Ю. К. Аристов

Судовые вспомогательные механизмы



ИЗДАТЕЛЬСТВО
РЕЧНОЙ ТРАНСПОРТ·
МОСКВА · 1963

РАЗДЕЛ I

ПАЛУБНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Глава 1

РУЛЕВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

§ 1. РУЛЕВЫЕ УСТРОЙСТВА

Управление судном при его движении по заданному курсу и выполнение эволюций (маневров, поворотов) могут быть осуществлены при помощи движителей (например, у судов, оборудованных лопастными ротативными и водометными движителями) или посредством рулей или поворотных насадок.

Руль — наиболее простое устройство, служащее для управления судном.

На небольших судах (завозниях, паромах) для управления используют такое примитивное средство, как кормовое весло («навесь»), имеющее ось вращения на транце кормы судна.

Однако управлять при помощи подобного устройства большим судном было бы крайне затруднительно, так как для этого потребовался бы очень большой рычаг (румпель) и много людей. Усилия, необходимые для приведения такого рулевого устройства в действие, оказались бы в данном случае весьма значительными.

С развитием судостроения конструкции рулей и рулевых приводов совершенствовались. От простых пластинчатых навесных рулей, применяемых на судах старой постройки, последовательно перешли к полубалансирным и балансирным рулям обтекаемой формы. Созданы и испытаны рули сложных конструкций (Флетнера, Кичена, Эртца, Хитцлера и др.). В настоящее время, особенно в связи с вождением несамоходных судов методом толкания, спроектированы и применяются устройства с поворотными насадками и многолопастными рулями.

Совокупность влияния рулевого устройства, движителей и кормовых образований корпуса обеспечивает управляемость судна, т. е. способность быстро или медленно изменять курс по желанию судоводителя.

Чтобы представить себе, каким образом с помощью руля изменяется курс судна, разберем на примере рулевого устройства с простым рулем (в виде плоской пластины) взаимодействие сил, заставляющих судно отклоняться от первоначального направления движения.

Рулевое устройство с простым навесным рулем (рис. 1) состоит из пера *1* руля — стального или деревянного полотнища (пластины), имеющего ось вращения в кормовой оконечности судна; баллера *2* руля — вертикального вала, к которому жестко прикреплено перо руля; румпеля *4* (сектора) — рычага, насаженного на головку *3* баллера, и штыря *5*, опирающегося на подпятник *6* ахтерштевня. При помощи румпеля (сектора) производится поворот руля относительно диаметральной плоскости судна на нужный угол.

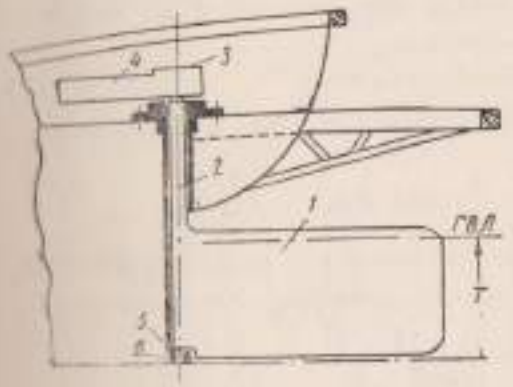


Рис. 1. Простой навесной руль

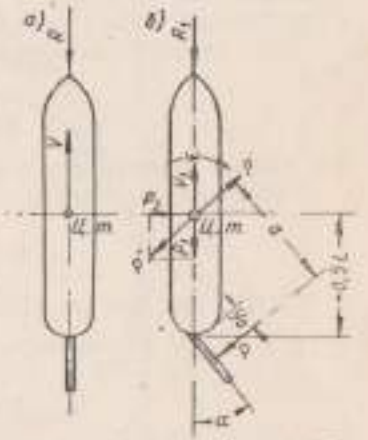


Рис. 2. Схема действия сил при различных положениях руля

Когда судно движется прямолинейным курсом, руль его находится в диаметральной плоскости (рис. 2,*а*).

Однако достаточно повернуть руль на какой-либо угол α в сторону борта, как в результате давления воды на перо руля возникнет сила P, которая заставит судно отклониться от первоначального курса в сторону того борта, на который был переложен руль (рис. 2,*б*). Величина этой силы находится в квадратичной зависимости от скорости v движения судна, площади пера руля и угла α, на который он переложен.

При перекладке в сторону борта руль оказывает тормозящее действие, поэтому скорость судна v_1 и, как следствие этого, сопротивление воды движению R_1 уменьшаются по сравнению с их начальными значениями (v и R).

Из рис. 2 видно, что если в положении *а* судно движется прямолинейно со скоростью v, преодолевая сопротивление R

воды движению, то в положении *б* при отклоненном руле дополнительно возникает сила P, направленная перпендикулярно плоскости пера руля. Точка приложения этой силы находится на расстоянии y_0 от оси баллера руля.

Из курса теоретической механики известно, что если в какой-либо точке, например в центре тяжести судна, приложить две силы, равные P, но направленные во взаимно противоположные стороны (P' и P''), то на равновесии системы это никак не отразится.

Для удобства дальнейших рассуждений расположим силы P' и P'' параллельно силе P.

В полученной системе сил силы P и P' с плечом a создают вращающий момент $\mathfrak{M}$, заставляющий судно отклониться от прямолинейного курса в результате вызванного им вращения судна относительно центра тяжести с угловой скоростью ω.

Этот момент численно может быть определен по выражению

$$\mathfrak{M} = Pa \ кгм^*, \qquad (1)$$

где сила P измеряется в килограммах, а плечо a — в метрах.

Величина последнего

$$a = \frac{L}{2}\cos\alpha + y_0$$

с учетом того, что y_0 обычно во много раз меньше длины судна L, плечо a может быть принято равным $\frac{L}{2}\cos\alpha$, а отсюда

$$\mathfrak{M} \approx P\frac{L}{2}\cos\alpha.$$

Сила P'' может быть разложена на продольную P_1 и поперечную P_2 составляющие. Составляющая P_2 будет вызывать поперечное движение судна (дрейф), а действие силы P_1, расположенной в диаметральной плоскости, уменьшит скорость движения судна до величины v_1.

Наблюдениями установлено, что если руль из диаметральной плоскости постепенно вывести на некоторый угол $\alpha_{макс}$ и оставить его в этом положении, то центр тяжести (ц. т.) судна сначала несколько отклонится в сторону, противоположную направлению перекладки руля, а затем будет двигаться в сторону перекладки руля, описывая спиралеобразную кривую, переходящую в окружность определенного радиуса $R_{мин}$ (рис. 3).

При наивыгоднейшем угле перекладки руля этот радиус будет наименьшим.

* В международной системе единиц СИ, вводимой ГОСТ 9867—61, сила измеряется в ньютонах (*н*), а плечо — в метрах (*м*); вращающий момент, таким образом, будет иметь размерность ньютонометра (*нм*).

Как видно из рис. 3, нос и корма судна тоже описывают на циркуляции спиралеобразные кривые, но не совпадающие с кривой, описываемой центром его тяжести.

Угол δ между диаметральной плоскостью судна и касательной к кривой, описываемой центром его тяжести при циркуляции, называется углом дрейфа. Этот угол достигает своего наибольшего значения $\delta_{макс}$ при наименьшем радиусе циркуляции $R_{мин}$.

Расстояние D между направлением первоначального курса судна и крайней точкой спиралеобразной кривой при наивыгоднейшем угле перекладки руля называется тактическим диаметром циркуляции судна.

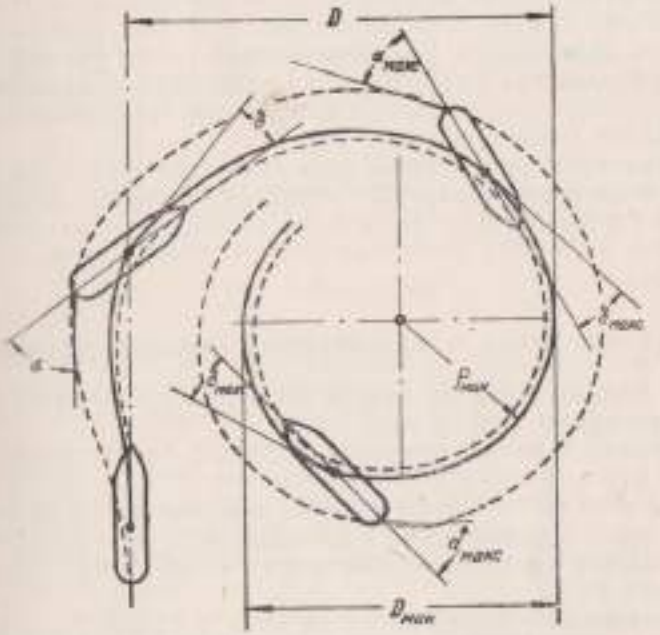


Рис. 3. Выход судна на циркуляцию

При установившейся циркуляции ее диаметр соответственно обозначен $D_{мин}$ (диаметр окружности установившейся циркуляции. Тактический диаметр циркуляции D принято измерять в длинах судна. Величина наивыгоднейшего угла α перекладки руля, при которой диаметр циркуляции получается наименьшим, различна, но колеблется в сравнительно небольших пределах (35—45°). В связи с этим рулевые приводы имеют ограничители угла перекладки руля (для речных 45°, для морских 35°) *.

* На толкачах для обеспечения управляемости всего жестко сцепленного толкаемого состава углы перекладки руля иногда увеличивают до 90°.

Маневренные качества судна характеризуются следующими данными:

числом длин корпуса, укладывающихся в тактическом диаметре циркуляции (чем меньше это число, тем более маневренным считается судно);

периодом времени, в течение которого судно на спокойной воде делает оборот на 180° (чем меньше требуется времени на оборот, тем маневреннее судно);

устойчивостью судна на курсе (отсутствием рыскливости).

У одновинтовых судов величина тактического диаметра при обороте на правый и на левый борт неодинакова. Это объясняется тем, что при переднем ходе судна гребной винт имеет постоянное направление вращения и, «ввинчиваясь» в воду, помимо упора, создает боковое усилие (реакцию), стремящееся повернуть корму судна. Вследствие этого сила P, возникающая при перекладке руля на угол α на один борт, фактически возрастает (или уменьшается при перекладке на другой борт) за счет реакции движителя.

Двухвинтовые и колесные суда этого недостатка не имеют.

Направляющие аппараты (контрпропеллеры) движителей значительно уменьшают недостатки управляемости одновинтовых судов, но иногда могут вызвать ухудшение ее при заднем ходе судна.

§ 2. ТИПЫ РУЛЕЙ И КОНСТРУКЦИИ РУЛЕВЫХ ОРГАНОВ

Рули бывают простые (рис. 4, *а*), балансирные (рис. 4, *б*) и полубалансирные (рис. 4, *в*).

У простого руля ось вращения совпадает с его передней кромкой.

Ось вращения балансирного руля смещена назад по отношению к передней кромке. Часть площади пера руля, находящаяся впереди оси вращения, называется компенсирующей (балансирной).

Отношение этой части площади руля к общей площади руля называется коэффициентом компенсации. Величина этого коэффициента у большинства рулей речных судов находится в пределах 0,1—0,3. Дальнейшее увеличение коэффициента компенсации может привести к неустойчивости руля [1].

Благодаря тому, что центр давления воды у балансирного руля ближе к оси вращения, чем у простого руля, для перекладки балансирного руля при прочих равных условиях требуется меньшая мощность.

Полубалансирный руль отличается от балансирного только тем, что балансирная его часть имеет меньшую высоту, чем перо руля в основной части.

[1] У рулей заднего хода, которыми снабжаются некоторые суда (главным образом толкачи), коэффициент компенсации достигает 0,47—0,49.

Высота руля зависит от осадки судна и принимается такой, чтобы нижняя кромка пера руля была выше килевой линии судна на 50—250 *мм* (бо́льшие значения относятся к судам, имеющим дифферент на корму).

Верхняя кромка пера руля может быть выше уровня воды на 50—350 *мм* (и даже больше), так как при перекладке руля поток воды в районе руля несколько поднимается и вся надводная часть пера руля, находясь в это время в потоке, также активно влияет на управляемость судна.

Рули бывают различной формы. Как правило, стремятся очертания пера руля привести в соответствие с кормовыми обводами судна.

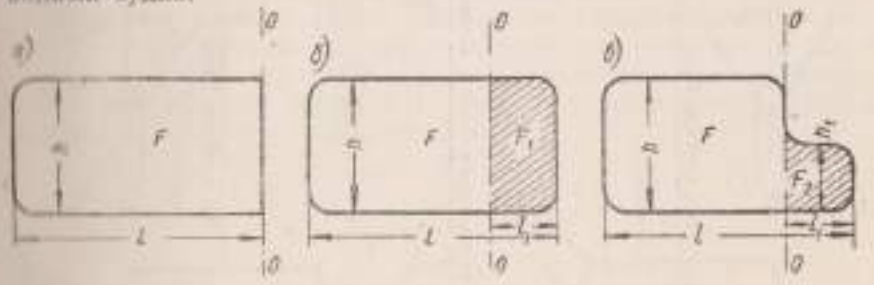


Рис. 4. Типы рулей

Для обеспечения меньших усилий на румпеле желательно, чтобы руль был высоким и коротким. Однако у речных судов это не всегда возможно из-за ограниченной осадки.

Расстояние от оси вращения руля до задней его кромки во всяком случае должно быть меньше половины ширины судна, так как при несоблюдении указанного требования такой руль может получить повреждения при швартовании к причалам. Рули не должны выходить за габариты корпуса и кринолина судна также по длине.

Для улучшения управляемости судна и уменьшения затрат мощности на работу рулевого привода желательно иметь не один, а несколько одновременно действующих рулей и располагать их с расчетом использования благоприятного влияния реакции его движителей.

На рис. 5 показана выполненная с учетом сказанного схема расположения руля переднего и заднего хода на теплоходе-толкаче.

Как видно из рисунка, рули переднего хода размещены непосредственно за движителями и находятся в зоне выбрасываемого ими потока воды. Рули заднего хода помещены с внешней стороны от осей гребных валов.

В 80-х годах прошлого столетия русский ученый Ф. А. Брикс впервые выдвинул идею устройства постоянной насадки (нап-

равляющего аппарата, в котором работает гребной винт судна). Такая насадка позволяет существенно увеличить упор движителя, повысить тягу или скорость винтового судна.

До 1950 г. насадки ставили только с указанной целью.

Теория постоянных насадок разработана настолько хорошо, что их конструирование не представляет в настоящее время каких-либо трудностей.

Сравнительно недавно возникла идея использовать насадку также в качестве средства управления судном, сделав ее для этой цели поворотной.

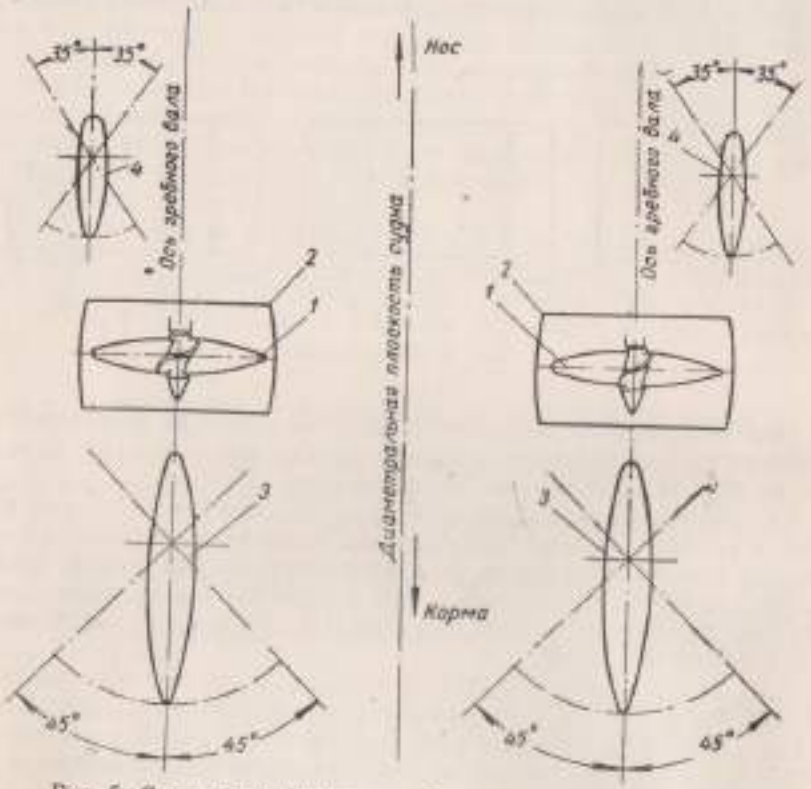


Рис. 5. Схема расположения рулей переднего и заднего хода на теплоходе-толкаче:

1 — гребные винты; 2 — направляющие насадки гребных винтов; 3 — рули переднего хода; 4 — рули заднего хода

Поворотная насадка имеет такую же форму, как и постоянная, предназначенная для повышения упора винтового судна, но отличается от нее тем, что, будучи подвешена на баллере, она может быть повернута подобно перу руля.

Несмотря на то, что при применении поворотных насадок несколько уменьшается коэффициент полезного действия движителя по сравнению с аналогичной установкой судна с постоянной насадкой, поворотные насадки охотно ставят на толкачах и большегрузных судах.

Это объясняется тем, что поворотные насадки при сравнительно небольших размерах позволяют улучшить управляемость толкаемого состава путем изменения, по желанию судоводителя, направления реакции струи воды, выбрасываемой движителем.

Первые конструкции отечественных поворотных насадок были несколько неудобны, так как не обеспечивали устойчивость толкача на курсе при ходе легкачом. Поворотные насадки современных конструкций снабжают продольными полотнищами-стабилизаторами, которые уменьшают отрицательный момент на баллере насадки и, следовательно, обеспечивают устойчивую ее работу в качестве средства управления судном. Имеются также рулевые устройства, представляющие собой комбинацию рулей и поворотных насадок.

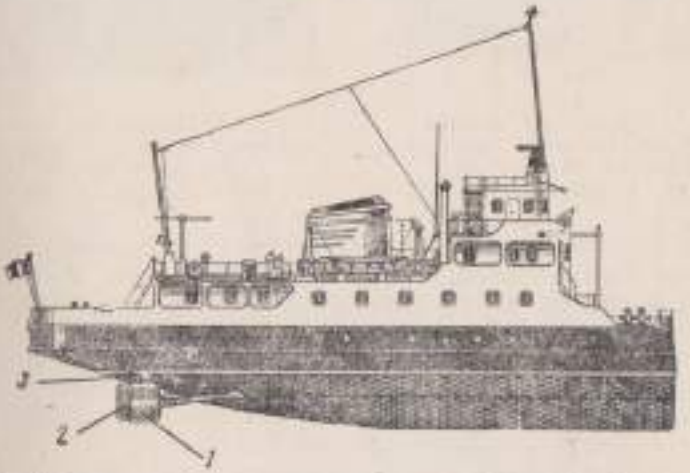


Рис. 6. Кормовая часть грузового теплохода, оборудованного рулевыми поворотными насадками:

1 — рулевая поворотная насадка; 2 — стабилизатор; 3 — баллер поворотной насадки

На рис. 6 изображена кормовая часть грузового теплохода грузоподъемностью 5000 *т* (проект № 507).

Расположение поворотных насадок со стабилизаторами показано на рис. 7 и 8.

В 1957 г. инж. М. М. Дубровым была предложена оригинальная конструкция поворотной насадки, у которой стабилизатор шарнирно связан с насадкой и при ее повороте отклоняется дополнительно, увеличивая угол атаки. При этом не толь-

0177
Київський філіал
Одеської державної
морської академії
Кілійський
учбово-консультаційний

ко резко улучшается управляемость судна, но и уменьшается затрата мощности на поворот насадки.

Оригинальное конструктивное решение было принято при модернизации грузовых теплоходов грузоподъемностью 2000 *т* (проект № 576) и на шлюзовых толкачах мощностью 600 *л. с.* (проект № 887).

Особенность рулевых приводов у этих судов заключается в том, что когда руль поворачивается на 45° от диаметральной плоскости судна, насадки одновременно с ним поворачиваются только на 25°. Применение такой конструкции позволило суще-



Рис. 7. Поворотные рулевые насадки двухвинтового теплохода-толкача мощностью 800 *э. л. с.* (вид с кормы)

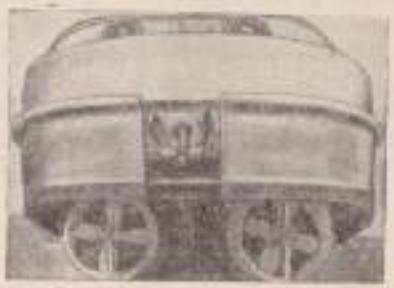


Рис. 8. Поворотные рулевые насадки двухвинтового теплохода-толкача мощностью 800 *э. л. с.* (вид на корму)

ственно улучшить управляемость грузовых теплоходов при малом ходе (что особенно важно при швартовании и заходе в шлюзы) и достичь хорошей управляемости у дизель-электрических шлюзовых буксиров-толкачей.

На некоторых судах (паромах, плавучих кранах и грузовых теплоходах малой грузоподъемности) применяют так называемые активные рули. Активный руль представляет собой сочетание в одном агрегате руля и движителя.

На рис. 9 показана схема активного руля одного из таких судов. В водонепроницаемом кожухе *1* расположен электродвигатель *2*, который вращает гребной винт *3*. Вся система смонтирована на вертикальном баллере *4*, что дает возможность управлять ею как рулем и осуществлять поворот судна даже на месте или при минимальной скорости движения.

Другой тип активного руля — руль-мотор — имеет привод к гребному винту от двигателя внутреннего сгорания, расположенного над баллером руля, где-либо на палубе судна, с соответствующей передачей коническими шестернями через вертикальный вал, проходящий сквозь пустотелый баллер руля.

На судах с водометными движителями рулевое устройство в большинстве случаев органически входит в движительно-рулевой комплекс. Для этих судов тот или иной тип рулевого уст-

ройства выбирают в зависимости от характера выброса струи из выходного отверстия водомета.

С этой точки зрения водометные движители могут быть разделены на движители с надводным, подводным и прямым горизонтальным (полуподводным) выбросом струи. К первой группе водометных движителей относятся движительно-руле-

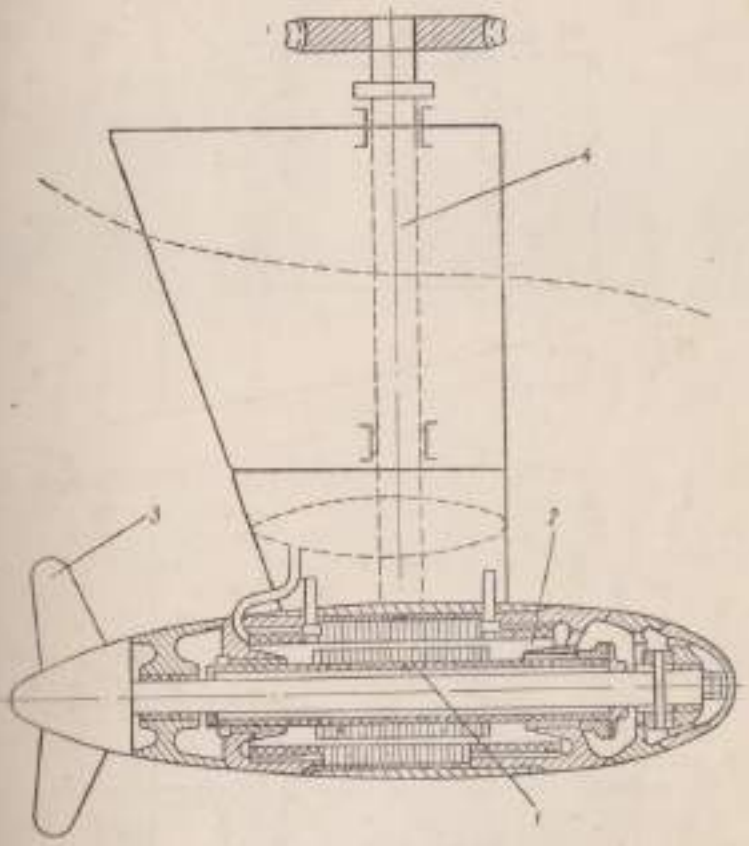


Рис. 9. Активный руль

вой комплекс системы инж. М. Д. Хренникова (рис. 10), движитель системы ЛИВТа (вариант № 1), движитель системы проф. А. П. Кужмы, движитель системы ЦНИИлесосплава и др. Ко второй группе движителей относится движительно-рулевой комплекс системы проф. И. М. Коновалова. К третьей группе относятся движительно-рулевые комплексы системы ЛИВТа — Киевского ЦПКБ, инж. В. И. Кочеткова и ряд других.

Движительно-рулевой комплекс системы инж. М. Д. Хренникова устроен следующим образом (см. рис. 10 и 11). На кон-

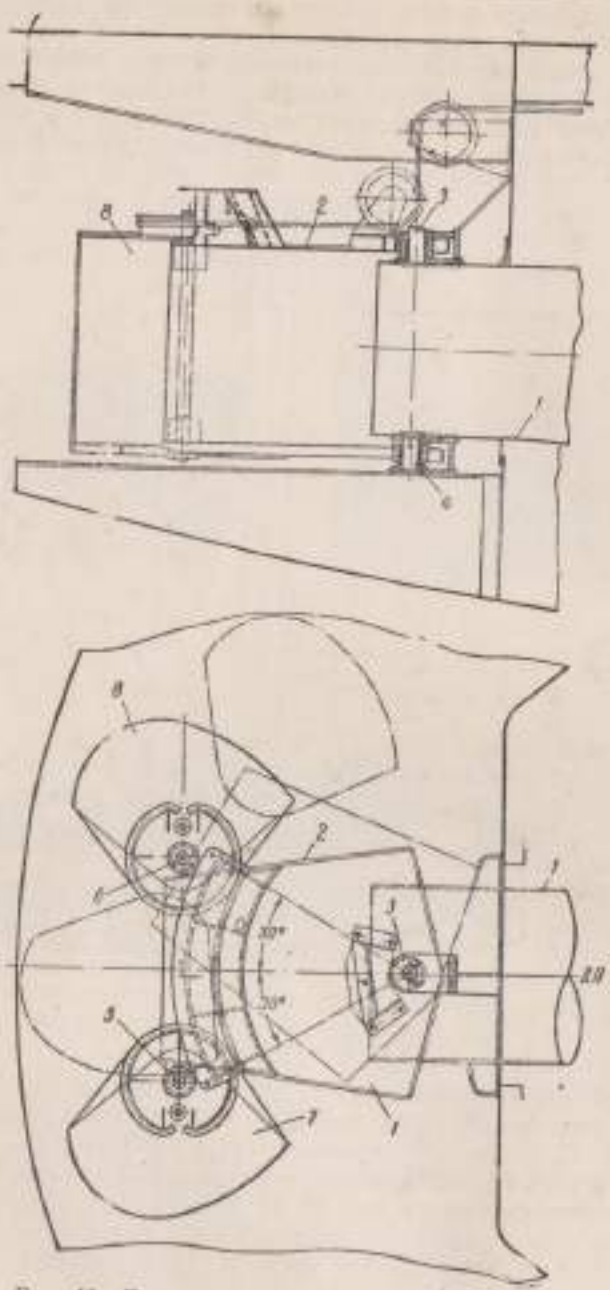


Рис. 10. Движительно-рулевой комплекс системы инж. М. Д. Хрепникова

ше водометной трубы *1* укреплена насадка *2*, которая может поворачиваться на пальцевых шарнирах *3* и *4* в горизонтальной плоскости.

Шарниры *3* и *4* находятся в верхней и нижней обоймах, укрепленных на корпусе судна. На конце насадки *2* по обе ее стороны укреплены вертикальные баллеры *5* и *6* закрылков *7* и дефлекторов *8*.

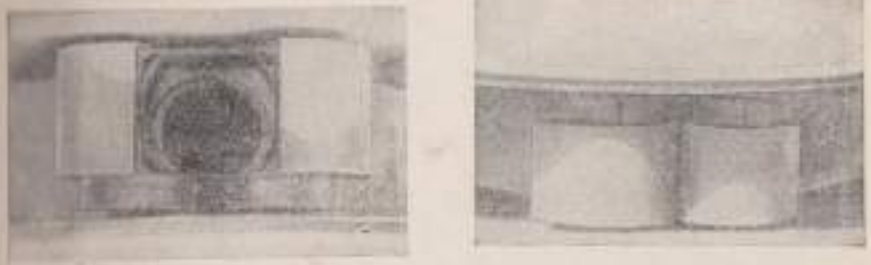


Рис. 11. Положение закрылков дефлектора в рулевом устройстве М. Д. Хрепникова

На верхних концах каждого баллера укреплены секторы для штуртросной проводки управления закрылками. Штуртросовая проводка от каждого из закрылков выведена в штурвальную рубку и связана с соответствующим ей рычагом на пульте управления.

