	52,15	48,45	66,17
Механический КПД	0,915	0,90	0,915	0,92	0,93	0,93
Эффективный КПД	0,41	0,427	0,47	0,50	0,52	0,52

<sup>1</sup> четырехтактный простого действия без наддува;

<sup>2</sup> четырехтактный простого действия без наддува;

<sup>3</sup> четырехтактный двойного действия с наддувом;

<sup>4</sup> двухтактный двойного действия с наддувом.

Рост критерия  $H$  на протяжении первого этапа развития дизелей (1910—1940-е гг.) обеспечивался за счет:

- повышения средней скорости поршня;
- активизации процесса сгорания путем снижения величины коэффициента избытка воздуха;
- совершенствования топливной аппаратуры и процессов распыливания и смесеобразования;
- перехода к бескомпрессорному распыливанию топлива, совершенствования конструкции деталей движения и способов их смазки, обеспечившего рост механического КПД;
- широкого внедрения двухтактных дизелей;
- подачи продувочного воздуха с повышенным давлением  $p_k$  от внешних устройств с независимым приводом.

На втором этапе (1950—1990-е гг.) основным способом увеличения  $H$  стал газотурбинный наддув.

Как следует из табл. 6.6, за рассматриваемый период величина критерия напряженности возросла более чем в семнадцать раз, а среднее эффективное давление увеличилось почти вчетверо.

Удельный вес МОД за 1930—1990 гг. уменьшился на порядок. Так, если в начале указанного периода у четырехтактного дизеля простого действия он был равен 216—247, у двухтактного простого действия — 154—185, а у двухтактного двойного действия — 111—148, то к его концу у свехдлинноходовых машин концерна «MAN-Бурмейстер и Вайн» понизился до 22—40 кг/кВт.

Характерной особенностью современных судовых дизелей является их форсировка по максимальному давлению сгорания  $p_z$ . Увеличение давления газов в цилиндре позволяет повысить экономичность двигателя. С конца 1970-х гг. фирмы «Зульцер» и «MAN-Бурмейстер и Вайн» стали путем применения механизмов, позволяющих регулировать величину угла опережения подачи топлива, поддерживать постоянное значение  $p_z$  в диапазоне нагрузок 70—100 % номинальной мощности. Это дополнительно снизило расход топлива на 2—3 % [88].

Максимальное давление цикла в МОД фирмы «Зульцер» с 1960 по 1976 гг. возросло с 7,6 до 9,2 МПа. В дизелях типа RTA, выпуск которых начался в 1983 г., оно достигло величины 12,5 МПа, а через несколько лет в опытной модели RTX составило уже 18 МПа. Характер изменения основных показателей МОД фирмы «Зульцер» в течение 1957—1992 гг. показан в табл. 6.7.

Таблица 6.7

Тип, год выпуска	RD, 1957	RND, 1968	RND-M, 1976	RLA, 1977	RLB, 1980	RTA, 1983	RTX, 1992
$p_e$ , МПа	0,865	1,07	1,20	1,29	1,42	1,53	1,90
$p_z$ , МПа	7,6	9,1	9,6	10,0	11,8	12,5	18,0
$C_m$ , м/с	5,4—6,2	6,2—6,5	5,7—6,3	5,7—6,3	6,4—6,5	6,96	7,80
$g_e$ , кг/(кВт·ч)	0,214	0,212	0,204	0,204	0,184	0,176	0,163

Применение высокого давления наддува и новых конструктивных решений, снизивших тепловую и механическую напряженность, позволило к концу 1980-х гг. довести цилиндровые мощности крейцкопфных дизелей до 3 900—4 100 кВт. Рост диаметров цилиндров МОД, начавшийся во второй половине 1950-х гг., завершился к середине 1970-х гг. В этот период производились дизели с цилиндрами диаметром 980 («Бурмейстер и Вайн»), 1 050 («MAN» и «Зульцер») и 1 060 мм («Фиат»). Существовали планы их увеличения до 1 200—1 300 мм, но реализованы они не были.

С конца 1970-х гг. картина изменилась: стала прослеживаться тенденция к уменьшению диаметров цилиндров МОД и, наоборот, к увеличению размеров цилиндров СОД. Номенклатура производимых в настоящее время МОД заметно расширилась в области малых мощностей за счет постройки дизелей с небольшими цилиндрами. Их минимальный диаметр у МОД, равный 260 мм, достигнут концерном «MAN-Бурмейстер и Вайн» в дизеле типа S26MC.

По сравнению с СОД, малоразмерные МОД характеризуются лучшей приспособленностью к высоковязким топливам, обладают более высоким сроком службы. Ввиду меньшего числа цилиндров они тре-

буют меньших эксплуатационных затрат. Минимальное число цилиндров современных МОД составляет четыре против пяти-шести, характерных для 1960—1970-х гг., максимальное равно двенадцати.

СОД в составе СЭУ стали использоваться с начала 1920-х гг. Этому немало способствовало то обстоятельство, что после первой мировой войны осталось значительное количество дизелей, ранее предназначенных для применения на подводных лодках. Их стали устанавливать в качестве главных на транспортные суда, где эти машины работали на пониженной мощности.

Активное применение СОД на транспортных и промысловых судах началось в середине 1960-х гг. Уже к 1970 г. их доля в общей мощности дизельных СЭУ составила 25 %. По сравнению с МОД, СОД более компактны, имеют меньшую массу и постройочную стоимость. Их основными недостатками являются более высокая стоимость технического обслуживания, меньшая экономичность, большая шумность.

Тенденции развития СОД можно проследить на примере дизелей фирмы «Фиат» типа С420 с диаметром цилиндра 420 мм, табл. 6.8.

Таблица 6.8

Год	$S$ , м	$S/D$	$n$ , об/мин	$C_m$ , м/с	$p_e$ , МПа	$N_{ен}$ , кВт	Удельный вес, кг/кВт
1961	0,58	1,38	375	7,25	1,27	312	23,4
1966	0,50	1,19	435	7,25	1,27	312	21,0
1970	0,50	1,19	450	7,50	1,32	370	17,9
1976	0,50	1,19	480	8,0	1,62	441	15,0

Как видно, за пятнадцать лет цилиндровая мощность и средняя скорость поршня дизелей этого семейства возросли на 41 и 11 % соответственно, а их удельный вес снизился в 1,56 раза.

Цилиндровая мощность современных СОД достигает 1 500 кВт. Ее постепенный рост обеспечивался совершенствованием процессов газообмена и смесеобразования, улучшением конструкции агрегатов наддува и деталей камеры сгорания. Давление наддува в современных СОД достигает 0,3 МПа, максимальные диаметры их цилиндров составляют 600—650 мм и сопоставимы с размерами цилиндров МОД. В последнее десятилетие для СОД прослеживается тенденция к увеличению величины отношения хода поршня к диаметру цилиндра  $S/D$  от 1,1—1,3 до 1,4—1,6. Дальнейшее возрастание этого отношения ограничивается ростом габаритов и массы дизелей, а также повышением их стоимости.

Современные четырехтактные СОД имеют удельный расход топлива, приближающийся к 0,17 кг/(кВт·ч). Эта величина соответствует