Насадка *2* имеет прямоугольное сечение. На задней ее части сверху укреплены желоба сектора штуртросной проводки, посредством которой насадка подобно рулю может быть повернута на угол до 30° к диаметральной плоскости судна в сторону правого или левого борта.

На рис. 12 показан общий вид поста управления движительно-рулевым комплексом системы инж. М. Д. Хрепникова. На переднем плане расположена ручная рулевая машина со штурвальным колесом, предназначенная для управления насадкой, а на заднем плане — рычаги управления закрылками дефлектора.

При переднем ходе судна для изменения его курса достаточно повернуть насадку в сторону противоположного борта — и нос судна в результате изменения угла выброса струи водомета отклонится в нужном направлении.

Закрылки дефлектора при этом перемещаются вместе с насадкой и не влияют на изменение хода и скорости судна.

Если же рычагами, находящимися в штурвальной рубке, повернуть закрылки дефлектора и соединить их спинки друг с другом так, чтобы направление выхода струи, выбрасываемой

водометом, изменилось на обратное и струи разделились на два потока (см. рис. 11), то судно получит задний ход.

При таком положении закрылков дефлектора ось насадки совпадает с диаметральной плоскостью судна, но реакция струй водомета направлена в сторону носа судна. Управление судном при заднем ходе производится так же, как и при переднем, поскольку поворот насадки с закрылками дефлектора изменяет направление выброса обеих струй.



Рис. 12. Пост управления в рулевой рубке водометного судна с двигателем М. Д. Хрящикова

Одновременный поворот насадки и обеих закрылков дефлектора позволяет выполнить любой маневр судна при переднем и заднем ходе. Постановка закрылков дефлектора под таким углом к оси насадки, при котором сумма реакций выбрасываемых вперед и назад струй равна нулю, обеспечивает положение судна «Стоп» при работающем двигателе.

Реверс-рулевое устройство рассмотренного типа имеет ряд преимуществ. Его детали защищены от ударов о посторонние предметы и дно реки, оно обеспечивает диаметр циркуляции в одну длину корпуса судна и скорость заднего хода, составляющую 70—75% скорости переднего хода. Кроме того, при применении этого рулевого устройства можно полностью централизовать управление судном из рулевой рубки.

К недостаткам описанного устройства следует отнести его громоздкость, сложность конструкции и возможность использования только на водометных судах с одновальной установкой, имеющих надводный выброс струй.

Это устройство относится к небалансирным, в связи с чем при больших его габаритах и скорости истечения выбрасываемой водометом струи воды резко возрастает момент на баллере реверс-руля. Привод этого устройства должен иметь три штуртросные проводки (две для поворота дефлекторов и одну для поворота дефлекторов вместе с насадкой).

Указанные обстоятельства ограничивают область применения реверс-рулевого устройства описанной конструкции и делают его пригодным лишь для судов, мощность которых не превышает 100—150 *л. с.*

Типы водометных установок не исчерпываются описанным. В настоящее время предложено много других конструктивных решений, обеспечивающих управляемость и задний ход водо-



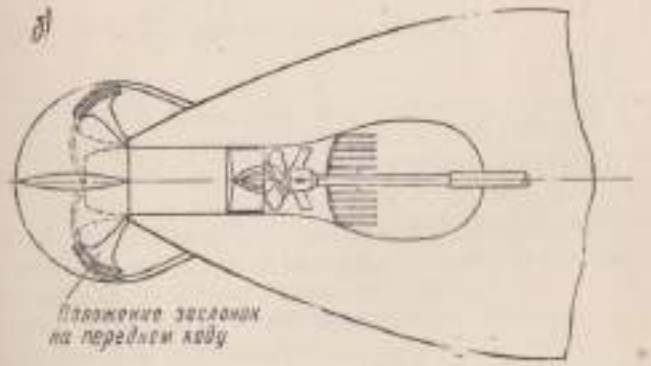


Рис. 13. Судно, оборудованное водометным движительно-рулевым комплексом

метного судна при помощи реверс-рулевых устройств. Одна из таких конструкций показана на рис. 13,*а* и *б*.

Для больших пассажирских и грузовых судов, особенно работающих в шлюзованных системах, необходимо иметь дополнительное оборудование, позволяющее осуществлять поворот судна при его стоянке или при резко уменьшенной скорости движения. Для этой цели применяют так называемые подруливающие устройства.

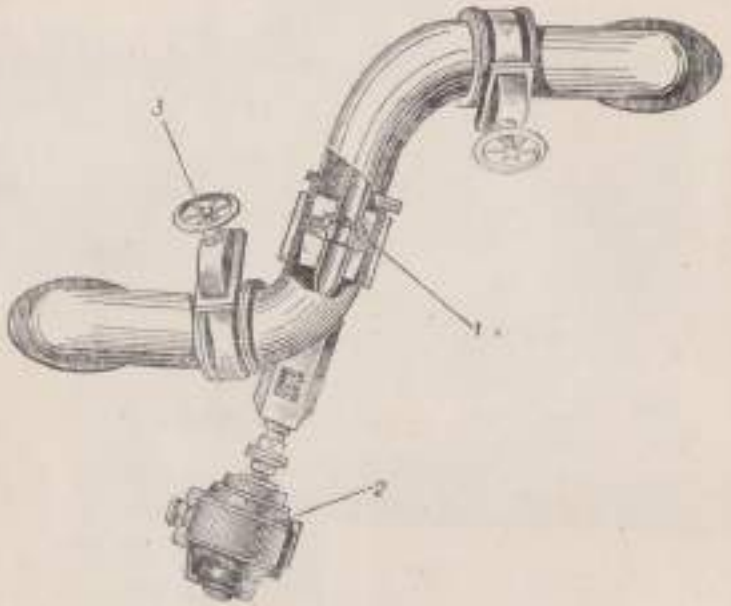


Рис. 14. Подруливающее устройство

Конструкции подруливающих устройств разнообразны. Они могут быть выполнены в виде крыльчатого движителя и в виде лопастного насоса, расположенного в носовой части судна.

На рис. 14 показано подруливающее устройство, имеющее лопастной насос *1*, электродвигатель *2* и клинкеты *3*.

При вращении вала электродвигателя по часовой стрелке вода всасывается насосом из левой ветви трубопровода и нагнетается в правую. Благодаря этому в носовой части судна возникает усилие, стремящееся переместить его влево. При реверсе электродвигателя направление усилия изменяется на обратное. Для того чтобы такое подруливающее устройство было эффективным, мощность электродвигателя должна составлять около 15% мощности главных двигателей судна. Управление подруливающим устройством дистанционное из рулевой рубки судна.

§ 3. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА РУЛЕВЫХ МАШИН

Размеры пера руля определяют в зависимости от назначения судна и его размерений (длины и осадки).

Суммарную площадь пера руля принимают равной (см. рис. 4,*а*)

$$F = \mu LT, \qquad (2)$$

где L — длина судна в *м*;
T — осадка судна в *м*;
μ — коэффициент, принимаемый в зависимости от типа судна и скорости его движения и для речных и озерных судов обычно равный:

для грузо-пассажирских и пассажирских судов	0,030—0,065
» буксирных и несамоходных »	0,075—0,085
» судов-толкачей:	
с винтовыми движителями и с бортовыми гребными колесами	0,10—0,20
с гребными колесами, расположенными в корме	0,20—0,28

Высокие значения μ для толкачей объясняются тем, что они должны обеспечивать управление всем жестко сцепленным толкаемым составом. Большей скорости движения соответствует меньшее значение μ и наоборот.

Силу P (в *кг*), возникающую в результате давления воды на перо руля, можно определить по формулам:

$$P = 11F\left(\tfrac{1}{3}v\right)^2 \sin^2\alpha \text{ (по Миддендорфу)} \qquad (3)$$

или

$$P = \frac{\varphi k F v^2}{\lambda} \sin\alpha \text{ (по Жосселю)}, \qquad (4)$$

где F — площадь пера руля в $м^2$;
v — скорость судна в узлах для формулы (3) или в *м/сек* для формулы (4);
α — расчетный угол отклонения руля от диаметральной плоскости в *град* *;
k — коэффициент влияния движителей, равный для несамоходных судов *1*, для судов с гребными колесами 1,1, а для винтовых судов 1,2;
$\lambda = 0{,}195 + 0{,}305 \sin\alpha$ — коэффициент, зависящий от угла перекладки руля;
φk — произведение коэффициентов, величина которого зависит от расположения рулей по отношению к движителям, и составляющее примерно 20—22,5 *кг·сек²/м⁴*

* Согласно международной системе единиц СИ по ГОСТ 9867—61 угол должен измеряться в радианах (*рад*); тогда при пользовании формулами (3) и (4) угол α в радианах нужно умножить на 180 и разделить на π.

при расположении рулей между гребными винтами и 38—42 *кг·сек²/м⁴* — при расположении рулей непосредственно за гребными винтами.

Исследованиями установлено, что положение центра давления воды на руль (точки приложения силы P) непостоянно; оно изменяется в зависимости от угла α перекладки руля.

При этом, как правило, центр давления воды на руль не совпадает с центром тяжести (ц. т.) площади пера руля.

Жосселем установлена следующая зависимость расстояния от передней кромки пера руля до центра давления:

$$z = (0{,}195 + 0{,}305 \sin \alpha)\, l \ м, \qquad (5)$$

где l — длина пера руля.

Несмотря на то, что эта зависимость выведена применительно к плоской пластине, ею довольно широко пользуются и при расчете обтекаемых рулей.

Согласно формуле (5) при $\alpha = 0°$ $z = 0{,}2\ l$, а когда угол α достигает 45°, $z \approx 0{,}41l$, и лишь при угле перекладки руля $\alpha = 90°$ (что требуется очень редко) z составляет половину длины руля, т. е. центр давления (ц. д.) в этом случае совпадает с центром тяжести площади пера руля.

Приведенные подсчеты показывают, что центр давления воды на руль в диапазоне углов перекладки 0—45° при переднем ходе судна находится ближе к передней кромке руля, чем к задней.

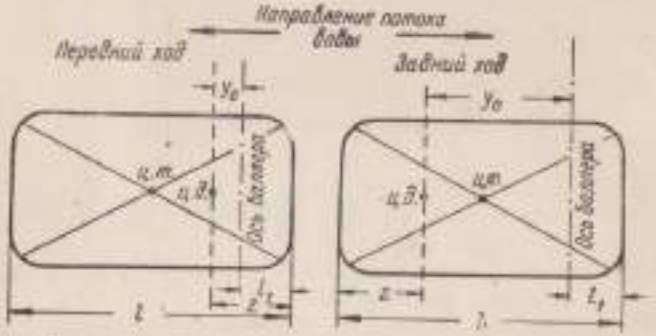


Рис. 15. Изменение расстояния между центром давления воды на руль и осью баллера при переднем и заднем ходе

Расстояние y_0 между центром давления воды на руль и осью баллера руля при переднем и заднем ходе судна различно (рис. 15).

Крутящий момент на баллере руля определяется произведением силы P, значение которой можно установить, пользуясь формулами (3) и (4), на плечо y_0, т. е.

$$M_б = P y_0 \ кгм. \qquad (6)$$

Плечо y_0 для простого прямоугольного плоского руля может быть подсчитано по выражению (5), так как в данном частном случае y_0 численно равно z. Однако для рулей, ось вращения которых не совпадает с передней кромкой пера руля, значения y_0 и z не равны.

Как видно из рис. 12, плечо y_0 для прямоугольного балансирного руля составляет

$$y_0 = z - l_1,$$

где l_1 — расстояние от передней кромки руля до оси баллера в *м*.

Подставив в это выражение значение z из формулы (5), получим

$$y_0 = (0{,}195 + 0{,}305 \sin \alpha) l - l_1 \ м. \qquad (7)$$

В настоящее время для определения расчетных усилий воздействия воды на руль эмпирическими формулами (3) и (4) пользуются редко, так как гидродинамический метод расчета дает результаты, значительно более близкие к данным натурных испытаний. Он учитывает влияние образований корпуса судна и воздействие потока воды от движителя на руль.

При расчете руля по гидродинамическому методу определяют следующие величины:

силу лобового сопротивления

$$P_x = C_x \frac{\rho}{2} F v_e^2 k_e \ кг, \qquad (8)$$

подъемную силу

$$P_y = C_y \frac{\rho}{2} F v_e^2 k_e \ кг, \qquad (9)$$

рулевую силу

$$P_n = C_n \frac{\rho}{2} F v_e^2 k_e \ кг, \qquad (10)$$

момент на баллере руля

$$M_б = k_n P_n y_0 \ кгм, \qquad (11)$$

где

C_x — безразмерный коэффициент лобового сопротивления изолированных рулей;

C_y — безразмерный коэффициент подъемной силы изолированных рулей;

$C_n = C_x \sin \alpha' + C_y \cos \alpha'$ — коэффициент рулевой силы изолированного руля (перпендикулярной хорде профиля пера руля);

ρ — плотность воды в *кг · сек²/м⁴*, для пресной воды равная 102 *кг · сек²/м⁴*;

F — полная площадь пера руля в *м²*;

$v_в$ — скорость потока, набегающего на гребной винт (с учетом попутного потока), в *м/сек*;

$k_в$ — коэффициент, учитывающий влияние гребного винта на гидродинамические характеристики руля;

$k_п$ — коэффициент, учитывающий эффект Пре-ториуса[1] при перекладках руля с борта на борт, для обычных судов равный 1, а для толкаемых составов 1,3—1,35;

$y_0 = C_d l - a$ — плечо рулевой силы относительно оси баллера руля в *м* (здесь C_d — безразмерный коэффициент центра давления, a — расстояние от оси баллера до передней кромки руля в *м*, l — длина пера руля в *м*).

Значения C_x, C_y и C_d определяют по результатам продувки профилей рулей в аэродинамических трубах. При практических расчетах можно воспользоваться графиком (рис. 16), на котором эти коэффициенты находят по зависимости угла атаки α' и относительного удлинения руля $\lambda' = \frac{h^2}{F}$ (h — высота пера руля в *м*, F — площадь руля в $м^2$); с некоторым допущением угол атаки можно принять равным углу перекладки руля: $\alpha' = \alpha$.

Для определения $v_в$ — скорости потока, набегающего на гребной винт, пользуются выражением

$$v_в = v(1 - \omega),$$

где v — скорость движения судна (при переднем ходе) в *м/сек*;

ω — коэффициент попутного потока.

Коэффициент попутного потока ω для судов с кормовыми обводами без тоннелей может быть вычислен по формуле

$$\omega = 0{,}11 + \frac{0{,}16}{z}\sqrt{\frac{\sqrt[3]{\delta V}}{D_в}}, \qquad (12)$$

где коэффициент z равен 1 для судна с одним гребным винтом, у которого ось валовой линии расположена в диаметральной плоскости, и 2 для судна с двумя гребными винтами, оси валов которых расположены в плоскостях, параллельных диаметральной плоскости судна;

δ — коэффициент полноты водоизмещения;

$V = \delta LBT$ — водоизмещение судна (L, B, T — соответственно длина, ширина и осадка судна в *м*);

$D_в$ — диаметр гребного винта в *м*.

[1] Эффект Преториуса — увеличение момента на баллере руля толкача при перекладках с борта на борт при вождении толкаемых составов.

Следует учитывать, что для судов, у которых число Фруда $Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$ меньше 0,20, при определении ω вводится поправка $\Delta\omega$, вычисляемая по выражению

$$\Delta\omega = -0{,}35\left(\frac{v}{\sqrt{gL}} - 0{,}2\right),$$

где v — скорость судна в *м/сек*;

g — ускорение силы тяжести в *м/сек²*;

L — длина судна в *м*.

Значение $D_в$ при отсутствии паспортных данных можно оценить приблизительно по следующим соотношениям:

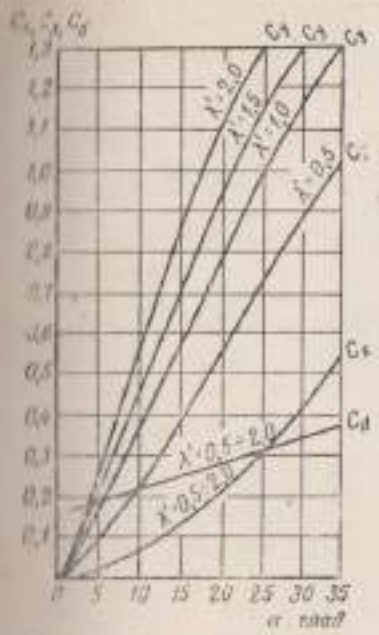


Рис. 16. График гидродинамических коэффициентов C_x, C_y и C_d для рулей с разными относительными удлинениями (при переднем ходе судна) в зависимости от угла α

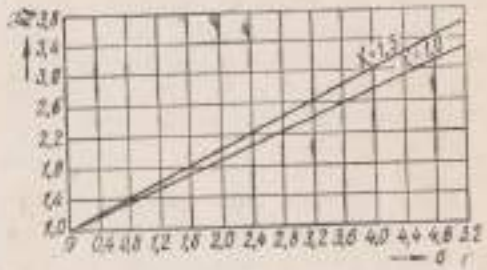


Рис. 17. График коэффициента влияния гребного винта $k_в$ в зависимости от $\alpha_р$

для одновинтовых судов

$$D_в = (0{,}7 \div 0{,}8)\,T_к;$$

для двухвинтовых судов

$$D_в = (0{,}6 \div 0{,}7)\,T_к,$$

где $T_к$ — осадка судна кормой (при плавании судна на ровный киль $T_к = T$).

Коэффициент $k_в$, учитывающий влияние гребного винта на гидродинамические характеристики руля (если руль полностью омывается потоком от гребного винта), можно определить, пользуясь графиком И. П. Любомирова (рис. 17), где по оси абсцисс нанесены значения коэффициента нагрузки гребного винта в насадке $\sigma_р$, а по оси ординат — соответствующие значения $k_в$ при различных относительных удлинениях руля λ'.

При частичном омывании руля потоком от гребного винта $k_в$

можно определить по формуле А. А. Русецкого, преобразованной автором:

$$k_\beta = 1 + (0{,}88\sigma_p + 0{,}11\sqrt{1+\sigma_p} - 0{,}11)\frac{F_\beta}{F}, \qquad (13)$$

где, кроме известной ранее величины σ_p, обозначены:

F_β — площадь руля, находящаяся в струе гребного винта;

F — полная площадь руля.

С некоторым приближением при прямоугольном продольном сечении пера руля можно считать $\frac{F_\beta}{F} \approx \frac{D_\beta}{h}$, однако надо иметь в виду, что отношение $\frac{F_\beta}{F}$ не может быть больше единицы (при $\frac{D_\beta}{h} > 1$ нужно брать $\frac{F_\beta}{F} = 1$).

Коэффициент нагрузки гребного винта в насадке

$$\tau_p = \frac{0{,}025 P_\beta}{D_\beta^2 v_\beta^2}, \qquad (14)$$

где P_β — упор гребного винта в *кг* (по расчету гребного винта), а величины D_β и v_β приведены выше.

Гидродинамические силы и момент на баллере руля для заднего хода судна определяют при максимальной скорости заднего хода $v_{з.х}$, которую в случае отсутствия данных натурных испытаний можно принять равной

$$v_{з.х} = (0{,}6 \div 0{,}7)\, v.$$

Для расчета принимают скорость потока, набегающего на руль (без учета влияния гребного винта),

$$v_{\beta_{з.х}} = v_{з.х}(1 - w') \ м/сек, \qquad (15)$$

где $w' = 0{,}06 \div 0{,}09$ — коэффициент попутного потока, учитывающий влияние корпуса при заднем ходе судна (ориентировочно $w' = 0{,}5\, w$).

Рулевая сила при расчетной скорости заднего хода судна может быть определена из выражения

$$P_{\beta_{з.х}} = C_{n_{з.х}} \frac{\rho}{2} F v_{\beta_{з.х}}^2 \ кг,$$

где $C_{n_{з.х}} = C_{x_{з.х}} \sin\alpha' + C_{y_{з.х}} \cos\alpha'$.

Значения $C_{x_{з.х}}$ и $C_{y_{з.х}}$ можно взять из графика на рис. 18 (так же, как и при расчете на передний ход).

Момент на баллере руля при заднем ходе судна

$$M_\beta = P_{\beta_{з.х}} y_{\beta_{з.х}},$$

где плечо $y_{\beta_{з.х}}$ определяют из соотношения

$$y_{\beta_{з.х}} = C_{d_{з.х}} l - a. \qquad (16)$$

Здесь значение $C_{d_{з.х}}$ берут из графика (см. рис. 18).

l — длина пера руля в *м*;

a — длина балансирной части руля в *м*.

Величины моментов на баллере руля при переднем и заднем ходе судна, как правило, не совпадают, во-первых, потому, что скорость судна при заднем ходе меньше, чем при переднем, во-вторых, в связи с тем, что по отношению к потоку задняя кромка пера руля при заднем ходе становится передней.

При уменьшении скорости судна сила давления воды на руль убывает, но зато плечо y_β с переходом на задний ход возрастает вследствие того, что часть руля, находившаяся в потоке воды, позади оси баллера, оказывается теперь впереди, а балансирная часть — сзади.

По указанной причине момент на баллера руля с переменой направления хода обычно не уменьшается, а наоборот, возрастает.

К нахождению прочных размеров деталей рулевого устройства можно приступить после определения моментов, соответствующих наибольшим углам α перекладки руля при переднем и заднем ходе судна. Наибольший из этих моментов принимается в качестве расчетного.

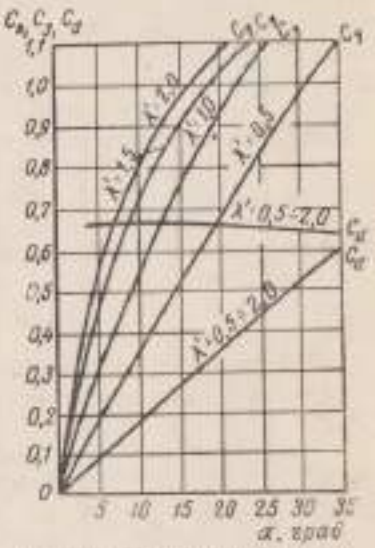


Рис. 18. График гидродинамических коэффициентов C_x, C_y и C_d для рулей с разными относительными удлинениями (при заднем ходе судна) в зависимости от угла α

Гидродинамический метод расчета поворотных насадок со стабилизаторами принципиальных отличий от описанного расчета руля не имеет, однако он несколько более сложен ввиду необходимости учета взаимных влияний насадки и стабилизатора при переднем и заднем ходе судна. Коэффициенты лобового сопротивления C_x, подъемной силы C_y и момент в данном случае нужно находить по другим графикам[1].

Определение боковой силы[2] P_β и момента на баллере для рулевой поворотной насадки со стабилизатором сравнительно

[1] См. Н. Д. Великосельский, А. С. Климов, М. Г. Шиаков, Судовые устройства толкаемых составов, Л., Судпромгиз, 1959, стр. 25—48.

[2] Под боковой силой применительно к поворотным насадкам принимается усилие, вызывающее поворот судна относительно вертикальной оси, проходящей через центр его тяжести. Сама сила направлена перпендикулярно диаметральной плоскости судна.

сложно. Расчет выполняется по особым методикам, разработанным ЦНИИ имени А. Н. Крылова и ЛИВТом.

На рис. 19 приведены кривые зависимости боковой силы и момента на баллерах поворотных насадок от угла их перекладки, полученные расчетом для озерного грузового двухвинтового теплохода грузоподъемностью 5300—4700 *т* с размерениями: L=135 *м*, B=16,5 *м* и H=5,5 *м*.

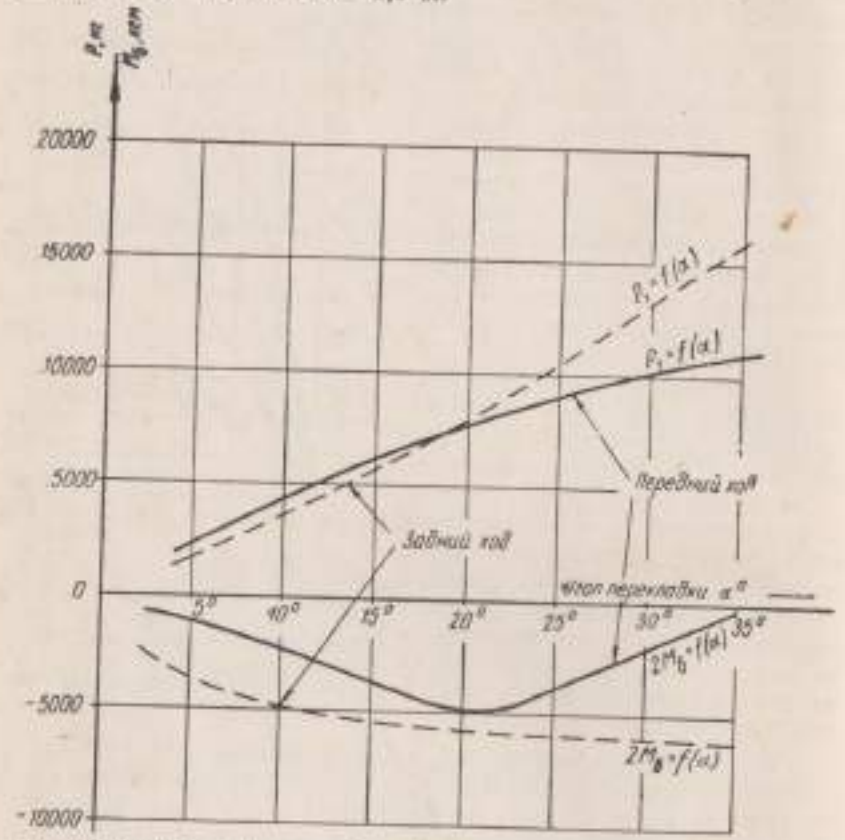


Рис. 19. Кривые зависимости боковой силы и момента на баллерах поворотных насадок со стабилизаторами от угла перекладки насадки.

Как видно из рис. 19, силы, действующие в рулевой системе грузового теплохода, значительны, что свидетельствует об эффективности поворотных насадок. Однако из рис. 19 также видно, что поворотные насадки, даже снабженные стабилизаторами, имеют весьма существенный недостаток: моменты на баллерах насадок при всех углах перекладки оказываются отрицательными. Это значит, что рулевой привод должен удерживать насадку в нужном положении, в то время как она стремится сама отклониться на больший угол.

Это нежелательное свойство многих поворотных насадок, являющееся следствием высокого значения их коэффициента компенсации, присуще также всем перекомпенсированным рулям.

Для устранения этого недостатка использовались специальные тормозные муфты, стопорящие насадки при остановке рулевой машины. Однако такая мера, конечно, не устраняет причину, вызвавшую это явление. Более радикальными средствами следует признать такие, при которых момент на баллере поворотной насадки получает положительное значение в пределах нужных углов перекладки. Это достигается при учете взаимного расположения гребного винта, насадки и ее стабилизатора[1].

Одна из мер улучшения работы ранее проектировавшихся и не вполне удачных поворотных насадок — внесение некоторых конструктивных изменений, благодаря которым угол атаки стабилизатора изменяется в зависимости от поворота самой насадки.

В этом случае при повороте насадки на угол α стабилизатор ее дополнительно отклоняется в том же направлении на угол β. Угол между продольной плоскостью руля-стабилизатора и осью потока (диаметральной плоскостью судна) возрастает до величины $\alpha+\beta$, что повышает устойчивость системы.

При обычных рулях можно также добиться некоторого сокращения расхода мощности на рулевой привод, если установить на судне не один, а несколько рулей, суммарная площадь которых будет такой же, как и у судна с одним рулем. Покажем это на конкретном примере.

Площадь пера руля, необходимую для судна, можно вычислить, пользуясь формулой (2).

Для простоты расчета примем, что руль простой небалансирный.

Момент M_z на баллере этого руля будет равен произведению силы P на плечо z.

Силу P (по Миддендорфу) может быть вычислена по формуле (3), а плечо z — по формуле (5).

Момент на баллере руля

$$M_z' = Pz = 11F(\tfrac{1}{2}v)^2 \sin^2\alpha\,(0{,}195 + 0{,}305\sin\alpha)\,l.$$

В дальнейшем для сопоставимости результатов расчета примем, что скорость движения и расчетные углы перекладки руля у судна с одним рулем и у судна с двумя рулями одинаковы.

У второго судна с двумя рулями, имеющими общую площадь F и ту же высоту h, момент на баллере составит

$$M_z'' = 11\frac{F}{2}(\tfrac{1}{2}v)^2 \sin^2\alpha\,(0{,}195 + 0{,}305\sin\alpha)\,\frac{l}{2}.$$

[1] См. Н. Д. Великосельский, А. С. Каимов, М. Г. Шмаков, Судовые устройства толкаемых составов, Л., Судпромгиз, 1959, стр. 64—69.

Так как рулевой привод второго судна должен обслуживать одновременно два руля, необходимо полученный момент $M_б''$ удвоить.

Разделив $2M_б''$ на $M_б$, после необходимых сокращений получим

$$\frac{2M_б''}{M_б'} = \frac{1}{2}.$$

Это означает, что (если не принимать в расчет потери на трение баллера в подшипниках) постановка на судне двух рулей с той же суммарной площадью, что и одного руля, уменьшает момент вдвое.

Расход мощности на работу привода при этом сокращается, но в несколько меньшей степени, так как вследствие увеличения количества баллеров и тяг в рулевой системе происходят дополнительные затраты энергии на трение.



Рис. 20. Кормовая часть толкача мощностью 3600 э. л. с. (вид снизу)

На грузо-пассажирских и буксирных судах число рулей обычно не превышает двух-трех. Увеличение числа рулей до восьми-десяти характерно главным образом для толкачей.

На рис. 20 показана кормовая часть американского толкача мощностью 3600 *э. л. с.*, имеющего размерения корпуса $L \times B \times H = 49{,}5 \times 13{,}7 \times 3{,}05$ *м* и осадку $T = 1{,}7$ *м*.

На рисунке видны четыре гребных винта и десять рулей, благодаря которым толкач имеет высокие маневренные качества при относительно небольших затратах мощности на работу рулевого привода.

Характерная особенность указанных рулей заключается в наличии у них продольных ребер («шайб»), разделяющих площадь пера руля на четыре продольные полосы.

Эти шайбы, кроме того, что придают перу руля необходимую жесткость, предназначены для разграничения зон различных давлений, вызываемых закручиванием потока воды гребным винтом. Благодаря таким ребрам сумма давлений воды, возмущенной гребным винтом, на одну сторону пера руля равна сумме давлений на другую сторону пера руля[1], в результате чего улучшается управляемость судном и уменьшается волнообразование за его кормой.

[1] Эффект, замеченный инж. Матросовым и учитываемый им в рейтинговом руле его конструкции.

§ 4. РУЛЕВЫЕ ПРИВОДЫ

Привод — совокупность конструктивных элементов, предназначенных для передачи энергии от ее источника (мускульная сила человека, паровая машина, электродвигатель и т. п.) устройству, выполняющему заключительную операцию (поворот руля, выбирание якорной цепи, подачу жидкости и т. п.).

В зависимости от конструкции соединения рулевой машины с рулем рулевые приводы разделяются на:

приводы с гибкой связью (штуртросные, цепные);
приводы с жесткой связью (валиковые);
приводы с непосредственным соединением;
гидравлические.

Выбор того или иного рулевого привода зависит от типа, конструкции и назначения судна, расположения рулей и рулевой машины на судне и других условий.

Штуртросная проводка представляет собой гибкую связь между звездочкой (или барабаном) рулевой машины и рулевым сектором (румпелем). Она может состоять из отрезков пластинчатой, шарнирной или калиброванной цепи в районе прохода штуртроса через блоки и ролики, а на прямолинейных участках — из стальных прутков со стяжками (талрепами). При наличии у рулевой машины барабана на всем протяжении штуртросной проводки используется стальной оцинкованный трос. Его накладывают на барабан в несколько слоев, чтобы избежать проскальзывания его относительно барабана при перекладке руля.

Недостаток рулевых приводов с гибкой связью заключается в том, что ветви штуртросной проводки в процессе работы сильно вытягиваются (особенно тросы) и нуждаются в периодическом подтягивании во избежание недопустимой слабины.

Вследствие значительного веса штуртроса и вызываемого им трения рулевые приводы с гибкой связью нуждаются в сравнительно большей затрате мощности.

По этой причине, несмотря на то, что штуртросная проводка проста и надежна в работе, ее стараются не применять на новых судах.

На рис. 21 показана типичная схема секторного рулевого привода со штуртросной проводкой.

Другой тип связи рулевой машины с рулем — валиковая проводка, состоящая из стальных стержней-валиков, соединенных между собой при помощи муфт, конических шестерен и карданных шарниров.

Для уменьшения усилий, затрачиваемых на преодоление трения, валиковую проводку монтируют на подшипниках качения.

На рис. 22 приведена схема ручного рулевого привода с валиковой проводкой. Здесь вращение штурвального колеса *1* передается через конические шестерни и шарнир вертикальному валику *2*, связанному другим шарниром с парой конических шестерен, помещенных в литой коробке *3*. Следующая за коробкой валиковая линия, составляемая для удобства монтажа из отдельных отрезков *4*, соединенных карданными шарнирами *5*, опирается на шариковые подшипники *6* и передает вращение паре конических шестерен, помещенных в кормовой литой коробке *7*.

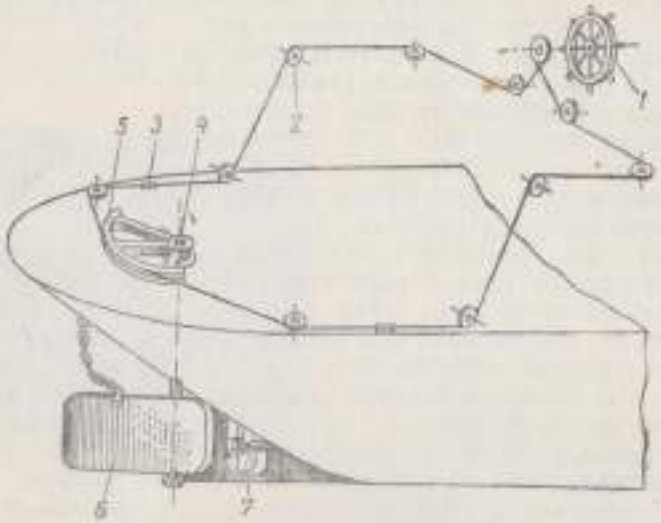


Рис. 21. Схема секторного рулевого привода со штурвальной проводкой:
1 — штурвальное колесо; *2* — ролик; *3* — пружинный амортизатор; *4* — баллер руля; *5* — сектор; *6* — руль; *7* — гребной винт

Выше ведомой конической шестерни в этой коробке находится цилиндрическая шестерня, укрепленная с ней на общем вертикальном валике и входящая в зацепление с зубчатым сектором *8* руля. Сектор руля посажен на баллер *9* поворотной насадки *10*, имеющей стабилизатор *11* с каплевидной наделкой *12*.

Таким образом, вращение штурвального колеса в ту или другую сторону заставляет сектор, а вместе с ним и поворотную насадку отклоняться в сторону того или иного борта. При ударе волн о насадку возникающие динамические усилия поглощаются тормозным устройством, имеющимся в рулевой колонке. Это устройство (тормозная муфта) предохраняет обслуживающий персонал от неожиданных резких ударов рукоятками штурвального колеса при волнении.

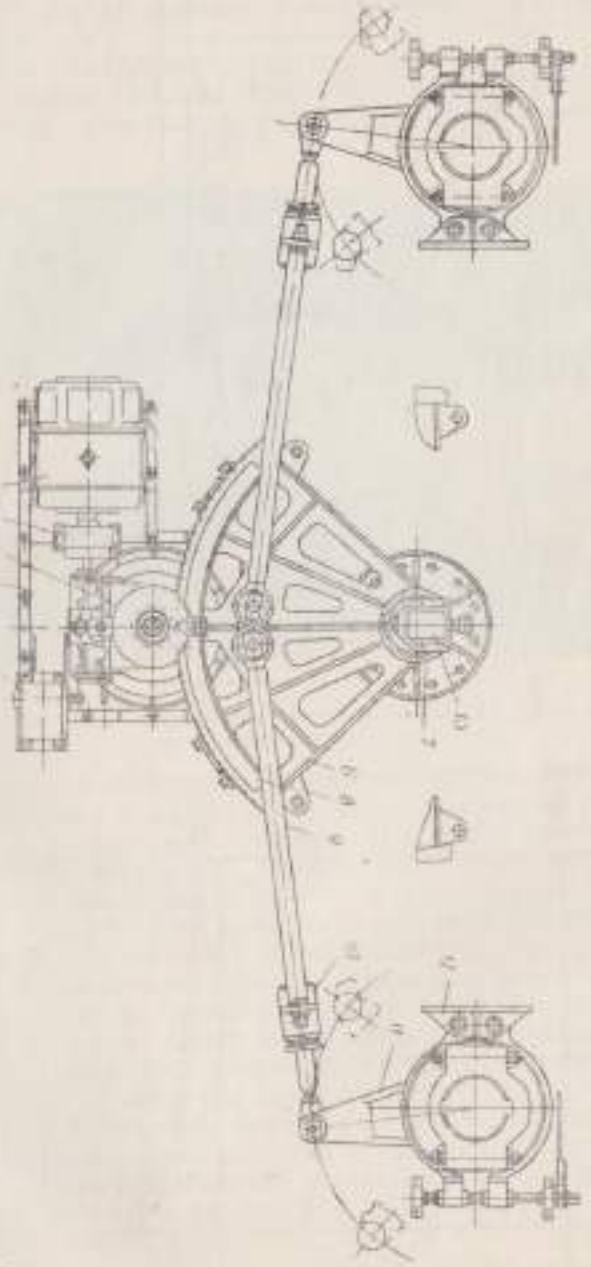


Рис. 23. Электроручной рулевой привод для двух поворотных насадок:
1 — электродвигатель; *2* — клиновая муфта; *3* — дифференциальный редуктор; *4* — фрикционная конусная планшайба; *5* — электрический указатель положения насадок; *6* — трубчатая рама; *7* — ось; *8* — сектор; *9* — баллер насадки; *10* — винт; *11* — румпель; *12* — тормоз баллера; *13* — датчик электрического

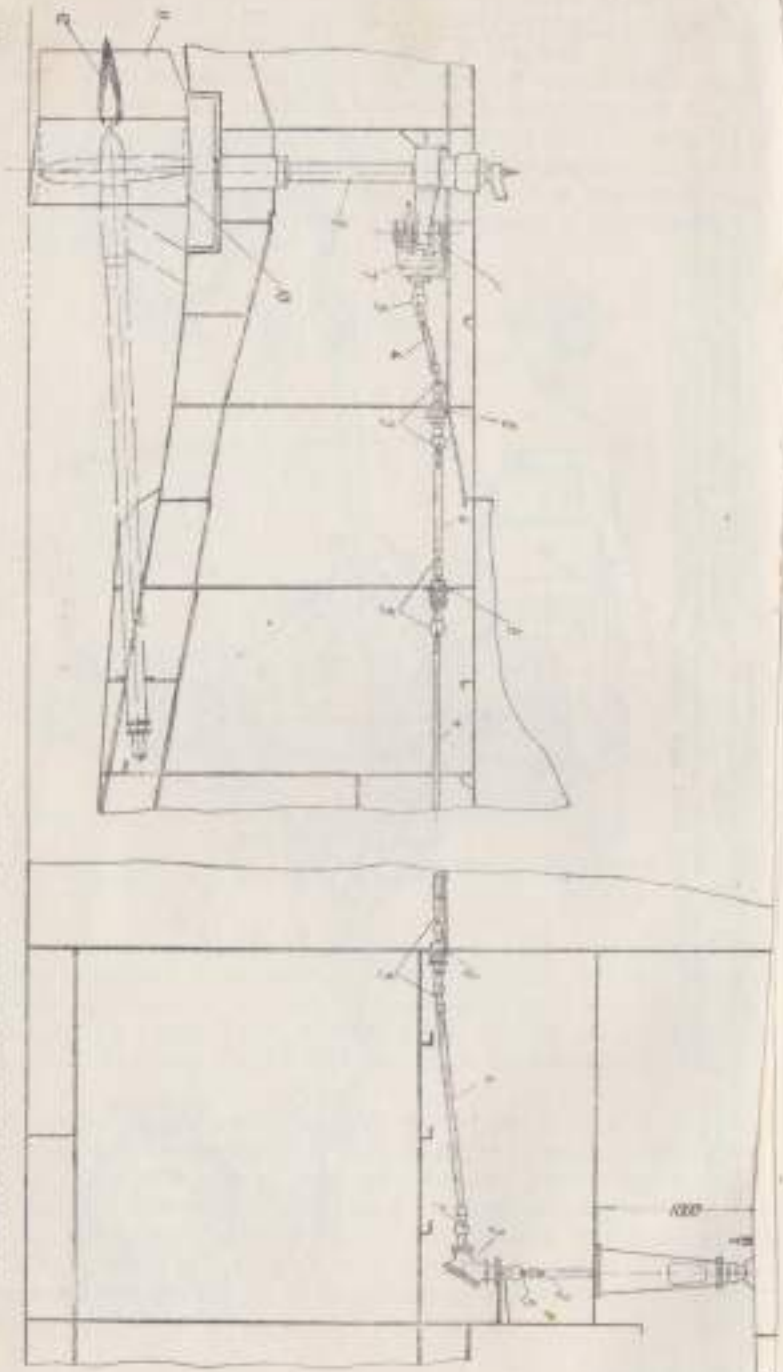


Рис. 22. Схема ручного рулевого привода с валиковой проводкой и поворотной насадкой

Чтобы не загромождать палубу выступающими частями, сектор и детали рулевого привода размещены в кормовом отсеке под палубой. В этом случае валиковую проводку также помещают под палубой судна. Водонепроницаемые переборки в местах прохода валиков имеют необходимые сальниковые уплотнения.

Помимо рассмотренных рулевых приводов, которые широко распространены на судах, известны и другие оригинальные конструкции, не применяемые в настоящее время из-за сложности.

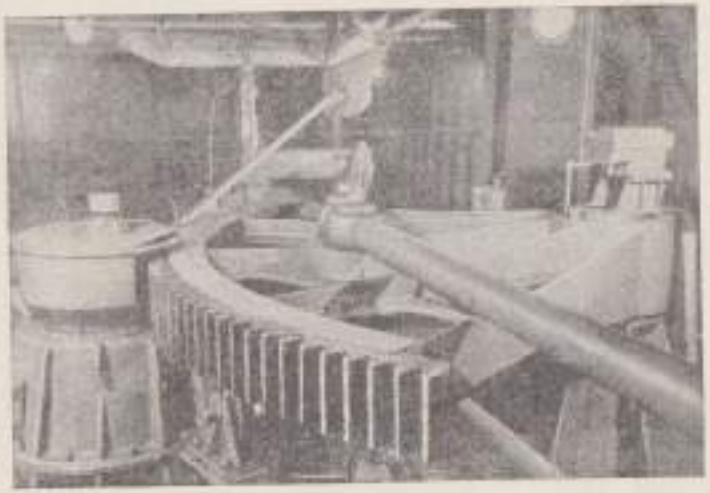


Рис. 24. Расположение рулевой машины в румпельном отделении грузового теплохода

К таким конструкциям относятся: румпельный привод системы Рапсона с кареткой; зубчатый секторный привод Гарфильда (с эксцентрично посаженной ведущей шестерней и ободом сектора, специально спрофилированным для сохранения постоянства величины вращающего момента); привод Броуна с рулевой машиной на румпеле и неподвижным зубчатым сектором; рычажно-винтовой привод Девиса и ряд других.

При электрическом рулевом приводе с расположением рулевой машины на корме связь между пультом управления в рубке и рулевым электродвигателем осуществляется посредством электрокабелей необходимого сечения, имеющих надежную защитную оболочку, предохраняющую от утечки тока.

На рис. 23 показана конструкция такого электрического рулевого привода, непосредственно соединяющего рулевую машину с поворотными насадками на грузовом теплоходе грузоподъемностью 5000 *т*, а на рис. 24 — общий вид этой рулевой машины.

Как видно из рисунка, судно оборудовано двумя поворотными насадками, на баллерах которых укреплены румпели (коромысла), шарнирно связанные друг с другом трубчатыми тягами с амортизаторами.

Шарнирная связь между румпелями позволяет одновременно поворачивать обе насадки на нужный угол при помощи одного двигателя. Такая связь широко применяется и на судах с большим количеством рулей.

Кинематическая схема электроручного рулевого привода к нескольким рулям показана на рис. 25.



Рис. 25. Кинематическая схема электроручного рулевого привода к нескольким рулям:
1 — червячная передача от электродвигателя; *2* — дифференциал; *3* — червячная шестерня ручного привода; *4* — вертикальный вал редуктора; *5* — ведущие зубчатые колеса; *6* — зубчатый сектор; *7* — ось сектора; *8* — тяга; *9* — амортизатор; *10* — румпель

Средством связи между пультом управления и гидравлической рулевой машиной служат также электрические кабели, если электродвигатель насоса находится на корме, или трубопроводы, если насос установлен в рулевой рубке. Эта схема, в частности, применена в ручном гидравлическом приводе на лихтерах финской постройки грузоподъемностью 1000 *т* и грузо-пассажирских теплоходах мощностью 300 *э. л. с.* типа «Совет» Северо-Западного речного пароходства (см. рис. 34).

Все описанные средства связи рулевого управления могут быть применены и в случае, если вместо рулей на судне используются поворотные насадки.

В связи с требованием Речного Регистра механические рулевые приводы (паровые, электрические, электрогидравлические) должны, как правило, иметь дублирующий ручной привод на случай выхода из строя двигателя основного привода.

§ 5. РУЛЕВЫЕ МАШИНЫ

Наиболее простая схема ручной рулевой машины показана на рис. 26.

При вращении штурвальных колес этой машины одновременно вращается верхний горизонтальный вал, на котором прочно укреплена малая коническая шестерня. Последняя находится в зацеплении с большой шестерней, сидящей на вертикальном валу. На том же валу посажена звездочка, в гнездах которой помещаются звенья калиброванной цепи.

Вращение малой шестерни вызывает вращение большой шестерни, а вместе с ней и звездочки, перемещающей калиброванную цепь и штуртросную проводку. В результате этого сектор руля (румпель) отклоняется в сторону борта судна и руль занимает нужное положение.

Ручные рулевые машины других типов сравнительно мало отличаются от рассмотренной. Имеются ручные рулевые машины со звездочкой для шарнирной пластинчатой цепи или с барабаном[1], на котором навит стальной оцинкованный трос.

Лучшие конструкции ручных рулевых машин выполнены на подшипниках качения, и во всех случаях машины снабжены аксиометром — прибором, показывающим положение пера руля (поворотной насадки) относительно диаметральной плоскости судна.

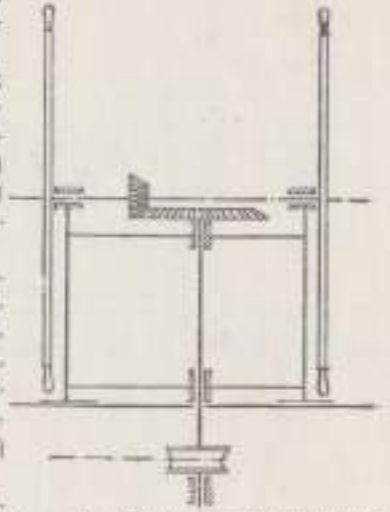


Рис. 26. Схема ручной рулевой машины со штуртросной проводкой

Основные характеристики ручных рулевых машин для цепной (РР) и тросовой (РРТ) штуртросной проводки приведены в табл. 1.

Таблица 1

Марка	Наибольший габаритный угол поворота, *град*	Диаметр трубы (цепи), *мм*	Диаметр штурвала, *мм*	Диаметр окружности звездочки (барабана), *мм*	Максимальное усилие на ручке штурвала, *кг*	Окружная скорость вращения, *м/сек*	Передаточное число	Вес, *кг*
РР1	500	—	600—750	80,9	—	—	55 : 15	12,1—17,8
РРТ-7,5	190	7,5—5,5	700	200	12	0,8	6	95

Ручная рулевая машина для валиковой проводки показана на рис. 27.

Основные характеристики ручных рулевых машин для валиковой проводки приведены в табл. 2.

Рулевая машина модели Б отличается от машины модели А тем, что имеет дополнительную коническую передачу и ва-

[1] На судах, отличающихся малыми значениями момента на баллере руля, ручная рулевая машина может быть снабжена тяговым органом (звездочка, барабан), непосредственно насаженным на ось штурвального колеса.

Таблица 2

Марка	Диаметр пера, мм	Допускаемый крутящий момент, кгм	Диаметр штурвала, мм	Окружная скорость, м/сек	Усилие на рукоятке, кг	Передаточное число	Вес без муфты, кг
А-1-30	30	55	500	0,8	12	1	28,6
А-2-30			700 900	0,8	12	2	34,9
А-1-40	40	150	700	0,8	12	1	41,0
А-2-40			900 1200	0,8	12	2	54,5
Б-1-30	30	110	500 700	0,8	12	1	42,0
			900	0,8	12	1	61,3
Б-2-40	40	300	700 900 1200	0,8	12	1	61,3

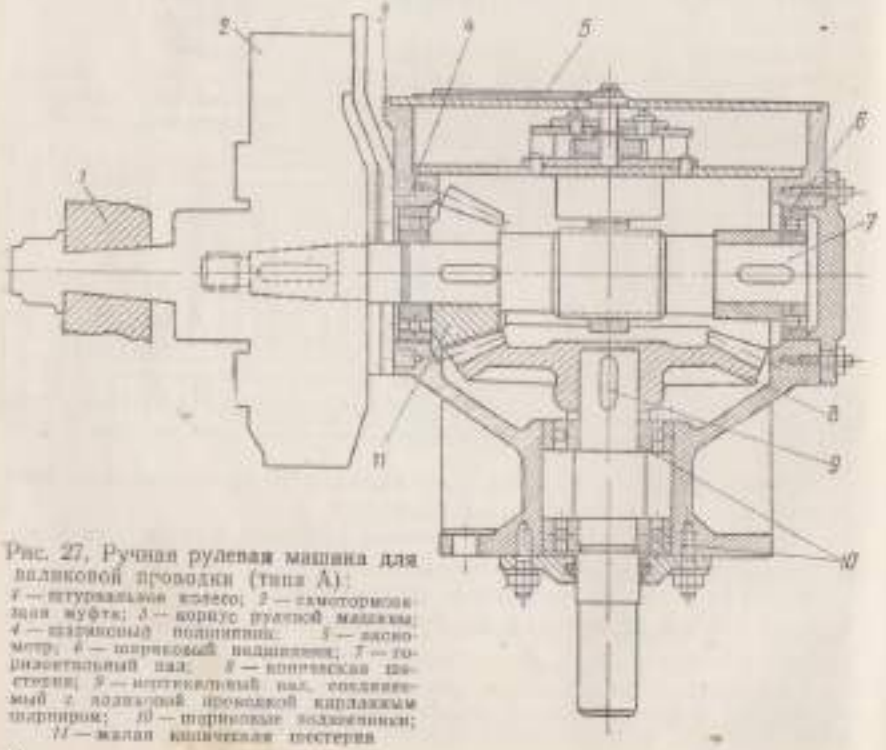


Рис. 27. Ручная рулевая машина для валиковой проводки (типа А):
1 — штурвальное колесо; *2* — самотормозящая муфта; *3* — корпус рулевой машинки; *4* — шариковый подшипник; *5* — аксиометр; *6* — шариковый подшипник; *7* — горизонтальный вал; *8* — коническая шестерня; *9* — вертикальный вал, соединяемый с валиковой проводкой карданным шарниром; *10* — шариковые подшипники; *11* — малая коническая шестерня

лик, с которым может быть соединена вторая дублирующая рулевая машина, расположенная в верхней рубке толкача. Благодаря этому обеспечивается управление судном из верхней и основной рубок с помощью одной валиковой проводки к зубчатому сектору руля (насадки) без каких-либо переключений.

Самопроизвольное вращение штурвала под воздействием усилий, возникающих со стороны руля (насадки), предотвращается применением специальной тормозной муфты. Эта муфта снабжена храповым устройством, позволяющим передавать вращение только от штурвала к горизонтальному валу машины, а не наоборот.

Пароручные рулевые машины принципиально отличаются от описанных ручных рулевых машин тем, что для создания усилий, необходимых при перекладке руля, в них используется давление пара. В аварийных случаях паровая часть машины отключается и может быть введен в действие запасный ручной рулевой привод.

Паровая часть пароручных рулевых машин имеет два цилиндра, располагаемых вертикально или горизонтально, и золотниковое устройство со следящим механизмом, о котором более подробно будет сказано ниже. Звездочка получает вращение от коленчатого вала паровой машины через червячную передачу или через две пары цилиндрических зубчатых колес.

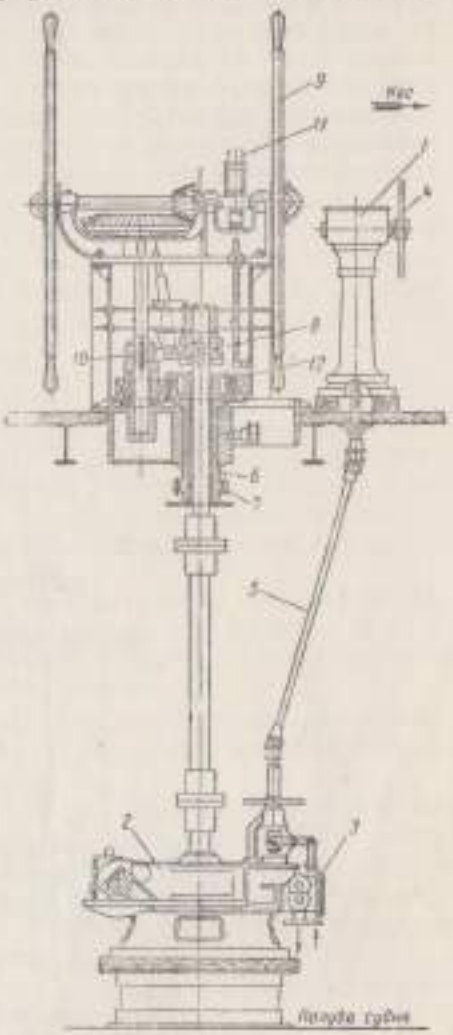


Рис. 28. Пароручная машина разобщенного исполнения:
1 — рулевая машина; *2* — паровая машина, *3* — хлесковой золотник; *4* — маслоотсос; *5* — промежуточный валик; *6* — пустотелый вал звездочки; *7* — звездочка; *8* — кулачковая муфта; *9* — штурвальное колесо; *10* — кулачковая муфта, включающая звездочку ручного привода; *11* — аксиометр; *12* — шестерня привода от звездочки к аксиометру

Кроме указанных выше типов, имеются паровые рулевые машины разобщенного исполнения, отличающиеся тем, что вся паровая часть у них помещается не в рулевой рубке, а на палубе (в машинном отделении) судна. В этом случае в рулевой рубке расположены только ручной рулевой привод и колонка с маховичком для управления паровой рулевой машиной. Передача движения к золотниковому устройству от маховичка рулевой колонки производится посредством конических шестерен, валиков и карданных шарниров. Пароручная рулевая машина такого типа показана на рис. 28.

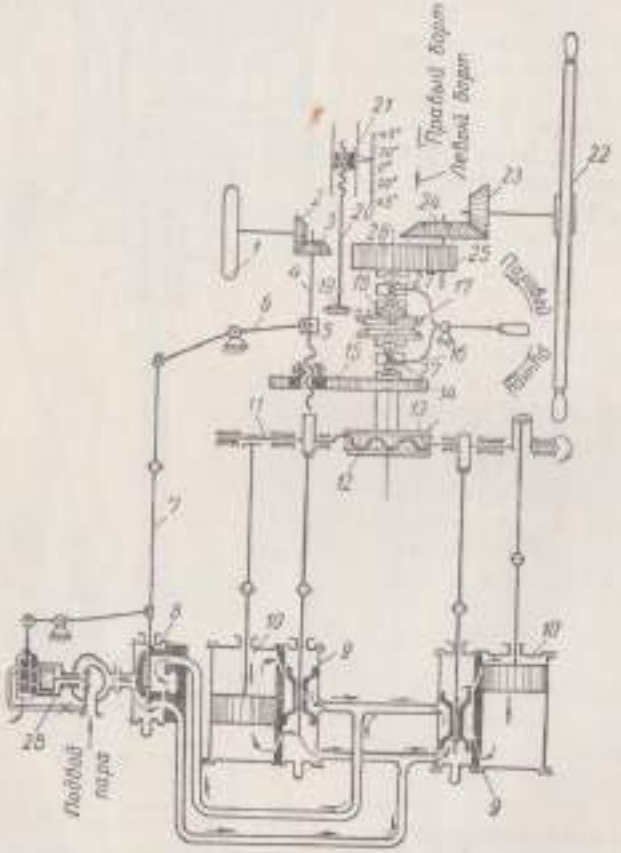


Рис. 29. Схема пароручной рулевой машины

Действие пароручной рулевой машины любого типа может быть понято из рассмотрения схемы, приведенной на рис. 29.

Маховичок *1* через две конические шестерни *2* и *3* связан с вертикальным валиком *4*. Коническая шестерня *3* сидит на вертикальном валике *4* на скользящей шпонке, поэтому валик

может подниматься и опускаться, а шестерня *3* не изменяет своего положения, хотя и передает валику вращение.

На валике *4* посажена муфта *5*, которая не вращается, а только перемещается вверх или вниз вместе с валиком *4*. Муфта *5* связана рычагом-коромыслом *6* с шестиком *7* пускового золотника *8*.

При вращении маховичка в ту или другую сторону валик *4*, имеющий на конце нарезку, ввинчивается в гайку-шестерню *15* или вывинчивается из нее, вызывая таким образом перемещение вниз или вверх муфты *5* и шестика *7* пускового золотника *8*, который открывает доступ пару в наружные или внутренние полости распределительных золотников *9* паровой машины.

Пар, поступающий в полости *10* цилиндров паровой машины, через штоки, шатуны и кривошипы приводит во вращение коленчатый вал *11*, средняя часть которого выполнена в виде червяка *12*.

Червяк *12* передает вращение червячному колесу *13* и жестко связанной с ним шестерне *14*. Находящаяся в зацеплении с последней гайка-шестерня *15*, вращаясь, заставляет перемещаться по нарезке в обратном направлении вертикальный валик *4*, который, увлекая за собой муфту *5* и шестик *7*, возвращает пусковой золотник в исходное (среднее) положение, в котором поступление пара к распределительным золотникам *9* паровой машины прекращается.

Механизм такой обратной связи пускового золотника с валиком называется **сервомотором** или **следящим механизмом**. Он заставляет паровую машину останавливаться, когда прекращается вращение маховичка.

Для дальнейшей перекладки руля надо продолжать вращение маховичка в ту же сторону. При реверсе маховичок поворачивают в обратном направлении.

Перемещение пускового золотника вверх соответствует наружному впуску пара в цилиндры, перемещение вниз — внутреннему впуску. Таким образом, распределительные золотники *9* производят наружный впуск и внутренний выпуск или, наоборот, внутренний впуск и наружный выпуск пара, благодаря чему достигается реверс машины.

Червячное колесо *13* и связанная с ним шестерня *14* прочно соединены друг с другом и свободно сидят на валу звездочки *17*, которая также может свободно вращаться.

При перемещении рычага *16* кулачковых муфт вверх нижняя муфта *27* входит в зацепление с шестерней *14*, а верхняя — со звездочкой *17*. После этого звездочка может передавать вращение паровому приводу.

Если же конец рычага *16* опущен вниз, паровой привод будет отключен, а на звездочку будет включен ручной привод. В последнем случае вращение будет передаваться звездочке от

ручного штурвального колеса *22* через пару конических шестерен *23* и *24* и пару цилиндрических шестерен *25* и *26*.

Чтобы в любой момент можно было узнать, в каком положении находится руль, пользуются аксиометром. Его действие видно из этой же схемы. К звездочке *17* прикреплена малая звездочка *18*, связанная цепью со звездочкой *19*. Последняя прочно посажена на валике *20*, на верхнем конце которого имеется нарезанная часть с невращающейся гайкой *21*.

Вращение звездочки *17* под действием любого (как парового, так и ручного) привода при помощи указанной выше связи перемещает гайку в ту или другую сторону (на приведенной схеме — вверх или вниз). Указатель, прикрепленный к гайке *21*, смещается вместе с нею и, становясь против соответствующего деления шкалы, показывает, под каким углом и в сторону какого борта от диаметральной плоскости судна переложен руль.

Конструкции аксиометров бывают различные. Наиболее удобна для ориентировки судоводителя конструкция аксиометра с поворачивающейся стрелкой.

Кривошипы коленчатого вала у рулевых машин располагают под углом 90° друг к другу.

Чтобы коленчатый вал рулевой машины мог прийти во вращение при любом положении колен кривошипа, золотники машины делают без перекрышей, в связи с чем она практически работает без расширения пара. Удовлетворение этого необходимого для рулевых машин требования делает паровые рулевые машины неэкономичными. Расход пара на одну индикаторную лошадиную силу в час у паровых рулевых машин составляет около 30 *кг*, а иногда и еще выше [1].

Во время хода судна паровая рулевая машина работает не все время, а лишь периодически, по мере надобности. Тем не менее утечка пара через пусковой золотник происходит и при стоянке.

Чтобы избежать потерь пара при стоянке паровой рулевой машины, последнюю оснащают клапанами экономии *28* (см. рис. 29).

Клапан экономии связан с шестником пускового золотника и предназначен для того, чтобы прекращать доступ пара к нему, как только пусковой золотник займет среднее положение.

При высоком давлении в паровом котле на паровпускном трубопроводе устанавливают редукционный клапан, посредством которого давление пара, поступающего в цилиндры паровой машины, уменьшается до 10—11 *кг/см²*. Это позволяет сократить утечки пара, упростить конструкцию машины и уменьшить возможность травм у обслуживающего персонала.

На некоторых пассажирских теплоходах (обычно с компрес-

[1] Удельный расход пара на одну индикаторную силу в час у больших судовых паровых машин, работающих с расширением пара, обычно не превышает 7—8 *кг*.

сорными двигателями внутреннего сгорания) для работы рулевых машин используется как пар, так и сжатый воздух.

Использование энергии сжатого воздуха в рулевых машинах широкого применения не получило, главным образом потому, что для этого на судне необходимо иметь компрессор достаточно большой производительности и воздушные баллоны значительной емкости. Кроме того, такой рулевой привод может быть недостаточно надежным в эксплуатации в случае падения давления воздуха в баллонах при частых перекладках руля, не говоря уже о том, что применение сжатого воздуха для паровых рулевых машин неэкономично и сопряжено с опасностью замораживания цилиндров и трубопроводов в результате выделения влаги при расширении воздуха.

Электрические рулевые машины бывают различных конструкций. Они получили распространение преимущественно на теплоходах и дизель-электроходах, хотя при достаточной мощности судовых электростанций такие машины могут быть установлены и на пароходах.

На озерно-речных пассажирских теплоходах типа «Родина» в штурвальной рубке находится лишь управление электрической частью рулевого привода. Рулевая машина (электродвигатель, редуктор) установлена в кормовой части судна, непосредственно у сектора руля.

Управление электродвигателем кнопочное. На пункте управления находятся рулевая колонка, имеющая три кнопки. При нажатии на любую из крайних кнопок руль перекладывается в сторону соответствующего борта (вправо или влево). Одновременное нажатие на крайнюю и среднюю кнопки позволяет ускорить процесс перекладки руля.

Система управления электроприводом имеет реле защиты и конечные выключатели, ограничивающие угол перекладки руля, а также сопротивления, позволяющие регулировать скорость вращения электромотора.

Ручной (аварийный) рулевой привод установлен на корме судна. Команда рулевому, обслуживающему этот привод, подается из рубки посредством электрического машинного телеграфа. Установленный в рулевой рубке аксиометр с электрическим датчиком и приемником показывает положение пера руля.

На больших судах и самоходных паромах для улучшения условий швартовки к причалам устанавливают носовые подруливающие устройства в виде реверсивного движителя или пропеллерного насоса. Такими подруливающими устройствами снабжены, в частности, пассажирские теплоходы типа «Родина». Подруливающее устройство на судах этого типа представляет собой пропеллерный насос, вращаемый электродвигателем в нужном направлении.

В настоящее время на судах встречаются электрические рулевые приводы с размещением электродвигателя в штурваль-

ной рубке и непосредственно у сектора руля (пароходы типа БОР, дизель-электрические речные ледоколы «Волга», «Дон» и др.).

На рис. 30 показан электроручной рулевой привод.

Как видно из рисунка, сектор руля *2*, свободно насаженный на баллер *1*, связан с румпелем *3* через тяги *4* и пружинные амортизаторы *5*. Вращение от электродвигателя *6* передается сектору руля через редуктор *7*. Чтобы обеспечить попеременную работу рулевого устройства от электрического и ручных приводов, в редукторе имеется дифференциал Федорицкого, принцип действия которого показан на рис. 31.

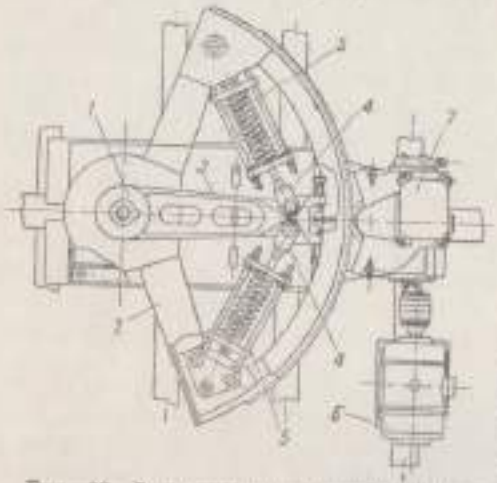


Рис. 30. Электроручной рулевой привод парохода типа БОР-600

На вертикальном валу *1* редуктора свободно посажена червячная шестерня *2*, отлитая за одно целое с нижней конической шестерней *10*. Червячная шестерня находится в зацеплении с червяком *3*, соединенным с валом электродвигателя. На валу *1* на шпонке посажена крестовина *4*, на цапфах которой свободно вращаются две конические шестерни-сателлиты *5*, находящиеся в зацеплении с нижней конической шестерней *10*. Верхняя коническая шестерня *6*, отлитая заодно с другой червячной шестерней *11*, посажена на вертикальный вал свободно и также находится в зацеплении с коническими шестернями-сателлитами. Червячная шестерня *11* находится в зацеплении с червяком *7* ручного рулевого привода.

На валу *1* на шпонке посажена цилиндрическая шестерня *8*, от которой вращение передается зубчатому сектору руля. Коническая шестерня *9* служит для передачи вращения электроаксиометру и конечному выключателю.

При работе электрического привода шестерня *11* заторможена червяком *7* и не вращается. Вращение от электродвигателя в этом случае передается через червяк *3*, червячную шестерню *2*, конические шестерни-сателлиты *5*, которые обкатываются по неподвижно стоящей шестерне *6*. При этом вращается крестовина *4* и вместе с ней вертикальный вал и шестерня *8*.

При действии ручного привода нижняя шестерня *2* находится в зацеплении с неподвижным червяком *3* и не вращается. В этом случае при вращении червяка *7* вращаются червячная

шестерня *11* и конические шестерни-сателлиты *5*, которые, обкатываясь по неподвижной шестерне *2*, вращают крестовину *4*, а вместе с ней вертикальный вал *1* и цилиндрическую шестерню *8*, передающую вращение рулевому сектору.

Недостаток рассмотренного редуктора заключается в сложности его конструкции и значительных потерях энергии на трение.

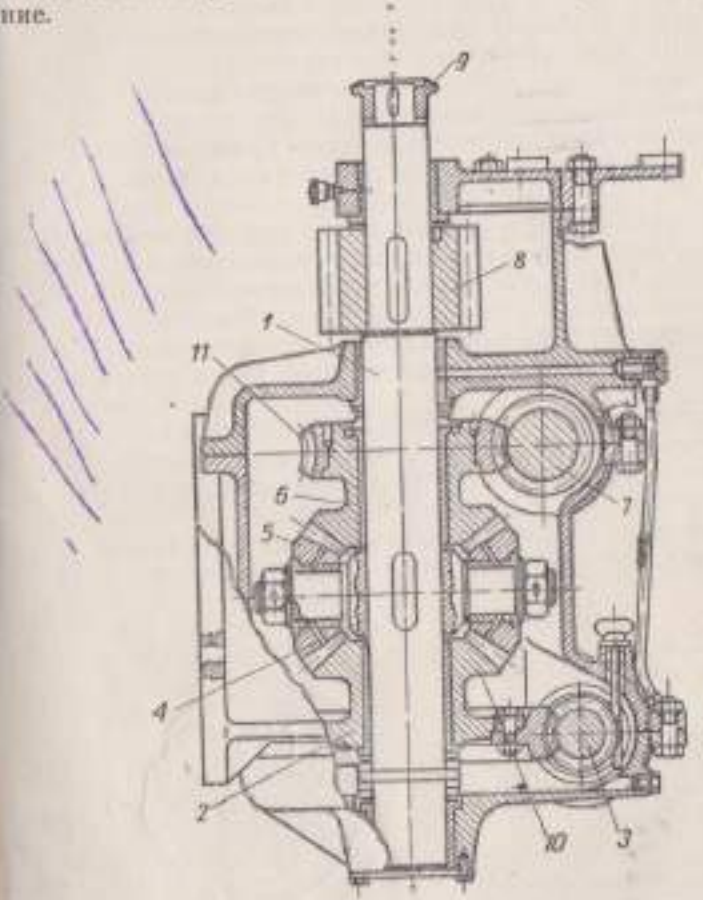


Рис. 31. Редуктор электрического рулевого привода с дифференциалом Федорицкого

Дифференциал Федорицкого более успешно может быть применен в рулевом приводе с двумя электродвигателями. В этом случае рулевой привод может работать от каждого из электродвигателей и одновременно от обоих вместе.

Одновременное включение электродвигателей повышает скорость перекладки руля в 2 раза, что весьма важно при маневрах и швартовке судна.

Кроме описанных конструкций, на судах устанавливают электрогидравлические и ручные гидравлические рулевые машины.

Первые электрогидравлические рулевые машины, применявшиеся еще в 90-х годах прошлого столетия, имели ряд конструктивных и эксплуатационных недостатков. Они были сложны и громоздки.

В результате коренных усовершенствований, проведенных отечественными и зарубежными конструкторами, эти машины начинают получать распространение на вновь строящихся судах и при модернизации существующего флота.

Современные гидравлические рулевые приводы имеют следующие преимущества по сравнению с другими видами приводов:

более высокий механический к. п. д., так как потери энергии на трение жидкости в трубах значительно меньше, чем в штуртросных и даже в валиковых проводках. Износ стенок труб движущейся жидкостью также весьма незначителен;

высокая «чувствительность» управления, бесшумность в работе и легкое регулирование скорости перекладки руля в широких пределах;

амортизация ударных внешних нагрузок благодаря наличию предохранительных клапанов, чем обеспечивается безопасность обслуживающего персонала судов, работающих в бассейнах, засоренных древесиной, и в ледовых условиях;

компактность и легкость; исполнительные механизмы могут быть смонтированы в лахтрнике или даже в гельмпортовой трубе судна.

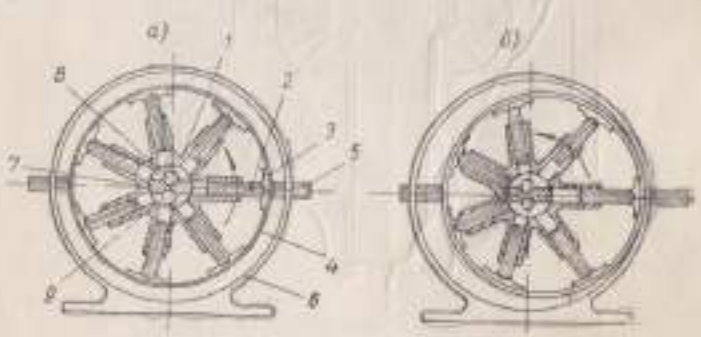


Рис. 32. Схема гидравлического насоса переменной производительности

Электрогидравлические рулевые машины устанавливают главным образом на больших судах, где требуется значительный вращающий момент на баллере руля, хотя они с успехом могут быть применены и на сравнительно небольших судах.

Главная часть гидравлической установки — насос переменной производительности, действие которого поясняет рис. 32

(в электрогидравлических рулевых машинах некоторых конструкций применяют насосы постоянной производительности).

Электродвигатель непрерывно вращает в одном и том же направлении блок цилиндров, изготовленный в виде звездообразного ротора *1*. Вместе с ротором вращаются плунжеры *2* и шарнирно связанные с ними ползуны *3*. Под действием центробежной силы ползуны прижимаются к внутренней поверхности направляющего кольца *4* и скользят по ней. Направляющее кольцо при помощи цапф *5* может быть смещено вправо или влево внутри неподвижного корпуса насоса *6*.

В центральной неподвижной части насоса перемычка *7* отделяет верхнюю полость *8* насоса от нижней *9*.

При центральном положении ротора (рис. 32,*а*) вращение его в направляющем кольце не вызывает движения жидкости, заполняющей внутренние полости насоса, так как плунжеры вращаются вместе с ротором, но не изменяют своего положения относительно цилиндров.

Достаточно сдвинуть направляющее кольцо из центрального положения (рис. 32,*б*) вправо, как тотчас же плунжеры в цилиндрах ротора будут перемещаться поступательно-возвратно, продолжая вращаться вместе с ротором.

При указанном на рисунке направлении вращения ротора (против часовой стрелки) жидкость из нижней полости *9* начнет перекачиваться в верхнюю *8*.

Когда направляющее кольцо будет смещено влево, направление движения жидкости изменится на обратное, т. е. нижняя полость станет нагнетательной, а верхняя — всасывающей.

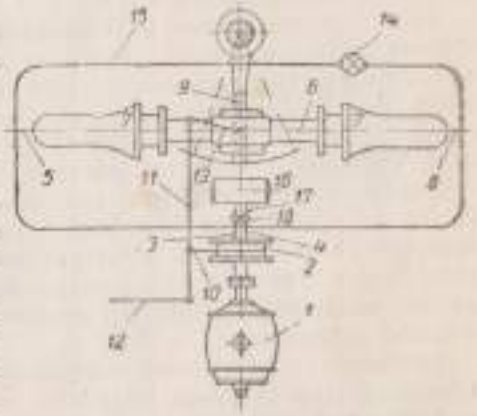


Рис. 33. Простейшая схема электрогидравлической рулевой установки

Смещением направляющего кольца от центрального положения можно регулировать не только направление нагнетания, но и производительность насоса.

Направление подачи жидкости может быть изменено также реверсом ротора насоса.

Наиболее распространенная схема электрогидравлической рулевой установки показана на рис. 33. Здесь электродвигатель *1* вращает ротор насоса *2* переменной производительности рассмотренного типа.

Трубопроводы концами *3* и *4* соединены с верхней и нижней полостями насоса. Через патрубки-тройники *5* и *6* эти трубопроводы соединены с гидравлическими цилиндрами *7*, расположенными на одной оси. Плунжер *8*, входящий в оба эти цилиндра, связан шарнирно с рычагом-румпелем *9*. Движение плунжера вправо или влево вызовет отклонение рычага-румпеля в соответствующую сторону.

Направляющее кольцо насоса перемещается посредством тяги *10*, которая рычагом *11* связана с тягой *12*, идущей к посту управления в штурвальной рубке судна.

К плунжеру *8* присоединена тяга *13*, шарнирно соединенная с рычагом *11*. Комплекс этих тяг и рычага выполняет роль следящего механизма (сервомотора), т. е. обеспечивает остановку привода в нейтральном положении подобно тому, как это было рассмотрено нами в схеме действия пароручной рулевой машины. Направляющее кольцо насоса во время работы привода перемещается в среднее положение, и при этом подача жидкости в гидравлические цилиндры прекращается.

Роль амортизатора в рассматриваемой схеме выполняет предохранительный клапан *14* на трубопроводе *15*, соединяющем патрубки-тройники *5* и *6*.

Жидкость поступает в гидравлическую систему при ее заполнении и восполнении утечек из резервуара *16* через трубы *17*, снабженные невозвратными клапанами *18*. Эти клапаны действуют как всасывающие, автоматически открываясь, когда в соединенных с ними полостях происходит разрежение, т. е. когда каждая из полостей становится всасывающей.

Давление жидкости в гидравлической рулевой установке обычно не превышает 70 *кг/см*². При более высоком давлении конструкция уплотнений у гидравлических цилиндров и насоса усложняется. Значительное уменьшение давления невыгодно, так как оно вызывает увеличение веса и габаритов рулевой гидравлической установки.

Наиболее подходящими жидкостями для использования в гидравлических рулевых приводах являются минеральные масла (например, веретенное № 3 или турбинное 22). Эти масла имеют температуру застывания не выше — 15° С.

На рис. 34 показана схема ручной гидравлической рулевой установки теплохода «Совет» Северо-Западного пароходства. Привод состоит из рулевой колонки *1* со штурвальным колесом *2*, снабженным откидной рукояткой, клапанной коробки *4*, трубопровода *3*, исполнительного механизма *5*, румпеля *6* и баллера руля *7*. Кроме того, рулевой привод снабжен аксиометром, на рисунке не показанным.

Рулевая колонка, устанавливаемая в рулевой рубке судна (рис. 35), имеет следующую конструкцию. На том же валике, на котором насажено штурвальное колесо *1*, свободно посажены две шестерни *5* и *6*, разделенные муфтой *4*. Последняя укрепле-

на на скользящей шпонке и своими выступами может быть введена в зацепление с той или другой шестерней. Муфта

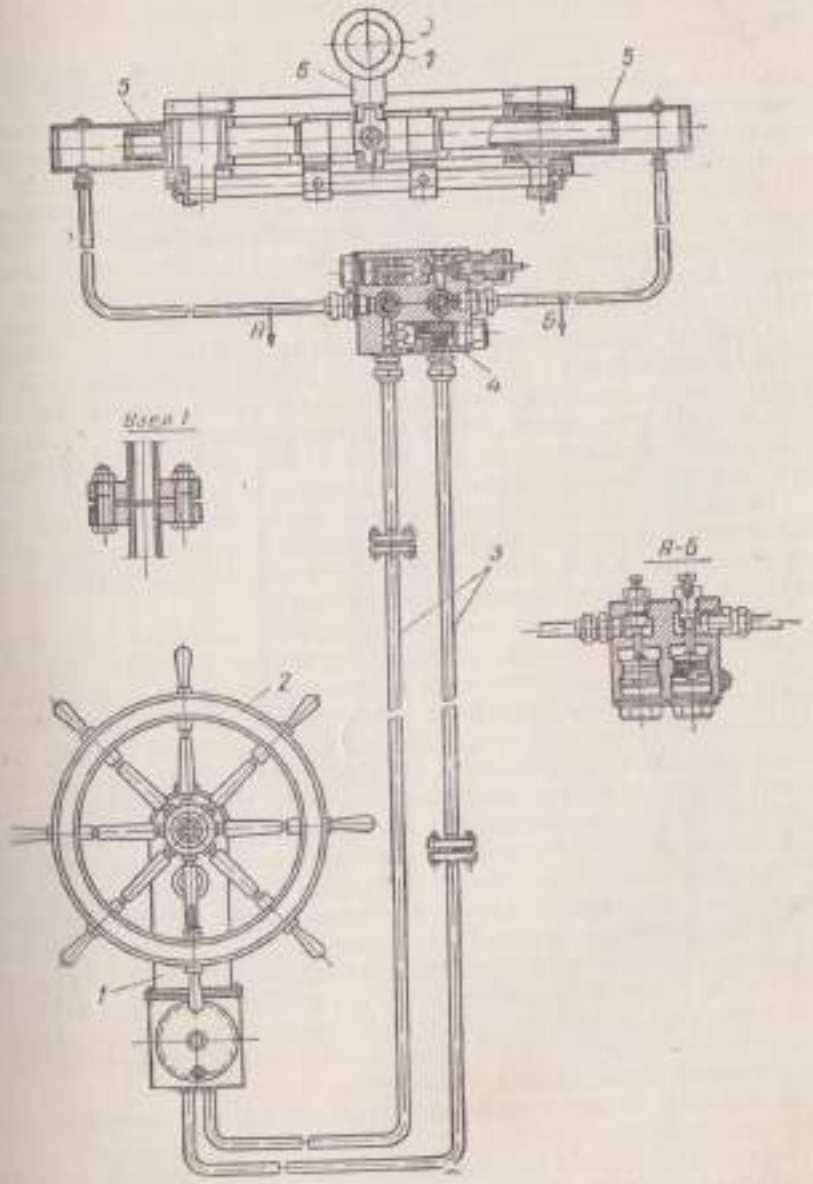


Рис. 34. Схема ручной гидравлической рулевой установки теплохода «Совет» (СЗРП)

передвигается вдоль валика переключателем *3*, рукоятка которого находится на торце вала штурвального колеса.

Шестерни *5* и *6* находятся в зацеплении с шестернями *7* и *8*, посаженными на шпонках на втором валике *2* рулевой колонки. Благодаря разнице в диаметрах шестерен при включении муфты могут быть получены две различные ступени скорости.

На валике *2* посажена звездочка *9*, шарнирно соединенная пластинчатой цепью *10* со звездочкой *11*, расположенной в цилиндрическом корпусе гидравлического насоса. Ротор насоса имеет десять сквозных гнезд-цилиндров, в которых попарно размещены плунжеры *12*, распираемые изнутри пружинами *13*. Под действием этих пружин плунжеры упираются своими торцами в наклонно поставленные шарикоподшипники *14*. Ротор насоса свободно вращается на шарикоподшипниках *15* вокруг неподвижной оси, благодаря чему плунжеры *12* совершают поступательно-возвратное движение, то расходясь, то сближаясь.

Объемы полостей между плунжерами при расположении шарикоподшипников *14* под углом к оси вала (см. рис. 35) получаются в нижнем положении наименьшие, а в верхнем наибольшие. В результате этого при вращении ротора в цилиндрах, перемещающихся сверху вниз, будет происходить нагнетание, а в перемещающихся снизу вверх — всасывание.

Полости гнезд-цилиндров одной полуокружности при расхождении плунжеров всасывают масло, поступающее по одному отверстию в оси, и нагнетают его в другое при переходе цилиндров на вторую половину окружности.

В магистрали, соединяющей рулевую колонку с исполнительной частью привода, имеется клапанная коробка, предназначенная для распределения масла по цилиндрам исполнительной части (гидропресса) рулевого привода. Эта коробка одновременно обеспечивает самоторможение привода и служит предохранительным устройством. В распределительной коробке имеются два невозвратных клапана (на каждой ветви трубопровода) и два толкательных поршенька, служащих для удержания невозвратных клапанов в открытом положении во время перекладки руля. Полости, в которых находятся толкательные поршеньки, соединены друг с другом накрест (нижняя полость одного соединена с верхней полостью другого, и наоборот) для обеспечения обратного движения масла. Кроме того, в каждой полости клапанной коробки есть предохранительные клапаны для перепуска масла из рабочего цилиндра исполнительной части привода обратно при резком повышении давления масла в результате ударов волн о перо руля.

В верхней части клапанной коробки есть две пробки для выпуска воздуха.

Исполнительный механизм гидравлической рулевой машины показан на рис. 36. Он представляет собой раму *1* с двумя горизонтально расположенными цилиндрами *2*, к штуцерам *3* которых подводятся трубопроводы от распределительной коробки.

В цилиндрах перемещаются плунжеры *4*, каждый из которых изготовлен как одно целое с соответствующей половиной головки *5* гнезда румпельного шарнира. Половины головок соединены друг с другом, и потому вся система: плунжер — шарнирное соединение — второй плунжер — одновременно перемещается вправо или влево вдоль оси цилиндров.

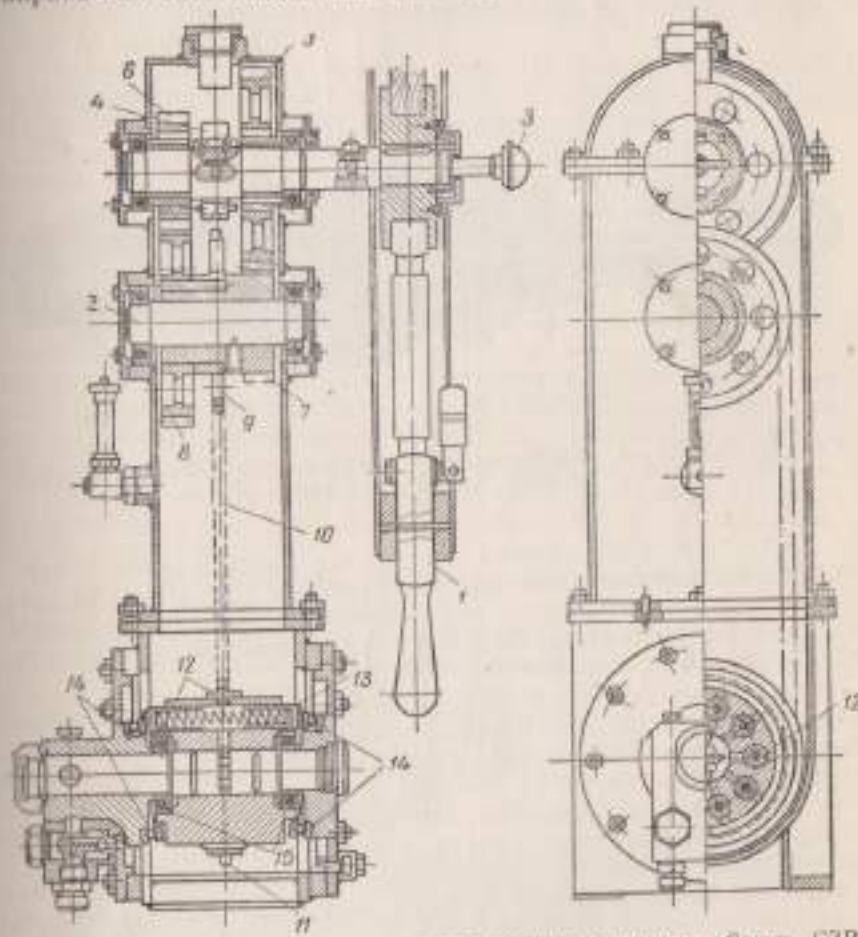


Рис. 35. Ручная гидравлическая рулевая машина теплохода «Совет» СЗРП

На раме *1* имеются приливы, в которых помещена направляющая штанга *6*. Каждая половина головки *5* шарнирного соединения снабжена опорным кронштейном *7*, который может перемещаться вдоль направляющей штанги *6*.

На кронштейнах *7* и у головки румпельного яблока установлены масленки. Цилиндры имеют пробки *8* для выпуска воздуха. Сальники из полихлорвиниловых колец предотвращают

утечку масла из цилиндров. Перемещение головки *5* вправо или влево вызывает поворот румпеля и перекладку руля в нужную сторону.

Трубопроводы выполнены из стальных цельнотянутых труб. Чтобы в соединениях и трубах не образовались воздушные и водяные мешки (карманы), их укладывают от рулевой рубки в корму судна с общим наклоном вниз.

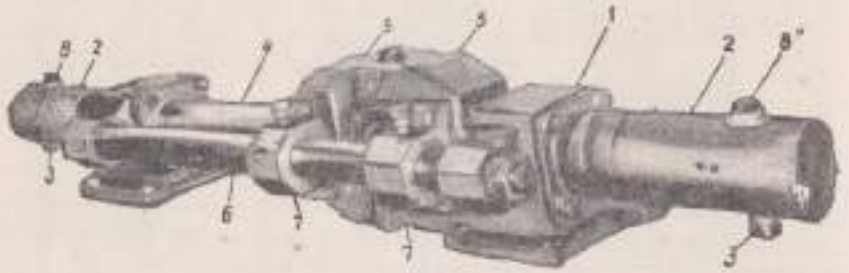


Рис. 36. Общий вид исполнительного механизма гидравлической рулевой машины теплохода «Совет»

На баллере руля имеется датчик, а в рулевой рубке — приемник электрического аксиометра. Каждому углу поворота датчика соответствует вполне определенное положение указателя приемника аксиометра. Питание сети аксиометра (сельсинов) производится от гальванической батареи.

Гидравлическая рулевая установка работает следующим образом. При повороте штурвального колеса плунжерный насос нагнетает масло в одну ветвь трубопровода и всасывает его из другой ветви. Если штурвал вращать вправо, то в правой трубе возникнет давление, под действием которого откроется правый невозвратный клапан коробки, и масло пойдет в правый рабочий цилиндр исполнительной части привода. Под давлением масла плунжер правого цилиндра пойдет влево и будет поворачивать румпель влево (см. схему на рис. 34). При этом масло из левого цилиндра должно беспрепятственно уходить через левый невозвратный клапан. Для этого необходимо открыть этот клапан, так как давление масла, поступающего из левого цилиндра, стремится его закрыть. Левый невозвратный клапан поднимается при помощи левого толкательного поршенька благодаря давлению нагнетания из правой полости. Полость под левым поршеньком соединена с нагнетательной полостью правой ветви, и то давление, которое открывает правый невозвратный клапан, одновременно снизу действует на левый поршенек, поднимающий и открывающий левый невозвратный клапан для обратного потока масла.

Пройдя через клапанную коробку, масло поступает в левую ветвь трубопровода и всасывается насосом. При повороте штурвала влево направление движущегося потока масла изменяется на обратное. Левая ветвь становится нагнетательной, а правая — всасывающей.

Система заполняется маслом через горловину, имеющуюся в верхней части рулевой колонки, при поочередном вращении штурвала сначала на один, а затем на другой борт.

Для выполнения этой операции предварительно необходимо открыть на клапанной коробке, а затем на цилиндре гидропровода воздушные клапаны, расположенные на нагнетательной ветви. Клапаны должны быть открыты, пока не выйдет весь воздух. Перекладку руля для полного удаления воздуха производят несколько раз.

Кроме описанных, существуют и другие оригинальные конструкции электрогидравлических рулевых машин, которые в случае выхода из строя электродвигателя или навешенного на него ротативного насоса переменной производительности не требуют механического переключения на ручной запасный рулевой привод. Это переключение производится автоматически.

Подобные конструкции, в частности, встречаются на многих английских судах, а также на рыболовецких траулерах типа «Россия».

На рис. 37 показан общий вид одной из таких электрогидравлических рулевых установок.

Штурвалом *1* здесь приводится в действие находящийся в рулевой колонке насос *2*, который по одной из труб подает масло к главному электроприводному гидравлическому насосу *3*; последний нагнетает масло в один из рабочих цилиндров *4* под давлением, достаточным для перекладки руля. Румпель, таким образом, поворачивается со скоростью, зависящей от быстроты вращения штурвального колеса, которая в данном случае может быть весьма умеренной.

При выходе из строя электрогидравлического насоса управление рулем продолжается путем подачи масла к цилиндрам непосредственно от ручного насоса. Никаких переключений в трубопроводах при этом производить не требуется; необходимо лишь увеличить скорость вращения штурвального колеса. При возобновлении работы электрогидравлического насоса переход с ручного на электрогидравлический привод также происходит автоматически. Максимальный угол поворота баллера руля ограничивается и регулируется установкой клапанов, что упрощает монтаж устройства на судне.

На гидравлических трубопроводах имеются невозвратные клапаны, которые при ручном управлении предотвращают об-

ратное вращение штурвала под действием на руль динамических внешних сил.

Характеристики электрических и гидравлических рулевых машин приведены в табл. 3.

В дополнение рассмотрим рулевой привод с гидравлическим поворотным крылом [1].

Этот рулевой привод по конструктивному замыслу несколько напоминает гидравлическое устройство, предложенное доцентом Горьковского института инженеров водного транспорта В. Д. Башкировым в 1956 г.

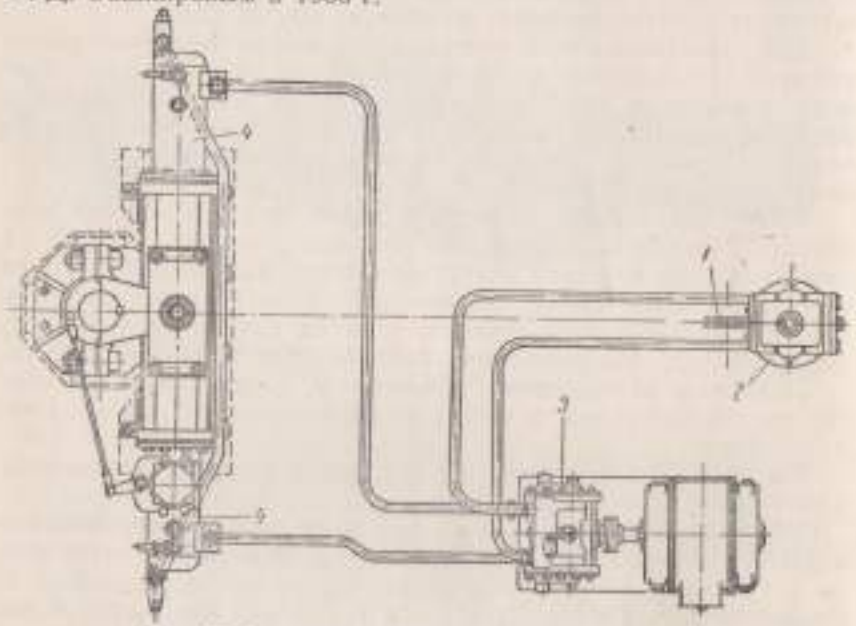


Рис. 37. Электрогидравлическая рулевая установка

Особенность конструкции приводов этого типа заключается в том, что исполнительный механизм гидравлического привода монтируется непосредственно на баллере руля и зачастую выполняет функции гельмпортовой трубы. Установка получается экономичная, так как крутящий момент без промежуточных устройств здесь передается непосредственно баллеру руля. Затрата энергии на работу сил трения в шарнирах рычагов, подшипниках и других деталях гидравлического исполнительного механизма тоже сводится к минимуму.

На рис. 38 показаны элементы конструкции рулевого привода с гидравлическим поворотным крылом на голове баллера.

В изображенном здесь устройстве главным рабочим органом

[1] См. «Schiff Hafen», 1956, № IV.

Таблица 3

Тип рулевой машины	Марка	Наибольший крутящий момент на баллере, т·м: электрический привод	Наибольший крутящий момент на баллере, т·м: ручной привод	Угол перекладки сектора, град	Время перекладки с борта на борт, сек: электрический привод	Время перекладки с борта на борт, сек: ручной привод	Электродвигатель: тип	Электродвигатель: мощность, кВт	Электродвигатель: число оборотов в минуту	Электродвигатель: напряжение, в	Электродвигатель: род тока	Вес установки, кг
Электроручная секторная	РЭР3-1	1,2	0,6	2×30	30	120	ПК-17,5	1,2	1380	110		
То же	РЭР3-3	3	0,6	2×45	30	120	ПН1-85	2,0	600	220	Пост.	3600
» »	РЭР5-3	5		2×45	30	120	ПН3-85	2,0	600	220	»	3650
» »	РЭР7,5-3	7,5	2,0	2×45	30	120	ПН3-145	6,2	860	220	»	5300
» »	РЭР10-3	10,0										
» »	РЭР15-3	15	6,3	2×35			ПН3-290	9,3	740	220/380	»	7110
Ручная гидравлическая	РРГ-0,5	—	0,5	2×35	—	120	—	—	—	—	—	600
Ручная гидравлическая с бесступенчатым регулированием	РРГ-0,8	—	0,8	2×35	—	120	—	—	—	—	—	700
Ручная электрогидравлическая	РГЭ-0,8	0,8	0,5	2×40	37	150	ПН3-10	0,5	1450	220	Пост.	1000
Электрогидравлическая	РЭГ-13-2	10										

Технические документации разработается

служит ступица *1*, имеющая три поворотных крыла. Ступица установлена в цилиндрическом корпусе *2*, имеющем три (иногда два) упора *3* для ограничения поворота руля. Количество крыльев *4* принимают в зависимости от того, какой максимальный угол перекладки руля предусмотрен: при 37° — три и при 68° и более — два крыла.

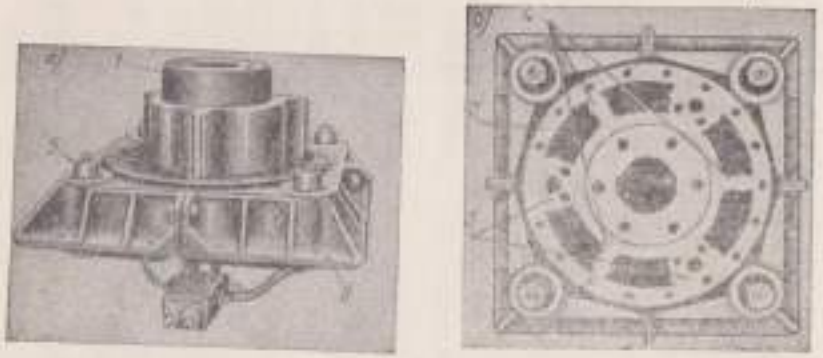


Рис. 38. Общий вид рулевого привода с гидравлическим поворотным крылом:
а — вид спереди; *б* — вид сверху

При действии привода ступица под давлением масла поворачивается и передает вращающий момент баллеру руля.

Для предохранения привода от внезапно возникающих динамических нагрузок со стороны руля в местах крепления опорной плиты *6* поставлены четыре резиновых амортизатора *5*. Благодаря амортизаторам обеспечивается не жесткое, а упругое крепление опор баллера руля к корпусу судна.

Фирмой AEG разработана новая конструкция рулевого привода с гидравлическим поворотным крылом, в которой не только сохранены все указанные выше преимущества, но и произведены некоторые дополнительные усовершенствования.

Это компактное рулевое устройство, расположенное в гельмпортовой трубе в средней части баллера, отличается малыми габаритами и не имеет дорогостоящих литых деталей. Подшипники баллера здесь менее подвержены износу благодаря тому, что размещены в корпусе, постоянно заполненном маслом.

Размещение установки AEG в кормовой части судна показано на рис. 39, позволяющем судить о ее габаритах по отношению к размерам судна.

Если большинство механизмов на судне гидрофицировано (такие установки встречаются на ряде французских судов), эти механизмы работают по следующей схеме.

Быстроходный двигатель внутреннего сгорания приводит в движение насос, нагнетающий масло в гидроаккумулятор.

Реле давления управляет двигателем, автоматически включая и останавливая его для поддержания в заданном диапазоне давления в гидроаккумуляторе. Вспомогательные механизмы снабжены гидромоторами, которые передают вращение ведущим валам этих механизмов. Благодаря бесступенчатой передаче скорость вращения может непрерывно и широко регулироваться (от нуля до максимума), что не связано со значительными пусковыми моментами, неизбежными при применении электропривода. Подобная схема успешно осуществлена Уральским автозаводом при строительстве гидроавтомобиля.

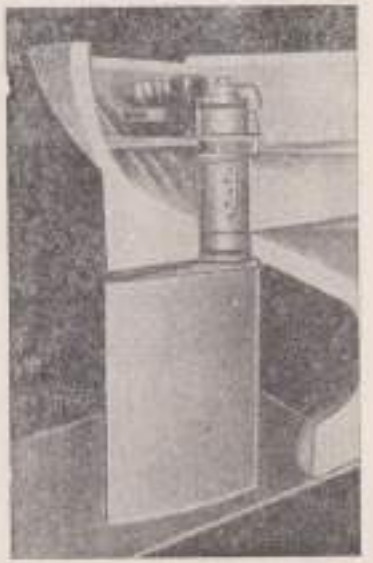


Рис. 39. Вид кормовой части судна с приводом, снабженным гидравлическим поворотным крылом

§ 6. ОСНОВЫ РАСЧЕТА РУЛЕВЫХ МАШИН

Определение усилий и скорости на тяговом органе рулевой машины

Опытом эксплуатации подтверждается, что судно имеет хорошую управляемость, если продолжительность перекладки руля с борта на борт не превышает 30—40 *сек*. Однако такую сравнительно малую продолжительность перекладки руля при ручном рулевом приводе трудно обеспечить, и потому Правилами технической эксплуатации речного флота при ручном приводе допускается продолжительность перекладки не более 2 *мин*.

Максимальный угол перекладки руля $\alpha_{макс}$ от диаметральной плоскости на борт принимается 35—45°.

Для перекладки руля с заданным временем баллер руля должен поворачиваться с угловой скоростью

$$\omega = \frac{2\alpha_{макс}}{\tau} \frac{\pi}{180}. \qquad (17)$$

Этой скорости соответствует следующее число оборотов в минуту:

$$n_{балл} = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{60\alpha_{макс}}{\pi 180} = \frac{\alpha_{макс}}{3\tau} \; об/мин. \qquad (18)$$

В действительности, конечно, баллер руля не совершает полного оборота, а лишь вращается в пределах двух максимальных углов перекладки руля. Однако вычисление $n_{балл}$ удобно для расчета передаточного числа рулевого привода.

Число оборотов в минуту вала рулевой машины, на котором находится звездочка (при штуртросной проводке) или муфта, соединяющая вал машины с валиковой проводкой (если сама валиковая проводка выполнена с передачей 1:1), можно определить по выражению

$$n_{м.в} = n_{балл}\frac{R}{r_{м.в}} = \frac{2}{3}\cdot\frac{a_{макс}R}{\tau D_{м.о}} \quad об/мин, \qquad (19)$$

где R — радиус сектора руля (при зубчато-колесной передаче — радиус начальной окружности сектора руля) в *мм*;

$r_{м.в} = \frac{D_{м.в}}{2}$ — радиус тросового барабана (окружности звездочки штуртроса) или начальной окружности шестерни, вращающей рулевой сектор, в *мм*.

Радиус сектора руля принимается максимальным (по условиям размещения в кормовой части судна). Он не должен быть меньше рекомендуемого правилами Речного Регистра (табл. 4).

Таблица 4

Диаметр баллера, *мм*	Радиус сектора (румпеля), *мм*	Диаметр баллера, *мм*	Радиус сектора (румпеля), *мм*
30	300	75	900
35	350	100	1000
40	400	125	1100
45	450	150	1200
50—60	500—750	175—200	1300—1400

Выше было показано, что наибольший вращающий момент на баллере, соответствующий максимальному углу $a_{макс}$ перекладки руля, может быть определен по выражению

$$M_{кр}^{макс} = Py_0 \ (\text{при } a = a_{макс}),$$

откуда мощность, необходимая для вращения рулевого сектора,

$$N_{балл} = M_{кр}^{макс}\omega = Py_0\frac{2a_{макс}}{\tau}\cdot\frac{\pi}{180} \quad кгм/сек^*,$$

или в лошадиных силах

$$N_{балл} = Py_0\frac{2a_{макс}}{75\tau}\cdot\frac{\pi}{180} \quad л.\,с. \qquad (20)$$

* По международной системе единиц СИ согласно ГОСТ 9867—61 мощность измеряется в ваттах; при этом, пользуясь формулами (20) и (21), надо иметь в виду, что 1 *л. с.* равна 736 *вт*, а 1 *кгм/сек* — 9,81 *вт*.

Мощность $N_{дв}$ двигателя рулевого привода должна быть больше мощности, вычисленной по формуле (20), в связи с потерями на трение, учитываемыми к. п. д. привода и машины,

$$N_{дв} = \frac{N_{балл}}{\eta} \quad л.\,с. \qquad (21)$$

Коэффициент полезного действия η должен учитывать потери на трение во всем рулевом устройстве, включая опоры баллера, рулевой привод, штуртросную или валиковую проводку, а также механизм самой рулевой машины.

При расчете различных рулевых машин: ручных, паровых, электрических и гидравлических — в указанный общий метод расчета мощности необходимо, однако, вносить изменения.

Расчет ручной рулевой машины

Продолжительность перекладки руля с борта на борт при ручном валиковом рулевом приводе может быть вычислена по выражению

$$\tau = \frac{2}{3}\cdot\frac{a_{макс}}{n_{м.в}}\cdot\frac{R}{D_{м.в}} \quad сек, \qquad (22)$$

где $a_{макс}$ — максимальный угол перекладки руля от диаметральной плоскости судна в *град*;

$n_{м.в}$ — число оборотов в минуту шестерни, сцепленной с зубчатым сектором руля;

R — радиус начальной окружности зубчатого сектора в *мм*;

$D_{м.в}$ — диаметр тягового органа (начальной окружности) шестерни, сцепляющейся с сектором руля, в *мм*, определяемый по формуле

$$D_{м.в} = mz;$$

здесь m — модуль зубчатого зацепления, определяемый из расчета на прочность, в *мм*;

z — число зубьев шестерни, обычно равное 12—16.

Применение мускульной силы для перекладки руля в известной мере предопределяет конструкцию рулевого привода, так как, во-первых, скорость вращения штурвального колеса не должна быть больше определенной величины, во-вторых, усилия, которые должны быть приложены к рукояткам штурвала, также не должны вызывать чрезмерного физического напряжения работающих и, наконец, в-третьих, количество одновременно работающих на штурвале людей должно быть ограничено.

Современные ручные приводы для определенных типов судов вполне удовлетворяют этим требованиям.

При работе человека на рукоятках штурвального колеса при окружной скорости на ободе колеса 0,45 *м/сек* можно по-

лучать усилие до 37 *кг*; при работе же с откидной рукояткой при скорости 1,2 *м/сек* — до 15 *кг*.

Однако такую нагрузку в расчете можно принимать только как максимальную, имея в виду, что перекладки руля с борта на борт с углом поворота $\alpha_{макс}$ совершают сравнительно редко. Обычно же при движении судна руль перекладывают на небольшие углы, и физическая нагрузка штурвального при этом, естественно, оказывается во много раз меньше.

Следует также иметь в виду, что при применении мускульной силы в случае приемлемых скорости вращения и усилий на рукоятках мощность ручного привода не должна превышать 0,18 *л. с.* В связи с этим конструктор должен найти оптимальное передаточное число ручного привода. Правильный выбор передаточного числа дает возможность создать удобный и эффективный механизм.

Диаметр штурвального колеса $D_{шт}$ у ручных рулевых машин колеблется в пределах 0,7—2,0 *м*.

Передаточное число ручного рулевого привода может быть определено по формуле

$$i = \frac{2M_{кр}^{макс}}{P_{шт} D_{шт} z_ш \eta}, \qquad (23)$$

где $M_{кр}^{макс}$ — наибольший расчетный вращающий момент на баллере руля в *кгм*;

$P_{шт}$ — наибольшее усилие, развиваемое штурвальным и равное 15—37 *кг*;

$D_{шт}$ — диаметр штурвального колеса в *м*;

$z_ш$ — число штурвальных;

η — общий к. п. д. рулевого привода.

Общий к. п. д. η — произведение к. п. д. отдельных элементов рулевого привода (валов, зубчатых колес, шарниров, тягового органа, блоков штуртросной проводки и т. д.).

В расчетах можно принимать: к. п. д. пары зубчатых колес $\eta_{з.к} \approx 0{,}94 \div 0{,}96$; к. п. д. горизонтально расположенного вала на подшипниках скольжения $\eta_в \approx 0{,}97$; к. п. д. вертикально расположенного вала на подшипниках скольжения $\eta_в' \approx 0{,}94$; к. п. д. вала на подшипниках качения $\eta_в'' \approx 0{,}990—0{,}995$; к. п. д. шарнира, соединяющего отдельные валики, расположенные под углом друг к другу, $\eta_ш \approx 0{,}94 \div 0{,}98$; к. п. д. баллера, учитывающий потери на трение в подшипниках баллера, $\eta_б \approx 0{,}85 \div 0{,}90$. Этот к. п. д. не вводится в η, поскольку

$$M_{кр}^{макс} = \frac{M_б}{\eta_б}.$$

Для рулевой машины, обслуживающей штуртросную проводку, общий к. п. д. $\eta_{шт}$ проводки принимают с учетом количества блоков и углов обхвата их штуртросом.

В частности, к. п. д. блока принимают равным: при угле обхвата порядка 45° $\eta_б \approx 0{,}95$; при угле обхвата порядка 90° $\eta_б \approx 0{,}92$; при угле обхвата порядка 180° $\eta_б \approx 0{,}88$.

С учетом сказанного общий к. п. д. штуртросной проводки может быть определен по выражению

$$\eta_{шт} = \eta_б^{k_1} \eta_б^{k_2} \eta_б^{k_3}, \qquad (24)$$

где k_1, k_2 и k_3 — соответственно количество блоков с углом обхвата 45, 90 и 180° в одной из ветвей штуртросной проводки.

Обычно в лучших схемах штуртросной проводки общий к. п. д. ее составляет $\eta_{шт} \approx 0{,}7—0{,}8$.

Расчет электрической рулевой машины и гидравлического рулевого привода

Расчет мощности электрической рулевой машины при выбранном передаточном числе i механизма машины[1] начинается с определения необходимого среднего числа оборотов в минуту ее ведущего вала

$$n_{ср} = \frac{2}{3} \frac{\alpha_{макс}}{\tau} \frac{Ri}{D_{т.о}} \; об/мин, \qquad (25)$$

где $\tau = 30 \div 40$ *сек*.

Следует различать среднее $n_{ср}$ и номинальное $n_{ном}$ число оборотов рулевого электродвигателя. Между ними существует следующая зависимость:

$$n_{ном} = k_д n_{ср} \; об/мин, \qquad (26)$$

и поскольку электродвигатели рулевых машин допускают кратковременную перегрузку, $k_д$ можно принимать 1,5÷1,35.

В выражении для определения номинальной мощности электродвигателя рулевой машины

$$N_{ном} = \frac{M_{ном} n_{ном}}{975} \; кв, \qquad (27)$$

ориентируясь на некоторую перегрузку электродвигателя, номинальный момент $M_{ном}$ можно считать равным

$$M_{ном} = k_м \frac{T_{т.о} D_{т.о}}{i 2\eta}, \qquad (28)$$

где $k_м = 0{,}5 \div 0{,}7$.

Отсюда можно получить формулу

$$N_{ном} \approx 0{,}8 \frac{T_{т.о} n_{ср} D_{т.о}}{975 \eta i 2} \; кв, \qquad (29)$$

[1] Обычно $i = 150 \div 350$.

где 0,8 — произведение коэффициентов k_s и k_m;

η — общий к. п. д. всех передач, учитывающий потери на трение от электродвигателя до тягового органа включительно;

$D_{т.о}$ — рабочий диаметр окружности звездочки (или тягового барабана) в *м*;

$T_{т.о}$ — окружное усилие на звездочке (барабане) в *кг*.

Если электродвигатель рулевой машины установлен непосредственно у сектора руля, то расчет отличается от приведенного выше только тем, что под тяговым органом здесь понимается малая шестерня, зубья которой передают усилие зубчатому ободу сектора.

Усилие на секторе

$$T_{т.о} = \frac{M_{ср}^{макс}}{R} \ кг, \qquad (30)$$

где R — радиус зубчатого сектора.

Диаметр начальной окружности шестерни, сцепленной с зубчатым ободом сектора,

$$D_{к.о} = zm \ мм, \qquad (31)$$

где m — устанавливаемый из расчета на прочность модуль зубчатого зацепления в *мм*;

z — принятое число зубьев шестерни.

Полный расчет гидравлического рулевого привода ввиду его сложности здесь не приводится.

Для определения максимальной мощности, потребляемой насосом гидравлического рулевого привода, можно воспользоваться формулой

$$N_{макс} = \frac{p_{макс} q}{7500 \eta_1} \ л.\ с., \qquad (32)$$

где $p_{макс}$ — давление жидкости в насосе с учетом всех потерь в трубопроводах, соединяющих насос с цилиндрами гидравлического привода, в *кг/см²*;

q — производительность насоса в *см³/сек*;

η_1 — общий к. п. д. насоса, обычно составляющий 0,65—0,70 при рабочем давлении 60—90 *кг/см²*.

Пример. Требуется рассчитать электрический рулевой привод для двухвинтового буксирного теплохода-толкача мощностью 450 *л. с.*

Данные для расчета:

Длина судна L	27,5 *м*
Ширина » B	7,5 »
Осадка T с полным запасом топлива	1,2 »
Скорость хода порожнем	18,5 *км/час*
Скорость при толкании	10 »
Коэффициент полноты водоизмещения δ	0,64
Диаметр гребного винта (винт в насадках) $D_в$	0,8 *м*
Упор гребного винта $P_в$	3500 *кг*

Суммарная площадь рулей толкача

$$F = \mu LT = 0,15 \cdot 27,5 \cdot 1,2 = 4,98 \ м^2.$$

Если предусмотреть установку трех рулей, то площадь каждого из них составит

$$4,98 : 3 = 1,66 \ м^2.$$

Примем руль прямоугольного продольного сечения с высотой $h = 1,1$ *м*. Длина пера руля при этом получится равной

$$\frac{1,66}{1,1} \approx 1,5 \ м.$$

Расстояние от оси баллера до передней кромки руля при коэффициенте компенсации 0,26 равно:

$$a = \frac{1,66}{1,1} \cdot 0,26 = 0,39 \ м.$$

Принимаем максимальный угол атаки руля $\alpha' = \alpha = 35°$. Относительное удлинение руля

$$\lambda' = \frac{h^2}{F} = \frac{1,21}{1,66} \approx 0,75 \ м.$$

Находим по графикам (см. рис. 16 и 18) величины гидродинамических коэффициентов:

для переднего хода

$$C_x = 0,55; \ C_y = 1,15; \ C_d = 0,38;$$

для заднего хода

$$C_{x_{з.х}} = 0,6; \ C_{y_{з.х}} = 1,22; \ C_{d_{з.х}} = 0,65.$$

Значения коэффициента рулевой силы соответственно составят:

для переднего хода

$$C_n = C_x \sin\alpha' + C_y \cos\alpha' = 0,55 \cdot 0,758 + 1,15 \cdot 0,906 = 1,456;$$

для заднего хода

$$C_{n_{з.х}} = 0,6 \cdot 0,758 + 1,22 \cdot 0,906 = 1,585.$$

Коэффициент попутного потока при ходе порожнем

$$w = 0,11 + \frac{0,16}{z} \delta^2 \sqrt{\frac{\sqrt[3]{V}}{D_в}};$$

$$z = 2; \ V = \delta LBT = 0,64 \cdot 27,5 \cdot 7,5 \cdot 1,2 = 158 \ м^3;$$

$$w = 0,11 + \frac{0,16}{2} \cdot 0,64^2 \cdot \sqrt{\frac{\sqrt[3]{158}}{0,8}} = 0,196.$$

Учитывая, что число Фруда

$$Fr = \frac{18,5}{3,6 \sqrt{9,81 \cdot 27,5}} = 0,296 > 0,2,$$

вычислим поправку:

$$\Delta w = -0,3 \cdot 0,64 (0,296 - 0,2) = -0,018.$$

В итоге

$$w = 0,196 - 0,018 = 0,178.$$

Скорость потока, набегающего на гребной винт,

$$v_e = v(1-w) = \frac{18,5}{3,6}(1-0,178) = 4,22 \text{ м/сек}.$$

Коэффициент нагрузки гребного винта в насадке

$$\sigma_p = \frac{0,025 \cdot 3500}{0,8^2 \cdot 4,2^2} = 7,7.$$

Коэффициент, учитывающий влияние гребного винта на гидродинамические характеристики руля для двух рулей, оси которых находятся в плоскостях осей валов гребных винтов, по экстраполяции с графика на рис. 17 $k_в = 4,6$, а для среднего руля при $F_в = 0,6$ м²

$$k_e = 1 + (0,88 \cdot 7,7 + 0,11\sqrt{1+7,7} - 0,11)\frac{0,6}{1,65} = 3,3$$

Плечо рулевой силы y_0:
при переднем ходе

$$y_0 = C_d l - a = 0,36 \cdot 1,5 - 0,39 = 0,18 \text{ м};$$

при заднем ходе

$$y_{0_{з.х}} = C_{d_{з.х}} l - a = 0,65 \cdot 1,5 - 0,39 = 0,585 \text{ м}.$$

Скорость заднего хода судна

$$v_{з.х} = 0,6v = 0,6\frac{18,5}{3,6} = 3,15 \text{ м/сек}.$$

Скорость потока, набегающего на руль при заднем ходе судна,

$$v_{в_{з.х}} = v_{з.х}(1-w') = 3,15 \cdot (1-0,089) = 2,87 \text{ м/сек}.$$

Коэффициент, учитывающий эффект Прандтля при движении толкача без состава, $k_п = 1$.

Определим рулевую силу.

При переднем ходе судна

$$P_в = C_в \frac{\rho}{2} F v_e^2 k_в = 1,156 \cdot \frac{102}{2} \cdot 1,66 \cdot 4,22^2 \cdot 4,6 = 1000 \text{ кг}.$$

Для руля, расположенного в диаметральной плоскости судна,

$$P_в' = 1,456 \cdot \frac{102}{2} \cdot 1,66 \cdot 4,22^2 \cdot 3,3 = 720 \text{ кг}.$$

Моменты на баллерах двух боковых рулей

$$M_б = k_в P_в y_0 = 1 \cdot 1000 \cdot 0,18 = 180 \text{ кг.м}.$$

Для среднего руля

$$M_б' = 1 \cdot 720 \cdot 0,18 = 130 \text{ кг.м}.$$

Сумма моментов на баллерах трех рулей при переднем ходе судна составит

$$\Sigma M_б = 2 \cdot 180 + 130 = 490 \text{ кг.м}.$$

При заднем ходе судна рулевая сила на одном руле составит

$$P_{в_{з.х}} = C_{в_{з.х}} \frac{\rho}{2} F v_{e_{з.х}}^2 = 1,456 \cdot \frac{102}{2} \cdot 1,66 \cdot 2,87^2 = 1010 \text{ кг}.$$

Момент на баллере руля при заднем ходе судна

$$M_{б_{з.х}} = P_{в_{з.х}} y_{0_{з.х}} = 1010 \cdot 0,585 = 589 \text{ кг.м}.$$

Сумма моментов на баллерах трех рулей при заднем ходе судна

$$M_{б_{з.х}} = 3 \cdot 589 = 1767 \text{ кг.м}.$$

Поскольку сумма моментов на баллерах рулей при заднем ходе судна получилась наибольшей, в дальнейшем воспользуемся этой величиной как расчетной.

С учетом потерь на трение в шарнирах тяг и в подшипниках баллеров необходимый вращающий момент составит

$$M_{вр} = 1,25 \cdot 1767 = 2210 \text{ кг.м}.$$

Приняв по конструктивным соображениям радиус начальной окружности сектора $R = 1,2$ м, что соответствует указаниям правил Речного Регистра, определим усилие на окружности сектора привода по формуле

$$T_{макс} = \frac{M_{вр}}{R} = \frac{2210}{1,2} = 1840 \text{ кг}.$$

Шаг зубчатого зацепления может быть определен по выражению

$$t = \sqrt{\frac{T_{макс}}{C\psi}} = \sqrt{\frac{1840}{67 \cdot 3}} = 3,02 \text{ см},$$

где $\psi = \frac{b}{t} = 3$ — отношение длины зуба к шагу;

$C = 67$ кг/см² — величина, соответствующая допускаемому напряжению 1000 кг/см² (для стальных зубьев).

Зная шаг t зацепления, определим его модуль

$$m = \frac{t}{\pi} = \frac{3,02}{\pi} = 1,0 \text{ см}.$$

Принимаем стандартный модуль 10 мм. Диаметр начальной окружности малого цилиндрического зубчатого колеса, входящего в зацепление с ободом сектора руля,

$$D_{к.п} = D_{т.о} = mz = 10 \cdot 16 = 160 \text{ мм}.$$

Поскольку электродвигатель располагаем возле сектора руля, тяговым органом будет служить данное зубчатое колесо. Максимальный вращающий момент на тяговом органе

$$M_{макс} = \frac{M_{вр} D_{т.о}}{2R} = \frac{2210 \cdot 0,16}{2 \cdot 1,2} = 147 \text{ кг.м}.$$

Примем схему рулевого привода, состоящую из электродвигателя, червячного редуктора и двойной цилиндрической зубчатой передачи к сектору руля.

Общий к. п. д. передачи будет

$$\eta_п = \eta_з^2 \eta_ч = 0,95^2 \cdot 0,654 = 0,525,$$

где $\eta_з = 0,95$ — к. п. д. зубчатой пары;

$\eta_ч = 0,654$ — к. п. д. червячной передачи.

Необходимое число оборотов в минуту баллера руля

$$n_{балл} = \frac{v_{макс}}{2\pi} = \frac{35}{3 \cdot 30} = 0,39 \text{ об/мин}.$$

Передаточное число от сектора к валу ведущего зубчатого колеса составит

$$i_1=\frac{2R}{D_{в.в}}=\frac{2\cdot1200}{160}=15.$$

Примем передаточное число второй пары зубчатых колес $i_2=2{,}75$, а передаточное число червячной пары $i_3=75$. Среднее число оборотов в минуту вала электродвигателя составит

$$n_{ср}=n_{балл}i_1i_2i_3=0{,}39\cdot15\cdot2{,}75\cdot75\approx1200\ об/мин.$$

Номинальное число оборотов в минуту вала электродвигателя с учетом коэффициента перегрузки k_n, принимаемого равным 1,18, равно

$$n_{ном}=n_{ср}k_n=1200\cdot1{,}18=1416\ об/мин.$$

Номинальная мощность электродвигателя

$$N_{ном}=0{,}8\frac{T_{в.о}n_{ср}D_{в.о}}{2\cdot975\eta_1\eta_2i_2i_3}=\frac{0{,}8\cdot1840\cdot1200\cdot0{,}16}{2\cdot975\cdot0{,}95\cdot0{,}525\cdot2{,}75\cdot75}=0{,}14\ квт.$$

По каталогу выбираем электродвигатель ПН-10 с номинальной мощностью 1,0 *квт*, 1420 *об/мин*.

Относительно малая потребная мощность электродвигателя объясняется тем, что в данной конструкции рулевого комплекса имеются три балансирных руля с высоким коэффициентом компенсации. Определим, пользуясь формулой (23), какое общее передаточное число должен иметь запасный рулевой привод:

$$i=\frac{2\delta l}{P_{шт}D_{шт}r_{шт}\eta}=\frac{2\cdot2210}{23{,}5\cdot1{,}2\cdot2\cdot0{,}65}=120.$$

Примем $P_{шт}=23{,}5\ кг$; $r_{шт}=2$; $D_{шт}=1{,}2\ м$;

$$\eta=0{,}94\cdot0{,}97\cdot0{,}97\cdot0{,}98\cdot0{,}99\cdot0{,}95\cdot0{,}8=0{,}65.$$

Имея в виду, что передаточное число ведущей цилиндрической шестерни к зубчатого сектора $i_1=15$ (см. выше), можно определить передаточное число в зубчатых зацеплениях между ведущей цилиндрической шестерней и штурвальным колесом:

$$\frac{120}{15}=8.$$

Принимая скорость на окружности штурвального колеса при работе с откидной рукояткой $v_{шт}=1\ м/сек$, определим число оборотов штурвального колеса:

$$n_{шт}=\frac{60v_{шт}}{\pi D_{шт}}=\frac{60\cdot1{,}0}{\pi1{,}2}=15{,}9\ об/мин,$$

что соответствует

$$n_{в.о}=\frac{15{,}9}{8}\approx2\ об/мин.$$

Продолжительность перекладки руля с борта на борт при работе ручным приводом

$$\tau=\frac{2}{3}\cdot\frac{\alpha_{max}R}{n_{в.о}D_{в.в}}=\frac{2}{3}\cdot\frac{35\cdot1{,}2}{2\cdot0{,}16}=88\ сек,$$

что вполне приемлемо, так как значительно меньше 120 *сек*, допускаемых правилами Речного Регистра РСФСР.

§ 7. ЭКСПЛУАТАЦИЯ РУЛЕВЫХ МЕХАНИЗМОВ

В связи с тем, что неисправность рулевого устройства обычно приводит к крупной аварии судна, Речной Регистр и «Правила технической эксплуатации речного флота» предъявляют особенно высокие требования к исправности и надежности действия рулевых механизмов.

Именно поэтому скорость перекладки руля, применение амортизаторов в рулевой системе, наличие дублирующего рулевого привода, быстрота переключения с механического на ручной привод и обратно устанавливаются и нормируются Речным Регистром.

Штуртросная и валиковая проводка нуждаются в периодическом осмотре и смазывании трущихся частей (блоков, шарниров и конических зубчатых колес).

Необходимо тщательно следить за износом штуртроса. Согласно требованиям Речного Регистра и «Правил технической эксплуатации речного флота» пруток штуртроса, изношенный на $\frac{1}{10}$ первоначального диаметра, подлежит замене.

Исправность амортизаторов в штуртросной проводке (или в секторе руля) при плавании по водохранилищам и озерам в штормовую погоду предохраняет рулевое управление от опасности выхода из строя.

Особое внимание во время ремонта и эксплуатации следует уделять золотниковым и клапанным устройствам паровых рулевых машин, так как неплотности приделки золотников, неправильное пораспределение и заедание клапанов приводят не только к излишнему расходу пара, но и к еще более серьезным последствиям. Так, например, задиры или заедания в золотниковом устройстве паровой рулевой машины могут вызвать ее остановку в ответственный момент, в результате чего возможны столкновения судов, посадка на мель и т. п.

Как уже указывалось, важную роль в паровых рулевых машинах играют клапаны экономии. Рулевая машина никогда не работает длительное время с полной нагрузкой. Она включается периодически, на короткое время, а чаще стоит, готовая в любой момент к действию. Во время таких стоянок в результате отсутствия клапанов экономии или их неисправности (неотрегулированности) происходят большие утечки пара (до 100 *кг/час*).

Неисправности золотников и клапанов устраняют их приделкой и проверкой пораспределения.

В паровых рулевых машинах с вертикальным расположением цилиндров наиболее подвержен повреждениям золотниковый привод. На это следует обращать внимание при их ремонте (приделка золотника и золотникового зеркала, регулировка силы нажатия компенсатора золотника, обеспечение концентричности уплотнения золотникового шестика и т. д.).

Персонал, обслуживающий рулевую машину, должен уделять особое внимание ее содержанию и уходу. Неопрятно содержащиеся детали быстрее изнашиваются; кроме того, под слоями грязи трудно бывает разглядеть появившуюся трещину и во-время заменить неисправную деталь.

Необходимо следить за износом тормозной ленты тормозных устройств, имеющихся в ручных рулевых машинах некоторых конструкций, появлением в ней трещин (особенно в местах присоединения ленты к натяжным болтам), а также за состоянием деталей натяжных устройств.

В процессе эксплуатации рулевых машин наиболее интенсивно изнашиваются зубья червячных, конических и цилиндрических передач и подшипники. Во избежание преждевременного износа указанных деталей необходимо тщательно следить за их состоянием, обеспечивать своевременную и качественную смазку, не допускать их чрезмерного нагрева. Если наблюдаются сильный нагрев и износ зубьев червячного колеса, следует промыть редуктор и заменить смазку. Если и это не помогло устранить указанный дефект в работе машины, вместо обычно применяемого сорта смазочного масла можно рекомендовать вискозин.

Постоянного наблюдения требуют и сальники. Их нормальная работа обеспечивается при правильной конструкции сальника; отсутствии задиров на штоках и шпинделях; набивке, соответствующей условиям работы данного сальникового соединения, и правильной сборке и затяжке сальника.

Набивка сальника после продолжительной работы теряет свою эластичность вследствие того, что пропитка выжимается и набивочный материал твердеет. При несвоевременной замене набивки это может привести к задиру штоков, шпинделей или шеек валов механизма.

Набивку заменяют следующим образом:

отдают болтовые крепления, очищают от грязи гайки и болты, промывают их, смазывают маслом и графитным порошком;

постепенно выжимают сальницу (крышку сальника), стараясь перемещать ее равномерно, без перекосов;

удаляют старую набивку, очищают и промывают сальник, после чего его смазывают маслом с графитным порошком;

подбирают подходящую для данного сальника по материалу и размерам набивку и нажимом руки заводят ее в полость сальника, обвивая ею шток (длина каждого куска набивки должна быть выбрана такой, чтобы при свертывании ее на штоке в кольцо получился небольшой зазор в стыке, так как при затягивании сальника кольца набивки несколько вытягиваются);

осаживают каждое из колец в направлении дна сальниковой коробки, уплотняя его легкими ударами молотка по деревянному бруску («забойке»);

после того как набивка уложена (при этом оставляется небольшой зазор до кромки сальниковой коробки), надевают сальниковую крышку и равномерным затягиванием гаек уплотняют соединение, избегая перекоса.

Сальники очень малых размеров (диаметром 5—7 мм) можно набивать неразрезанными тонким шнуром.

При применении самосмазывающих набивок следует ставить первое кольцо из более твердого материала (асбеста) во избежание продавливания набивки. Такое же кольцо ставят и под крышку сальника. Если устанавливают набивку с металлической сердцевиной, то крайние ее слои обычно ставят без такой сердцевины.

Затяжку гаек сальника не следует делать тугой, так как это может вызвать задир штока. Лучше периодически подтягивать гайки, уплотняя набивку в сальнике при остановках механизма.

Подтягивание сальника втугую при пуске механизма, пока шток и сальник не прогрелись, не допускается.

Набивочные материалы разделяются на следующие группы: для холодной воды и для горячей воды и пара.

Для мелких сальников штока, плунжеров и шестиков клапанов, работающих на небольших давлениях, применяют хлопчатобумажные плетеные или неплетеные шнуры, для сальников паровых механизмов, работающих на насыщенном паре, — прорезиненные брезентовые и комбинированные (с резиновой сердцевиной). При работе на перегретом паре ставят специальную набивку (металлическую или комбинированную).

Соединения трубопроводов необходимо периодически контролировать, чтобы своевременно устранять неплотности и пропуски пара (жидкости).

Пропуски в муфтовых и ниппельных соединениях ликвидируют подтяжкой муфт (ниппелей) с соответствующей подмоткой шнура с краской или заменой прокладки. Фланцевые соединения ремонтируют путем замены прокладки, постановки хомута из тонкой листовой стали по площади наружной окружности фланцев и подтягивания гаек болтов.

При замене прокладки необходимо тщательно очистить торцовые поверхности фланцев и промазать их маслом с графитным порошком или суриком (белилами). Новая прокладка должна быть предварительно тщательно подогнана по месту и промазана. После ремонта соединение следует испытать, постепенно увеличивая давление в магистрали. При этом, возможно, потребуется еще несколько подтянуть болты.

Металлические прокладки (из отожженной красной меди, свинца, а иногда латуни или бронзы) изготовляют из листового металла и из проволоки, специально свитой в диск и пропаянной.

Неметаллические прокладочные материалы могут быть са-

мыми разнообразными (полихлорвиниловый пластикат, бакелизированная фанера, асбест, паронит, картон, резина, бумага и т. п.). Наиболее часто употребляют асбест, картон, хлопчатобумажное волокно и паронит.

Кроме этих сортов прокладочных материалов, применяют комбинированные прокладки (армированную резину, металлическую сетку, запрессованную в асбестографитовой массе, и т. п.).

Неисправности в работе рулевых устройств приведены в табл. 5.

Таблица 5

Дефекты и методы их выявления	Требования
Свободный ход штурвала рулевой машины более допустимого. Проверяется вращением штурвального колеса и наблюдением за поворотом руля.	В ручных рулевых приводах с штуртросовой проводкой свободный ход штурвала должен быть не более 30°
Заедание и заклинивание передачи в рулл. Фиксируется при действии рулевого привода	Не допускается
Слабины в соединениях отдельных узлов рулевого устройства (подшипники, передачи, редукторы). Проверяются осмотром при вращении штурвального колеса	Не допускаются
Подтекание масла из подшипников и корпусов передач (редукторов) через сальники. Проверяется осмотром	Не допускается
Заедание штуртроса в направляющих роликах и провисание штуртроса. Проверяется осмотром при движении штуртроса	Не допускается
Увеличение боковых зазоров в зубчатых конических зацеплениях. Проверяется замером при помощи щупа на начальной окружности одного из колес	Зазор допускается не более 1,5% диаметра начальной окружности большего из конических зубчатых колес
Увеличение бокового зазора в зубчатом зацеплении цилиндрической шестерни и зубчатой рейки (сектора) вискометра	Допускается не более 0,5 мм
Движение рулевой колонки на фундаменте вследствие ослабления болтовых креплений. Проверяется осмотром и обстукиванием	Не допускается
Ослабление посадки штурвального колеса на валу	Не допускается
Пробуксовка тормозного шкива при торможении или самоторможении (в ручных рулевых машинах с несамотормозящими передачами). Проверяется осмотром при действии привода	Не допускается
Разрыв отдельных проволок троса штуртросной проводки. Проверяется осмотром	Допускается не более 10% на длине 6 диаметров троса
Увеличение зазора между осью и роликом канатного блока. Проверяется щупом	Допустимый максимальный зазор 4% диаметра оси

Продолжение табл. 5

Дефекты и методы их выявления	Требования
То же, блока цепного штуртроса	Допустимый максимальный зазор до 2% диаметра оси
Уменьшение диаметра прутка (калибра) штуртросной цепи в результате изнашивания. Проверяется осмотром и замером	Не должно превышать 20% первоначального диаметра прутка

Работы по ремонту золотниковых, клапанных устройств и электродвигателей здесь не рассматриваются, так как они освещены в других специальных учебных курсах.

Глава II

МЕХАНИЗМЫ ЯКОРНЫХ И ШВАРТОВНЫХ УСТРОЙСТВ

§ 8. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Для отдачи и подъема якорей, а также для швартовки (учалки) судно оборудуется специальными устройствами и механизмами.

К якорным устройствам относятся якоря, якорные цепи, клюзы, стопоры, жвака-галсы, а к якорным механизмам — шпили и брашпили.

К деталям швартовных устройств относятся швартовные клюзы, кнехты, утки, мушки, роульсы, кранцы, линеметатели, швартовные канаты (стальные или пеньковые) и специальные зажимы для них (канатные стопоры). Швартовные устройства могут обслуживаться отдельными швартовными механизмами или приспособленными для этой цели якорно-швартовными механизмами.

Назначение судовых якорей — удерживать судно на месте при стоянке на рейде. В отдельных случаях они могут быть отданы и при нахождении судна в порту (у дебаркадера) для обеспечения подхода или отхода судна в условиях навального (отвального) ветра или течения. Однако, как правило, при стоянке судна у причальной стенки (у дебаркадера) пользуются швартовными канатами (чалками).

Судовые якоря по конструкции разделяются на два основных типа: якоря с неподвижными лапами и якоря, у которых положение лап относительно веретена может изменяться в пределах определенного угла.

По своему назначению судовые якоря разделяются на становые носовые, подпускные носовые, кормовые, кормовые становые для судов-толкачей, рысковые, шлюпочные и якоря-кошки.

Назначение того или иного якоря, естественно, определяет его размеры, вес и держащую силу.

Становой носовой якорь служит для удерживания судна на месте во время стоянки на течении.

Подпускной якорь отдают обычно в помощь становому при сильном волнении, ветре или быстром течении.

Становой кормовой якорь (самый тяжелый на судне-толкаче) должен быть таким, чтобы толкач мог удержать на месте весь толкаемый состав при следовании по течению.

Кормовой якорь судна (не толкача) может быть отдан для удержания судна на течении носом вниз и в помощь носовым якорям при длительной стоянке в случае сильного бокового ветра или прижимного течения.

Рысковые (завозные) якоря, обычно сравнительно малого веса, служат главным образом для снятия судна с мели собственными средствами.

Шлюпочные якоря предназначены для обеспечения стоянки шлюпок.

Якорь-кошка — легкий четырехлапый якорь, укрепленный на тросе, используется для подъема из воды буйков с буксирным тросом и для других работ подобного рода (поиски утонувшей снасти и т. п.).

В конструктивном отношении якоря могут быть также разделены на штоковые (адмиралтейский, однолапый, Тротмана) и бесштоковые (Холла, Матросова, Дэнфорса и др.).

Бесштоковые якоря удобны тем, что они могут быть быстро убраны в клюзы и из положения «по-походному» так же быстро отданы.

Якорные цепи снабжаются специальными скобами для присоединения к якорям, вертлюгами (для устранения закручивания) и жвака-галсами (для присоединения конца последней смычки цепи к корпусу судна).

Жвака-галс служит для немедленной отдачи якоря вместе с вытравленной якорной цепью при необходимости быстрого ухода судна с места якорной стоянки (пожар, авария и т. п.).

На рис. 40 и 41 показано якорное устройство судна с якорями Матросова и электробрашпилем.

Якоря *1* находятся в клюзах. Якорные цепи *2*, присоединенные к скобам якорей, проходят через винтовые стопоры *3*, звездочки *4* электробрашпиля и через палубные клюзы *5* опускаются в цепные ящики *6*, находящиеся в носовом пике судна. Другие концы якорных цепей пропущены через скобы *7* и надеты на откидные рычаги *8* жвака-галсового устройства. Откидные рычаги закреплены в стопорах, которые могут быть отданы с палубы посредством вращения маховичков *9*. Чтобы якорная цепь плотно прижимала лапы якоря к клюзу во время хода судна на волнении, она дополнительно закрепляется посредством накидной кленки (цепного стопора) *10* с талрепной стяжкой.

Для отдачи якоря предварительно снимают цепной стопор

(если он включен), освобождают звездочку и тормозное устройство на брашпиле, а затем отдают винтовой стопор. В случае аварии, когда судно должно немедленно покинуть место якорной стоянки, якорная цепь может быть вытравлена полностью при помощи откидного рычага 8, который вращением маховичка устанавливают в нужное положение.

Якорные цепи бывают калиброванные (без распорок и с распорками — контрфорсами) и некалиброванные. Последние применяют, так же, как и стальные тросы, для малых (рысковых) якорей или в качестве дректова у якорей, имеющих штоки.

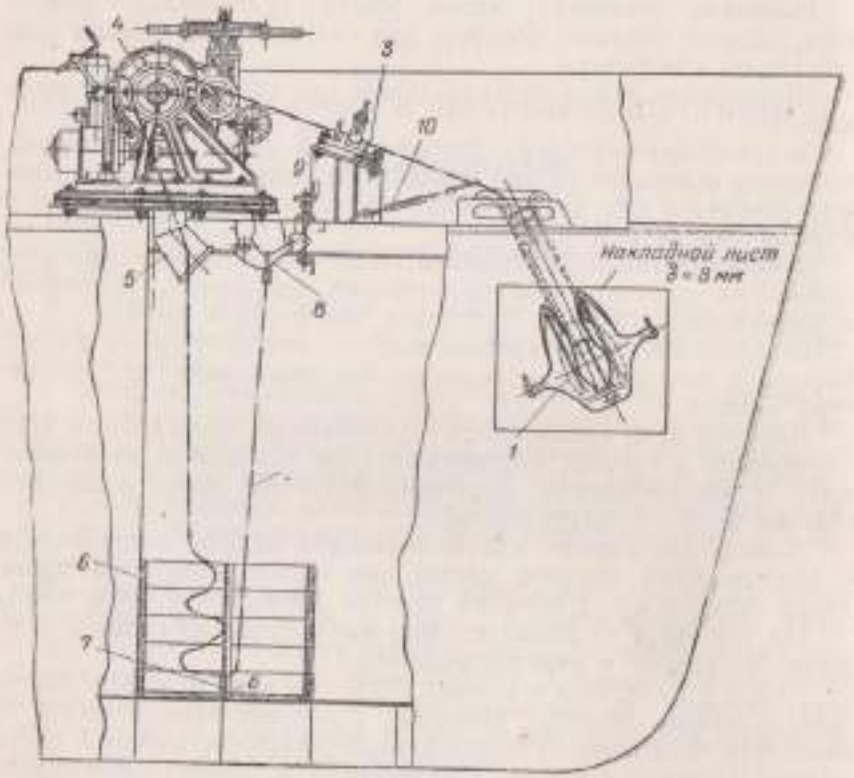


Рис. 40. Якорное устройство с якорями Матросова и электробрашпилем (вид сбоку)

Дректовом называется снасть, с помощью которой якорь извлекается из грунта и поднимается под бушприт (крамбол) судна. На большинстве современных судов, где применяются бесштоковые якоря, дректовы отсутствуют.

Якорный механизм, обслуживающий якоря с калиброванными якорными цепями, снабжается звездочкой, имеющей гнезда,

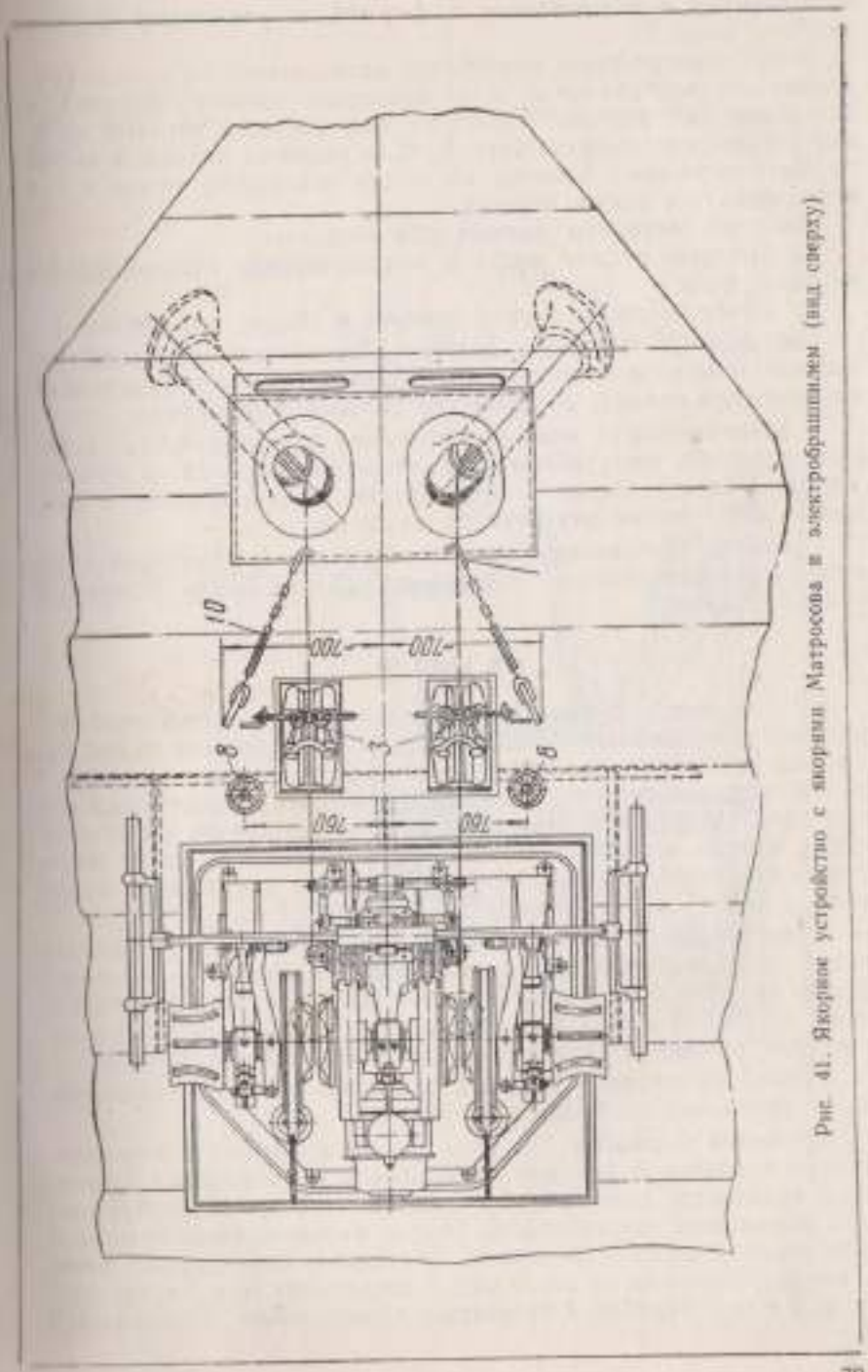


Рис. 41. Якорное устройство с якорями Матросова и электробрашпилем (вид сверху)

выполненные в соответствии с формой и размерами звеньев якорной цепи.

Якорно-швартовные механизмы разделяются на шпили (механизмы с вертикальной осью вращения тягового органа) и брашпили (механизмы, у которых вал, несущий тяговые органы, расположен горизонтально). Для подъема якорей и выбирания швартовных канатов на судах некоторых типов могут использоваться также лебедки.

Якорный механизм должен обеспечивать:

1) быструю отдачу якоря и вытравливание нужной длины якорной цепи;

2) отрыв якоря от грунта, подъем и уборку его в клюз.

Швартовный механизм должен обеспечивать необходимые тяговые усилия и скорости при подтягивании (стравливании) швартовного каната, а также его плавное торможение.

В зависимости от вида используемой для их действия энергии якорные и швартовные механизмы разделяются на ручные, паровые, электрические, гидравлические и приводимые в движение двигателями внутреннего сгорания.

Согласно требованиям Речного Регистра механизированные якорные и швартовные механизмы должны иметь резервный ручной привод.

§ 9. ШПИЛИ

Ручной шпиль с рукояткой и цилиндрической зубчатой передачей, развивающий тяговое усилие 100 *кг*, показан на рис. 42. Как видно из рисунка, вращение барабана шпиля производится с помощью шестерен, меньшая из которых находится на одном валу с рукояткой. При помощи этого шпиля на небольших судах можно поперемонно поднимать судовой носовой якорь (через звездочку для калиброванной цепи) и подтягивать швартовный канат (на барабане).

Если требуется одним шпилем обслуживать оба носовых якоря (рис. 43), взаимное расположение клюзов *1* и *2*, стопоров *3*, кнехтов *4* и шпиля *5* должно соответствовать показанному на рисунке. Для подъема каждого из якорей нужно поочередно наложить их якорные цепи на звездочку шпиля.

Ручной швартовный шпиль с рукоятками и конической зубчатой передачей изображен на рис. 44.

Вращение барабана *1* в этом шпиле достигается поворачиванием рукояток *2*, надетых на валики *3*. На последних закреплены конические шестерни *4*, находящиеся в зацеплении с большой конической шестерней *5*. Опоры валиков расположены в неподвижной головке *6* шпиля, благодаря чему усилие, передаваемое через них на шестерню *5*, заставляет ее и жестко связанный с нею барабан *1* вращаться относительно неподвижной

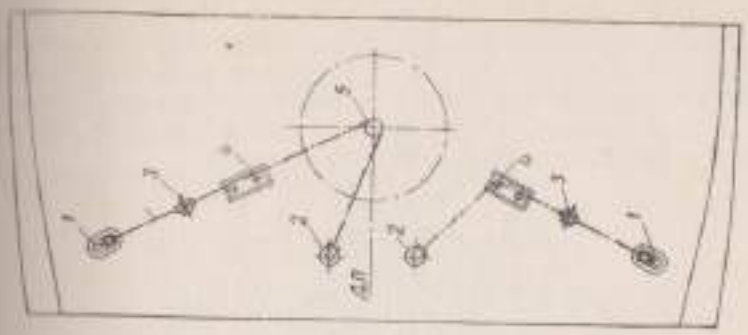


Рис. 43. Схема обслуживания двух якорей одним шпилем

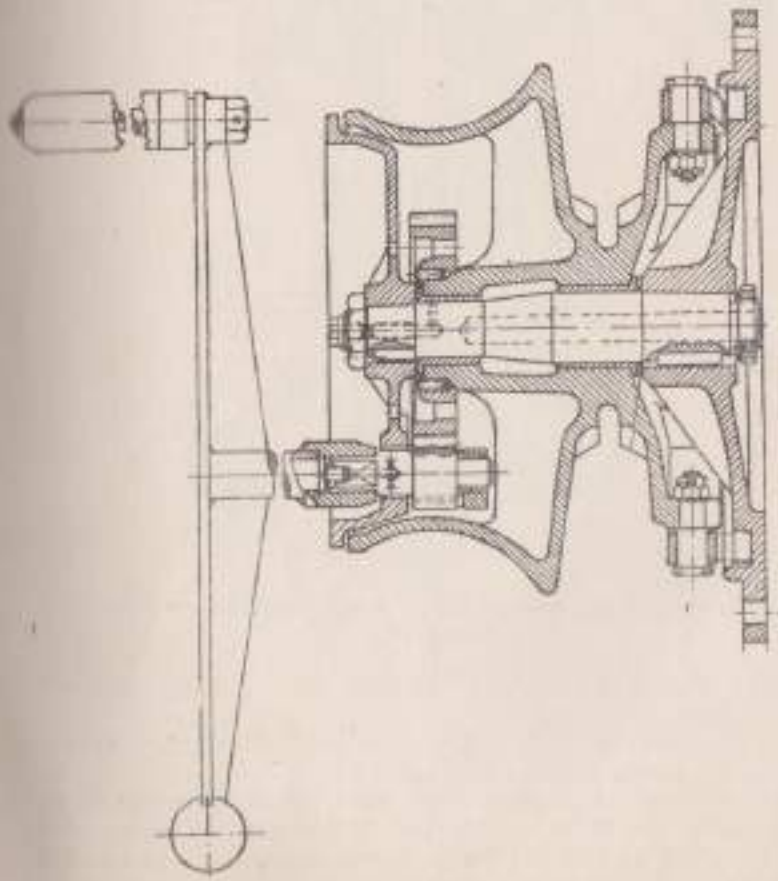


Рис. 42. Ручной швартовный шпиль с рукояткой и цилиндрической передачей

оси *7*, укрепленной в конусе ступицы фундаментной плиты *8* шпиля.

Устройство и действие ручного якорно-швартовного шпиля с вымбовками поясняется рис. 45.

В гнезда *1* верхней части шпилевого барабана (дромгеда) вставляют вымбовки (аншпуги) *3*. Под действием мускульной силы на противоположные концы вымбовок барабан *2* вращается вокруг стального баллера *4*, нижний конец которого неподвижно укреплен в фундаментной плите *5*.

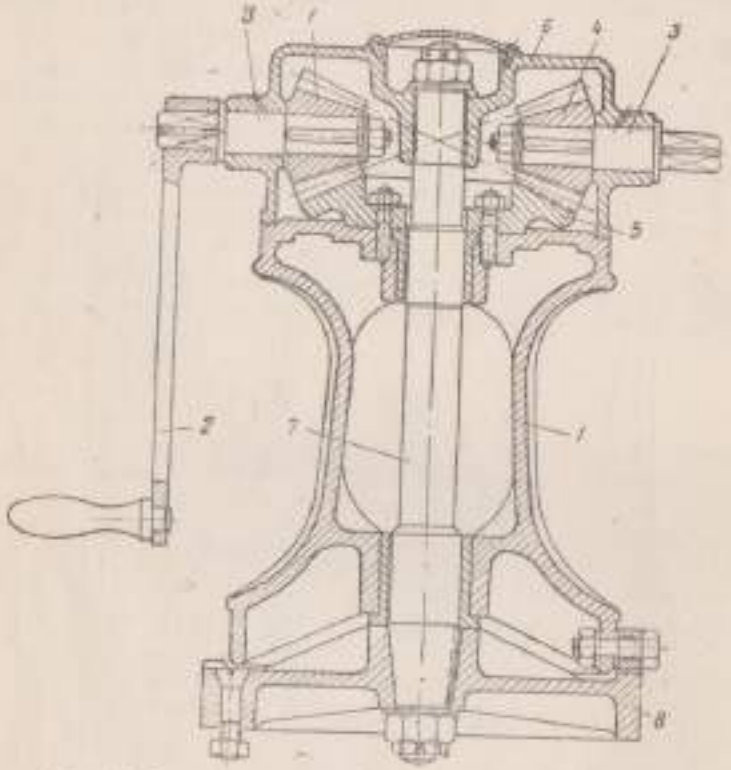


Рис. 44. Ручной швартовный шпиль с рукоятками и конической передачей

Чтобы уменьшить трение, в опорные части барабана запрессованы бронзовые втулки *6*.

Зашплинтованная гайка *7* удерживает барабан шпиля от перемещения вверх вдоль оси баллера.

На фундаментной плите установлена опорная шайба *8*, воспринимающая всю осевую нагрузку. В некоторых конструкциях вместо опорной шайбы ставят упорный шариковый подшипник для уменьшения потерь на трение.

Нижняя часть барабана *2* при помощи болтов присоединена к звездочке *9*, имеющей отфланцованный нижний край (палец), к которому на пальцах *10* навешены собачки (палы) *11*. При вращении барабана и звездочки собачки, двигаясь вместе с ними, перемещаются, пощелкивая по выступам фундаментной плиты. Как только барабан остановлен, собачки, упираясь в выступы, стопорят его, не допуская обратного вращения.

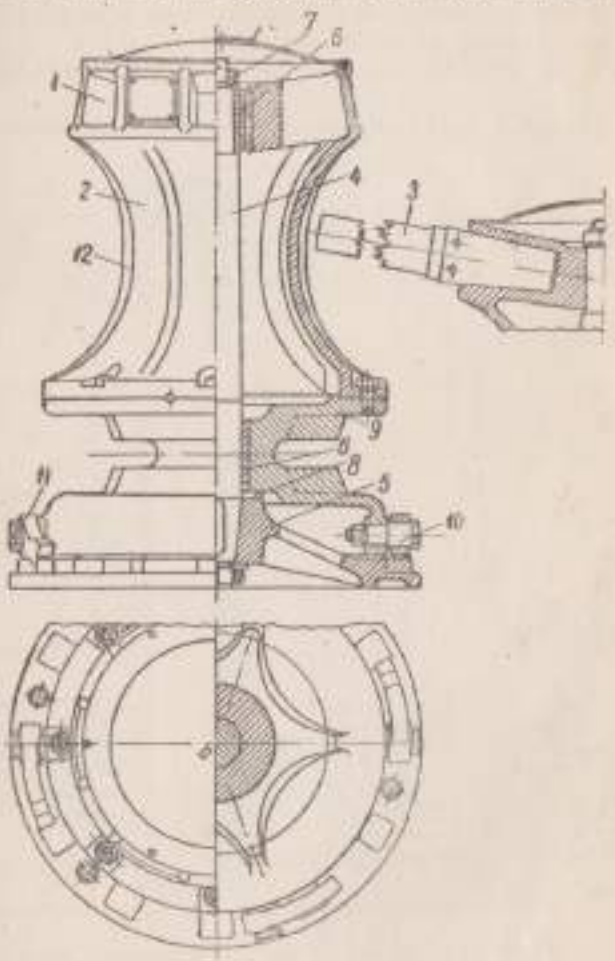


Рис. 45. Устройство ручного якорно-швартовного шпиля

Если необходимо вращать барабан шпиля в обратную сторону, нужно перекинуть собачки, чтобы они предотвращали самопроизвольное движение барабана в противоположном направлении.

Во избежание пробуксовки каната на барабане имеются выступы (вельпсы) *12*.

Выбираемый канат укладывается в барабане в три-четыре слага.

При подтягивании швартовного каната один из членов команды должен выбирать («прастъ») свободный (сбегающий) конец каната.

В шпиле рассмотренной конструкции можно ставить звездочки для разных калибров цепи.

Основные технические данные о ручных шпилях приведены в табл. 6.

На паровых судах обычно имеются пароручные шпили.

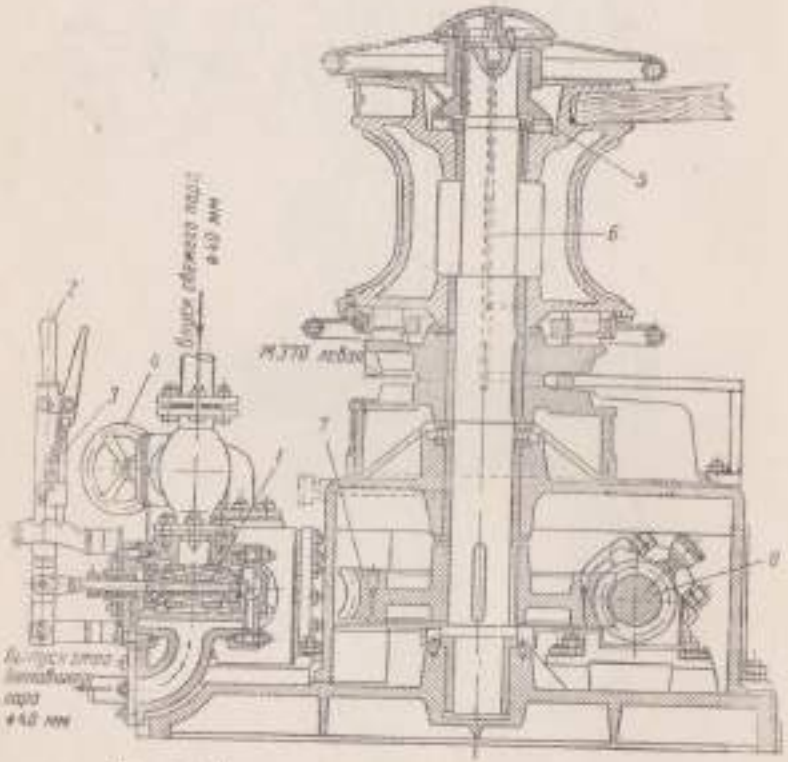


Рис. 46. Пароручной якорно-швартовный шпиль

Один из пароручных шпилей показан на рис. 46 (в разрезе). Этот шпиль — якорно-швартовный; помимо основного парового привода, имеется запасный ручной (с вымбовками, вставляемыми в гнезда дромгеда).

Паровая двухцилиндровая машина этого шпиля работает без расширения пара. Это позволяет коленчатому валу «стро-

Таблица 6

Марка	Тип шпиля	Тяговое усилие, кг: на якоре	Тяговое усилие, кг: на барабане	Калибр цепи, мм	Диаметр швартовного каната, мм: стального	Количество рабочих скоростей, шт	Усилие на ручке, кг: при якорной цепи	Усилие на ручке, кг: при швартовном канате	Вес шпиля, кг	Вес электромотора, кг	Вес шпиля, кг
РШ-1	Якорно-швартовный (без тормоза)	312	150	11	21	1	34	14	43	75	43
РШ-2	То же	630	350	11, 13	24	3	29	13	105	150	105
РШ-3	» »	1284	500	13, 15, 17	32	3	40	16	210	300	210
РШП-4 РШП-5	Якорно-швартовный с тормозом	670	350	11, 13	24	3	29	13	135	150	135
РШК-500	Швартовный (без тормоза) с рукоятками и конической передачей	976	500	13, 15, 17	32	3	40	16	280	300	280
РЯШК-900	Якорно-швартовный (без тормоза) рукоятками и конической передачей	—	500	—	7,5 38,7	4	16	—	111	—	111
РЯШК-13	То же	422	500	11	7,5 38,7	4	25	10	127	100	127
РШК-500	Швартовный (без тормоза) с рукоятками и конической передачей	710	500	13	7,5 38,7	4	30	12	175	175	175
РЯШК-16	Якорно-швартовный (без тормоза) рукоятками и конической передачей	980	900	15	12 36,6	4	30	12	196	—	196
РЯШК-17	То же	1120	900	17	12 36,6	4	35	16	226	230	226
									280	233	280 (—310)

Примечания. Шпили марки РЯШК приведены в таблице для цепей без распоров. Для цепей с распорками выпускаются такие же шпили, но с соответственно изменяемой звездочкой

путься» с места из любого положения при полной нагрузке.

Пуск, реверс и остановку машины производят перемещением пускового золотника *1* при помощи рычага *2* с защелкой *3*, фиксирующей золотник в трех положениях: «Передний ход», «Стоп» и «Задний ход».

Чтобы подготовить паровой шпиль к действию, необходимо предварительно постепенно открыть доступ свежему пару в машину вентилем *4* и прогреть цилиндры машины, работая поочередно на передний и задний ход без нагрузки.

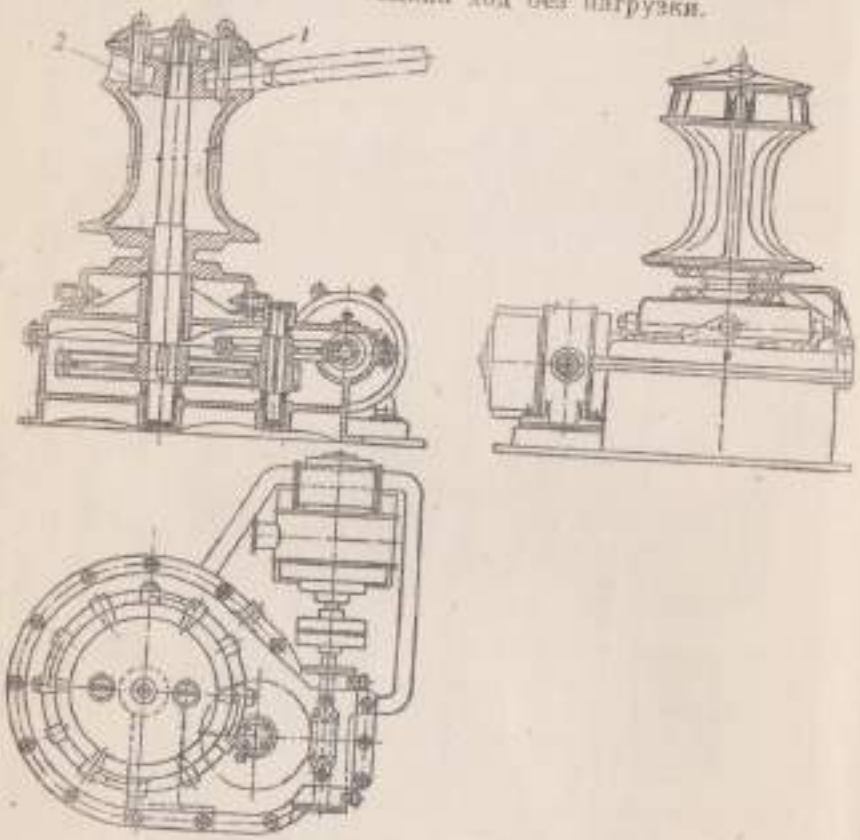


Рис. 47. Электроручной якорно-шнуртовый шпиль

На работу ручным приводом шпиль переводят путем выключения кулачковой муфты *5*, в результате чего барабан шпиля и звездочка получают возможность вращаться на неподвижном баллере *6*.

Неподвижное положение баллера обеспечивается благодаря тому, что червячное колесо *7* затормаживается червяком коленчатого вала *8*.

Электроручной якорно-шнуртовый шпиль изображен на рис. 47. Помимо конструктивного различия в передачах, вы- этого тем, что вал электродвигателя имеет значительную б- тьшую скорость вращения, чем коленчатый вал паровой машины у описанного парового шпиля, представляет интерес приспособление для перехода с электрического на ручной привод. На верхнем конце баллера закреплена литая стальная тарелка *1* с двумя отверстиями, в которые вставляются закладные пальцы *2*.

При закладных пальцах шпиль работает с приводом от электродвигателя, без них — как обыкновенный ручной шпиль.



Рис. 48. Электроручной шпиль

Большинство современных электроручных шпилей, так же как и паровой шпиль, изображенный на рис. 46, имеет муфту и маховичок для переключения с электрического привода на ручной и обратно (рис. 48).

Основные характеристики электрических шпилей даны в табл. 7.

Таблица 7

Тип механизма	Тяговое усилие на шнуртовом барабане, кг	Вес якоря, кг	Калибр каната, мм	Скорость подъема якоря, м/мин	Скорость шнуртового барабана, м/мин	Вес, кг
Якорно-шнуртовый электроручной шпиль с червячным одноступенчатым редуктором и резервным цепным приводом, снабженным электродвигателем типа МАП-21-4/12 переменного тока, мощностью 8/12 *квт*, напряжением 220 в. Число оборотов вала электродвигателя 1315/385 в минуту	500	150	17	6,1	8 и 27	606
То же, снабженный электродвигателем типа МАП-21-4/12 или МТ-11-6 переменного тока, мощностью 3,6/12-2 *квт*, напря-						

Продолжение табл. 7

Тип механизма	Тяговое усилие на поверхности барабана, кг	Вес якоря, кг	Калибр цепи, мм	Скорость подтягивания якоря, м/мин	Скорость выбирания швартовного каната, м/мин	Вес, кг
жением 220/380 в. Число оборотов электродвигателя 1350/400 — 885 в минуту	1000	150	15,17,19* / 17,19,27	9,8—12,4	9 и 11	807 и 750
То же, снабженный электродвигателем типа ПН3-28,5 постоянного тока, мощностью 2 *квт*, напряжением 220 в. Число оборотов электродвигателя 1450 в минуту	1000	250	15,17,22* / 17,19,22	10,5	9	769
То же, снабженный электродвигателем типа ДПМ-11 постоянного тока, мощностью 3 *квт*, напряжением 220 в. Число оборотов электродвигателя 1610 в минуту	1000	250	15,17,19* / 17,19,22	10,5	9	770
То же, снабженный электродвигателем типа ПН-68,5 постоянного тока, мощностью 3,2 *квт*, напряжением 220 в. Число оборотов электродвигателя 1330 в минуту	2000	400	22* / 25	11	10,1	1155
То же, снабженный электродвигателем типа МТ-12-6 переменного тока, мощностью 3,5 *квт*, напряжением 220 в. Число оборотов электродвигателя 910 в минуту	2000	400	22* / 25	11	10,4	1100
То же, снабженный электродвигателем типа МАП-42-4/16 переменного тока, мощностью 12/3,6 *квт*, напряжением 220 в. Число оборотов электродвигателя в минуту 1350/275	2000	500	—* / 25	18 и 5	—	1542
То же, снабженный электродвигателем типа МАП-41-4/12 переменного тока, мощностью 16 *квт*, напряжением 220 в. Число оборотов электродвигателя в минуту 1500/500	3000	1250	— / 37	15,6 и 3,88	—	1983

* В числителе указан калибр цепи без распорок, в знаменателе — с распорками.

Продолжение табл. 7

Тип механизма	Тяговое усилие на поверхности барабана, кг	Вес якоря, кг	Калибр цепи, мм	Скорость подтягивания якоря, м/мин	Скорость выбирания швартовного каната, м/мин	Вес, кг
Якорно-швартовный электроручной шпиль с червячным одноступенчатым редуктором и резервным вымбовочным приводом в разобщенном исполнении (с расположением двигателя и редуктора под главной палубой), снабженный электродвигателем типа МАП-51-4/16 переменного тока, мощностью 18 *квт* напряжением 220 в. Число оборотов электродвигателя в минуту 1900—308	3000	1500	— / 31 и 34	17 и 4,5	33	3680

§ 10. БРАШПИЛИ

Различают ручные, паровые и электрические брашпили.

Ручные брашпили бывают с рычажно-храповым, качково-балансирным и рукояточным приводами.

На несамоходных судах старой постройки наибольшее распространение получили ручные брашпили с качково-балансирным приводом.

Скорость выбирания якорных цепей при применении таких брашпилей сравнительно невелика; она составляет в среднем 1,0—2,2 *м/мин* при количестве одновременно работающих людей от 2 до 8 человек. Скорость подтягивания швартовного каната находится в пределах 1,7—3,0 *м/мин*.

В настоящее время, особенно в связи со строительством судов новых типов, приспособленных для вождения методом толкания, в тех случаях, когда это необходимо, стремятся оборудовать несамоходные суда механизированными брашпилями. Это стремление тем более понятно, если учесть, что при пользовании ручными брашпилями существующих типов обеспечивается сравнительная малая скорость выбирания якорных цепей при большой физической нагрузке значительного числа членов судовой команды.

Типы ручных брашпилей стандартизованы (ГОСТ 1411—60). Основные характеристики их приведены в табл. 8.

Механизация якорно-швартовных операций производится путем применения паровых или электрических брашпилей, а

Таблица 18

Тип брашпиля	Калибр цепи, мм		Наибольший вес якоря, кг	Длина якорной цепи, м	Номинальная глубина в месте якорной стоянки, м	Максимальное тяговое усилие на звездочке, кг		Количество работающих, чел.	Наибольшее усилие на рукоятке в начале подъема якоря, кг	Вес брашпиля, кг
	без распора	с распором				при отрыве якоря от грунта	при начале подъема якоря			
I	9 11 13	—	75	75	10	360	160	1	12,0	80
	13	13	125	80	15	525	180		14,5	
II	13 —	13 15	125	100	25	600	280	2	22,0	110
	13 —	13 15	150	75	15	640	260		22,0	
III	—	17 19	250	100	25	1200	500	3	36,5	290
	—	17 19	300	75	15	1200	440		32,0	
	—	19	300	125	40	1460	650		47,0	
			400	75	15	1600	580		42,0	

Примечание. Временно допускается применение ручного брашпиля, изготовляемого Череповецким заводом Северо-Западного пароходства и имеющего следующую характеристику:

Вес якоря	200 кг	Количество работающих	2 чел.
Наибольшее тяговое усилие на звездочке	1000 кг	Усилие на рукоятке при отрыве якоря от грунта	23 кг
Калибр цепи	13 и 17 мм	Вес брашпиля	272 кг
Глубина в месте якорной стоянки	25 м		

также молернизация ручных брашпилей (о чем будет сказано ниже).

Общий вид парового брашпиля с запасным ручным балансирным приводом показан на рис. 49.

Здесь, так же как и у парового шпиля, применяется двухцилиндровая паровая машина, работающая без расширения пара.

Управление пуском, остановкой и реверсом брашпиля производится с помощью вентиля и пускового золотника.

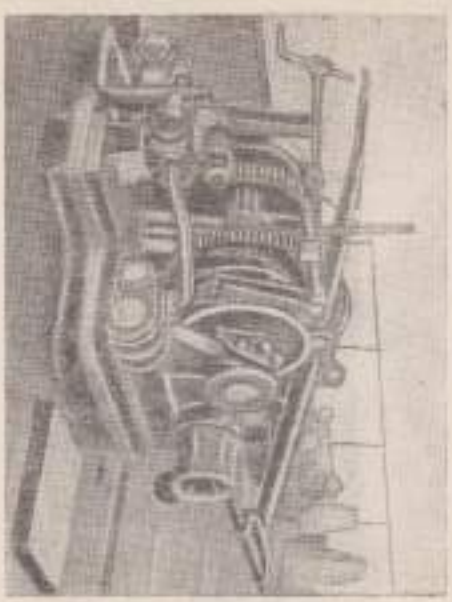


Рис. 49. Общий вид парового брашпиля

При выполнении швартовных операций звездочки якорных цепей закреплены ленточными винтовыми тормозами и выключаются кулачковыми муфтами. Это дает возможность выбирать швартовные тросы на боковые барабаны (турачки), не вращая звездочек.

Брашпиль описываемой конструкции дает возможность поднимать поочередно каждый из якорей, а при необходимости — и оба сразу (последнее — в зависимости от веса обслуживаемых якорей, длины вытравленной цепи, глубины в месте стояния судна, скорости и направления ветра и течения).

Общий вид электробрашпиля показан на рис. 50, а.

Как видно из рисунка, в этой конструкции брашпиля также предусмотрен запасный ручной качково-балансирный привод, при помощи которого можно поднимать якоря при отсутствии на судне электрического тока или при неисправности электродвигателя брашпиля.

На рис. 50, *б* показана схема храпового устройства ручного привода этого брашпиля.

Основные сведения об электробрашпилях, получивших распространение на речных судах, приведены в табл. 9.

Механизация подъема якорей на несамоходных судах, оборудованных ручными брашпилями, производится путем модернизации последних в различных вариантах:

выбирание якорей через брашпиль с помощью рейдового буксира по предложению Радченко (проект № 53а, разработанный применительно к брашпилю Б-III Новосибирским ПКБ);

установка электропривода к ручному брашпилю Б-III через цепную передачу (проект № 313 Новосибирского ПКБ);

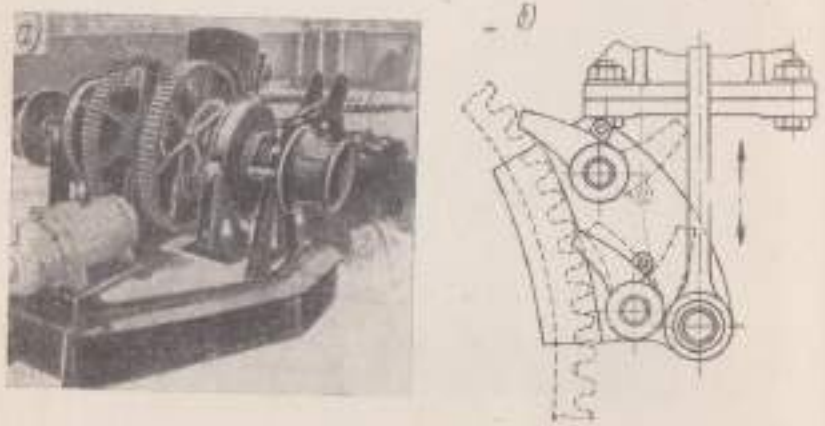


Рис. 50. Электробрашпили:
а — общий вид; *б* — схема храпового устройства

установка электропривода к ручному брашпилю Б-III через вариатор и качающее устройство к балансиру (проекты № 493 Астраханского ЦКБ и № 842—51 Амурского пароходства);

переоборудование ручного брашпиля в электроручной (проект № 730 Горьковского ЦКБ);

установка мотопривода к ручному брашпилю с бензодвигателем ЗИД-4,5 (проект Волжского объединенного пароходства);

установка мотопривода к ручному брашпилю с двигателем «Андижанец» (проект Иртышского пароходства) и др.

Такое большое количество проектов модернизации ручных брашпилей свидетельствует о естественном стремлении механизировать тяжелый ручной труд при якорных операциях.

В качестве источника энергоснабжения электрических брашпилей несамоходных судов используют электростанцию толкача или собственную электростанцию судна.

Таблица 9

Тип и основные характеристики брашпиля	Наибольшее тяговое усилие на звездочке, кг	Наибольшая скорость обслуживаемого якоря, м/сек	Калибр цепи, мм	Глубина в месте якорной стоянки, м	Тяговое усилие на шпиле при обрыве, кг	Скорость выбирания якоря, м/мин: при якорной стоянке	при расходе якоря	Вес, кг
Брашпиль унифицированный электроручной, модель О, с электродвигателем переменного тока, типа МАП-21-4/22 или МТ-116, напряжением 220/380 в, мощностью 3,0/1,2 кет. Число оборотов электродвигателя в минуту 1315/385 или 865	1125	200	13, 15, 17, 19	40	600	8,5	0,4	663/600
То же, модель I, с электродвигателем постоянного тока, типа ДПМ-12 и ПН3-68 или переменного тока типа МАП-22-4/12 и МТ-12-6, напряжением 220 в, мощностью 4,3—3,2—3,5 кет. Число оборотов в минуту 1340 или 1330 (1845) 387 или 960	2500	450/360	17, 19, 22, 25, 28	40	1400	8,0	0,4	1335/1365
Брашпиль унифицированный электроручной, модель II, с электродвигателем постоянного тока типа ПН3-68 и ПН3-160 или переменного тока МАП-31-4/12, МАП-32-4/12 и МТ-22-6 мощностью соответственно 3,2; 3,25; 6,0/2,5; 8,5/3,5; 3,5 и 7,5 кет, напряжением 220 в. Число оборотов электродвигателя в минуту 1380, 1360, 1345/988; 1380/388; 910 и 945	3600—6000	700—1250	25, 28, 31, 34, 37	40	2000	17—12	0,25	2900—2500
То же, для шпи диаметром 42 мм с электродвигателем МАП 511-3/16 переменного тока, напряжением 220 в, с двигателем управления	5000	1750	43	80	3000	5	—	5450

Примечание. В числителе указаны данные, относящиеся к брашпилям с электродвигателями постоянного тока, в знаменателе — переменного тока.

§ 11. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ЯКОРНЫХ И ШВАРТОВНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Чтобы судно при якорной стоянке надежно удерживалось на месте, держащая сила якоря, зависящая от его конструкции и веса, должна соответствовать размерам судна с учетом его типа и условий плавания[1], а длина отданной (вытравленной) части якорной цепи должна быть не менее

$$L=\sqrt{\frac{2{,}3hR}{q}+h^2},\ м, \qquad (33)$$

где h — глубина в месте стоянки судна в *м*;

R — сила, с которой течение и ветер воздействуют на судно, в *кг*;

q — вес 1 *пог. м* якорной цепи данного калибра в *кг*.

Формула (33) выведена на основании общих свойств цепной линии, согласно которым ордината y любой точки линии, ордината нижайшей точки a и длина дуги s, измеренной между этими точками, связаны между собой зависимостью

$$y=\sqrt{s^2+a^2}.$$

Для точки якорной цепи, расположенной у входа в клюз, $s=L$, а $y=a+h$, (рис. 51).

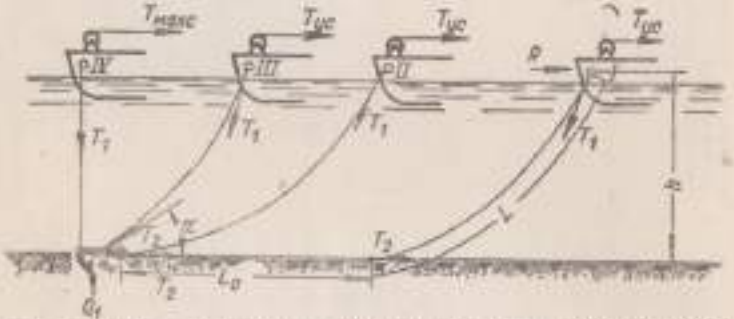


Рис. 51. Схема действующих усилий при снятии судна с якоря

Следовательно,

$$a+h=\sqrt{L^2+a^2},$$

откуда после возведения в квадрат обеих частей равенства получаем

$$a^2+2ah+h^2=L^2+a^2$$

и

$$a=\frac{L^2-h^2}{2h}.$$

[1] Якоря и якорные цепи подбирают согласно «Правилам снабжения судов внутреннего плавания СССР якорями и оборудования их якорными устройствами» Речного Регистра.

Из курса теоретической механики известно, что натяжение в любой точке цепной линии равно произведению ординаты данной точки на вес единицы длины провисающей материальной нити, т. е. у якорного клюза

$$T_1=\left(1-\frac{\gamma_в}{\gamma}\right)q(a+h)=\left(1-\frac{\gamma_в}{\gamma}\right)q\left(\frac{L^2-h^2}{2h}+h\right)=\left(1-\frac{\gamma_в}{\gamma}\right)q\frac{L^2+h^2}{2h}$$

и на дне (у якорной скобы)

$$T_2\left(1-\frac{\gamma_в}{\gamma}\right)qa=\left(1-\frac{\gamma_в}{\gamma}\right)\frac{L^2-h^2}{2h}q,$$

где $\gamma_в$ — удельный вес воды;

γ — удельный вес материала цепи.

Для пресной воды и стальных цепей выражение $1-\frac{\gamma_в}{\gamma}$ получается равным 0,87.

Если далее принять $T_2=R$, т. е. исходить из равенства натяжения горизонтального участка цепи силе действия ветра и течения на судно, то

$$R=T_2=0{,}87q\frac{L^2-h^2}{2h},$$

откуда после ряда преобразований и выводится формула (33).

При снятии с якоря судно сначала подтягивается к нему (в положение *II* на рис. 51). Провисающий участок цепи при этом сохраняет свою первоначальную форму, так как в этот период натяжение остается постоянным.

Натяжение цепи при дальнейшем подтягивании судна к якорю будет увеличиваться (см. положение *III*), а затем произойдет отрыв якоря от грунта (положение *IV*) и его подъем.

В момент отрыва якоря от грунта тяговое усилие достигает своего наибольшего значения, которое можно приближенно определить по выражению

$$T_{макс}=k[0{,}87(Q+qh)+2Q], \qquad (34)$$

где k — коэффициент, учитывающий влияние углов перегиба цепи и условий трения в клюзе и в расчетах обычно принимаемый равным 1,25—1,35;

Q — вес якоря в *кг*.

Сопротивление отрыву от грунта вычислить точно трудно, поэтому его приближенно считают равным удвоенному весу якоря, т. е. $2Q$.

Общее время, необходимое для уборки якоря со дна реки в клюз, может быть определено по выражению

$$\tau=\frac{L_0}{v_1}+\frac{L-h}{v_2}+\frac{h}{v_3}\ сек, \qquad (35)$$

где L_0 — длина участка цепи, располагающегося на дне, в *м*;

L — длина провисающего участка цепи (см. рис. 51) в *м*;

v_1 — скорость подтягивания цепи при постоянной нагрузке в *м/сек*;

v_2 — средняя скорость выбирания цепи (при переходе из положения *II* в положение *IV*) в *м/сек*;

v_3 — средняя скорость подъема якоря с цепью в *м/сек*.

Практически из-за сложности определения указанных скоростей в расчетах задаются средней скоростью выбирания цепи, которую принимают для машинных приводов в пределах 6—12 *м/мин**, а для ручных приводов — обычно 2—3 *м/мин* и при подъеме тяжелых якорей 1—1,5 *м/мин*.

Еще более трудно оценивать усилия, возникающие в швартовных канатах.

Однако на основании опыта выработаны нормы снабжения судов швартовными канатами достаточной прочности. В связи с этим при определении усилий $T_{шв}$, развиваемых швартовными механизмами, принято делить разрывное усилие T_0 каната на нормальный запас прочности n:

$$T_{шв} = \frac{T_0}{n} \ кг. \qquad (36)$$

Если известны материал и диаметр каната, разрывное усилие T_0 швартовного каната может быть определено по действующим ГОСТам на стальные или пеньковые канаты.

Запас прочности n принимают обычно для стальных канатов равным шести, для пеньковых — восьми.

Скорость выбирания швартовного каната принимают в пределах 9—24 *м/мин*.

Если проектируемый механизм — только швартовный, то величину расчетного момента определяют по формуле

$$M_{шв} = 0{,}5 T_{шв} (D_{шв} + d) \ кгм, \qquad (37)$$

где $D_{шв}$ — диаметр швартовного барабана в *м*;

d — диаметр швартовного каната в *м*.

Если же проектируется якорно-швартовный механизм, то он должен не только развивать момент $M_{шв}$, но и обеспечивать якорные операции, т. е. развивать момент на звездочке

$$M_{як}^{макс} = T_{макс} \frac{D_{т.о}}{2} \ кгм \qquad (38)$$

По требованиям Речного Регистра якорный брашпиль должен обеспечивать поочередной отрыв носовых якорей от грунта и одновременный их подъем, поэтому в случае механического

* М. Г. Хетагуров в своей книге «Судовые вспомогательные механизмы» (изд-во «Морской транспорт», 1956), анализируя значения наибольших тяговых усилий при подъеме двух якорей и мощностей при подъеме одного якоря с большей скоростью, рекомендует при расчетах брашпилей морских судов принимать скорость выбирания якорной цепи равной 0,152 *м/сек* или 9,1 *м/мин*.

привода расчетный момент на валу брашпиля должен приниматься равным

$$M_{як}^{макс} > 0{,}56 [(Q_{ст} + q_{ст} h) D_{т.о}^{ст} + (Q_{подв} + q_{подв} h) D_{т.о}^{подв}] \ кгм, \qquad (39)$$

где $Q_{ст}$ и $Q_{подв}$ — соответственно вес станового и подпускного носовых якорей в *кг*;

$q_{ст}$ и $q_{подв}$ — вес 1 *пог. м* цепей станового и подпускного якорей в *кг*;

$D_{т.о}^{ст}$ и $D_{т.о}^{подв}$ — диаметры начальных окружностей соответствующих звездочек якорных цепей в *м*;

0,56 — коэффициент, определяемый по выражению

$$\frac{k\left(1 - \frac{7_e}{7}\right)}{2} = \frac{1{,}3\left(1 - \frac{1}{7{,}8}\right)}{2} \approx 0{,}56.$$

Расчетный движущий момент на приводном валу якорно-швартовного механизма

$$M_{дв} = \frac{M_{макс}}{i \eta_1} \ кгм, \qquad (40)$$

где $M_{макс}$ — наибольший необходимый момент для выполнения якорных и швартовных операций;

η_1 — общий к. п. д. механизма, учитывающий все потери от двигателя до тягового органа;

i — передаточное число.

При расчете ручных шпилей усилие $P_{макс}$, кратковременно развиваемое одним человеком, обычно принимают не свыше 30—35 *кг*.

Количество людей, одновременно занятых у ручного вымбовочного шпиля, может быть определено по выражению

$$z' = \frac{M_{макс}}{P_{макс} L_в \eta_1} \ чел., \qquad (41)$$

где $L_в$ — длина вымбовки в *м*, обычно принимаемая равной 1,1—2,2 *м*;

η_1 — 0,90—0,95.

При расчете шпиля с рукояточным приводом (количество обслуживающего персонала ограничено числом рукояток) обычно находят необходимое передаточное число механизма

$$i = \frac{M_{макс}}{P_{макс} R_р z' \eta_1}, \qquad (42)$$

где $P_{макс}$ — обычно не выше 20—25 *кг*;

$R_р$ — радиус рукоятки в *м*;

η_1 — общий к. п. д. шпиля, при конической или цилиндрической зубчатой передаче составляющий около 0,85.

Средняя скорость выбирания якорной цепи шпилями с ручным приводом (с вымбовками) может быть найдена по следующим формулам:

на звездочке

$$v_{ср} = v_в \frac{D_{т.о}}{2L_в} \text{ м/мин}; \quad (43)$$

на барабане

$$v_{ср} = v_в \frac{D + B\cos 45^\circ}{2L_в} \text{ м/мин}, \quad (44)$$

где $v_в$ — скорость перемещения людей, работающих у вымбовок, обычно принимаемая 24—30 *м/мин*;

$D_{т.о}$ — диаметр начальной окружности звездочки шпиля в *м*;

D — диаметр барабана шпиля в *м*;

$L_в$ — длина вымбовки в *м*;

B — внешняя ширина звена якорной цепи в *м*.

Для определения средней скорости подтягивания швартовного троса можно воспользоваться выражением

$$v_{ср} = v_в \frac{D+d}{2L_в} \text{ м/мин}, \quad (45)$$

где d — диаметр троса в *мм*.

Средняя скорость у шпилей с рукояточным приводом:

на звездочке

$$v_{ср} = v_р \frac{D_{т.о}}{2R_р i} \text{ м/мин}, \quad (46)$$

на барабане

$$v_{ср} = v_р \frac{D+d}{2R_р i} \text{ м/мин}, \quad (47)$$

где среднюю окружную скорость вращения рукояток $v_р$ обычно принимают в пределах 36—48 *м/мин*.

Расчет мощности электрических шпилей и брашпилей в принципе не отличается от расчета мощности электрических рулевых машин.

Номинальная мощность электродвигателя электрического шпиля или брашпиля может быть определена по формуле

$$N_{ном} = \frac{M_{макс} n_{ср}}{975 i \eta} \text{ квт}, \quad (48)$$

где i — передаточное число, принимаемое в пределах 105—250;

$n_{ср}$ — среднее число оборотов в минуту вала электродвигателя, соответствующее средней скорости выбирания якорной цепи;

η — общий к. п. д. механизма.

Расчет брашпиля с приводом от двигателя внутреннего сгорания строится несколько по-иному в связи с тем, что для преодоления изменяющихся в процессе подъема якоря усилий используются различные ступени коробки передач. Метод расчета этих брашпилей в целом аналогичен приведенному выше. Однако в этом случае необходимо учитывать изменяющиеся передаточные числа и моменты при работе на различных ступенях передач.

Пример. Требуется подобрать электроручной брашпиль для грузо-пассажирского теплохода мощностью 600 *л. с.*

Данные для расчета:

Главные размерения судна	62×9,4×3,7 *м*
Носовой становой якорь:	
вес	600 *кг*
диаметр цепи	28 *мм*
Носовой подпускной якорь:	
вес	500 *кг*
диаметр цепи	25 *мм*
Кормовой якорь:	
вес	250 *кг*
диаметр цепи	17 *мм*

В качестве основного швартова принимаем по нормам Речного Регистра стальной канат диаметром 13 *мм* и длиной 40 *м*, имеющий разрывное усилие 7000 *кг*.

На носу судна предусматриваем установку электроручного брашпиля.

Наибольшее тяговое усилие в момент отрыва якоря от грунта по формуле (34)

$$T_{макс} = k[0{,}87(Q_1 + qh) + 2Q_1] = 1{,}3[0{,}87 \cdot (600 + 17{,}1 \cdot 30) + 2 \cdot 600] = 2800 \text{ кг}.$$

Расчетный диаметр звездочки станового якоря для цепи d=28 *мм* при пяти кулачковых выступах равен

$$D_{т.о} = \frac{5 \cdot 2 \cdot 28 \cdot 4}{\pi} = 357 \text{ мм}.$$

Наибольший вращающий момент на валу звездочки станового якоря брашпиля по формуле (38) составит

$$M_{вк}^{макс} = T_{макс} \frac{D_{т.о}}{2} = 2800 \frac{0{,}357}{2} = 500 \text{ кгм}.$$

Скорость подъема станового якоря примем равной 9 *м/мин*.

Расчетное усилие на швартовном барабане брашпиля, пользуясь формулой (36), определим как

$$T_{шв} = \frac{T_0}{n} = \frac{7000}{6} = 1170 \text{кг}.$$

Приняв диаметр швартовного барабана брашпиля $D_{шв}$ =350 *мм*, определим по формуле (37) момент на валу швартовного барабана

$$M_{шв} = 0{,}5 T_{шв}(D_{шв} + d) = 0{,}5 \cdot 1170(0{,}35 + 0{,}13) = 281 \text{ кгм}.$$

Имея в виду конструкцию брашиля с червячным редуктором и зубчатой передачей с общим к. п. д.

$$\eta = \eta_{ч.з}\,\eta_{з.з}\,\eta_{ч.в} = 0{,}48$$

найдем в первом приближении потребную мощность электродвигателя брашиля

$$N = \frac{T_{макс}\,v}{75 \cdot 60\eta} = \frac{2800 \cdot 7}{75 \cdot 60 \cdot 0{,}48} = 9{,}1\ л.\ с. = 6{,}7\ квт.$$

Из электробрашилей, выпускаемых отечественной промышленностью, для данного судна подходит унифицированный электроручной брашиль модели II, имеющий следующие характеристики:

Вес якоря	700—1250 *кг*
Тяговое усилие на звездочке	3650 *кг*
Наибольшее тяговое усилие на швартовном барабане	2600 *кг*
Скорость подъема якоря при электроприводе	7/0,25 *м/мин*
То же, при ручном приводе	0,25 *м/мин*
Количество работающих при подъеме якоря вручную	2 чел.
Вес брашиля с электродвигателем	2300 *кг*

Брашиль снабжен электродвигателем переменного тока типа МАП-31-4/12, напряжением 220 *в*, мощностью 6/2,5 *квт*, с числом оборотов в минуту 1345/368.

§ 12. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЯКОРНЫХ И ШВАРТОВНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Перед пуском якорного или швартовного механизма необходимо:

проверить исправность брашиля (шпиля) и убедиться в отсутствии посторонних предметов, мешающих движению его частей;

смазать поверхности трения, подлежащие смазке, проверить наличие масла в ваннах червячных передач и пресс-масленках;

зажать ленточные тормоза, разъединить и проверить соответствующие муфты включения.

Если брашиль (шпиль) паровой, то, кроме того, следует открыть клапаны (вентили) на трубопроводах, подводящих к брашилю свежий и отводящих отработавший пар, открыть краны продувания и прогреть цилиндры паровой машины на холостом ходу брашиля, проверив реверс машины.

Паровую машину брашиля (шпиля) после длительной стоянки прогревают в следующем порядке:

выводят из зацепления шестерни промежуточного вала, открывают краны продувания на цилиндрах и вручную пробуксовывают машинный вал;

медленно открывают стопорный клапан на паровом коллекторе в машинно-котельном отделении и паровой вентиль у брашиля (на небольшую величину);

прогревают обе полости цилиндров, перемещая вручную пусковой золотник то на передний, то на задний ход;

закрывают краны продувания на цилиндрах паровой машины брашиля, вводят в зацепление шестерни и, отдав соответствующие тормоза, выполняют якорные или швартовные операции.

Во время действия брашиля необходимо следить за смазкой трущихся поверхностей и за тем, чтобы не появлялись ненормальные стуки и слабина (люфт). При обнаружении неисправностей брашиль следует остановить для их устранения.

Перед длительной остановкой брашиля (после подъема якорей и затормаживания якорных звездочек) рекомендуется:

увеличить число оборотов коленчатого вала при холостом ходе брашиля;

закрыть стопорный клапан на трубопроводе свежего пара в машинном отделении, чтобы брашиль некоторое время проработал, расходуя пар, находящийся в трубопроводе, а затем — по инерции (при этом паровая машина брашиля отсосет из трубопровода оставшийся пар);

после остановки брашиля закрыть паровой регулирующий вентиль и открыть краны продувания на цилиндрах, золотниковой коробке и паропроводе;

спустя некоторое время пробуксовать паровую машину брашиля вручную и закрыть краны продувания.

Перед консервацией брашиля на зимний период из трубопроводов должен быть удален конденсат путем их продувки.

Во время эксплуатации, независимо от частоты включения брашиля (шпиля), не реже одного раза в месяц необходимо проверять действие его ручного привода.

Уход за деталями передач паровой машины или электродвигателя якорно-швартовного механизма не отличается от аналогичных работ по уходу за деталями рулевого механизма (см. § 7). Однако следует обратить внимание на одну особенность использования якорно-швартовных механизмов, заключающуюся в том, что эти механизмы действуют периодически и обычно кратковременно, поэтому они нуждаются в осмотре и проверке независимо от того, что сравнительно мало изнашиваются. Они подвергаются воздействию атмосферных условий, в связи с чем нуждаются в обильной смазке, не только выполняющей роль антифрикционной среды, но и защищающей трущиеся детали от ржавления, которое может появиться при длительной стоянке механизма.

Выбирание швартова, и особенно подъем якорей на судне, должны выполняться матросом, который хорошо знает, как надо пользоваться этими механизмами. При подъеме якорей и швартовке судна следует соблюдать правила безопасности, помня, что сильные рывки могут привести к несчастному случаю.

Перед отдачей якоря необходимо проверить, выведена ли из зацепления соответствующая звездочка якорной цепи, отдан

ли ленточный тормоз, свободна ли якорная цепь на пути от брашпиля до стопора от посторонних предметов. Только убедившись в готовности якорного устройства к действию, можно сообщить об этом вахтенному штурману и, получив его команду, отдавать якорь.

При подъеме якоря следует при подходе его к клюзу уменьшать скорость движения цепи до минимальной, чтобы избежать сильного рывка и связанных с ним неприятных последствий.

После установки и монтажа на судне якорно-швартовный механизм испытывают сначала реверсом (потом на передний и задний ход) без нагрузки, а затем при отрыве одного якоря от грунта и подъеме одновременно двух якорей. В зависимости от категории предшествовавшего зимнего ремонта подъем якорей при испытании судна производят 5—10 раз, внимательно наблюдая за взаимодействием деталей брашпиля (шпиля) и следя за тем, чтобы не было ненормальных стуков.

Подшипники качения электродвигателей якорно-швартовных механизмов при монтаже и периодически во время эксплуатации следует смазывать осерголином марки II или III.

При осмотрах проверяют также исправность щеткодержателей щеток, зазоры в подшипниках и между статором и ротором. Вскрывать защитный кожух электродвигателя, осматривать и ремонтировать его может только судовой электрик или другой член команды судна, имеющий необходимую подготовку.

Глава III

СУДОВЫЕ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

§ 13. ГРУЗОВЫЕ УСТРОЙСТВА, ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ И ТРАНСПОРТНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Для выполнения погрузочно-разгрузочных работ порты и пристани снабжаются специальными механизмами, облегчающими труд людей. Внедрение механизации в речных портах позволяет ускорить погрузку и разгрузку судов при небольшом количестве обслуживающего персонала. Развитие портово-пристанского хозяйства сочетается с соответствующим изменением конструкции судов (расширение грузовых люков, увеличение прочности палуб на судах, приспособленных для перевозки грузов на палубах, устройство кренователей с подогревом перекачиваемых нефтепродуктов, размещение грузов в контейнерах, в пакетах и т. д.).

Вместе с тем на ряде судов, принимающих груз на мелких пристанях или непосредственно с приречных складов, где отсутствуют специальные механизированные причалы, необходимо располагать собственными судовыми средствами для погрузочно-разгрузочных работ (рис. 52). Особенно желательно иметь такие средства на судах, обслуживающих участки рек и водохранилищ с резко изменяющимся в течение навигации уровнем воды.

Судовые подъемно-транспортные механизмы могут быть использованы совместно с береговой механизацией в оснащенных портах и отдельно на пристанях, не имеющих соответствующего оснащения.

Особенно целесообразно использовать трюмную механизацию судов в портах, имеющих балластирующиеся понтоны. В этом случае могут широко применяться грузовые тележки, опускаемые подъемниками в трюм, а затем поднимаемые с грузом на палубу судна для дальнейшего следования через понтоны к месту укладки груза в портовом складе.

Выбор того или иного типа судовой механизации зависит от назначения судна, характера грузоперевозок и района плавания.

На судах, специально предназначенных для перевозки массовых и генеральных грузов, грузовые операции наиболее удобно выполнять средствами портовой механизации. Наличие на этих судах собственных мощных грузоподъемных средств не вызывается необходимостью.



Рис. 52. Электрический судовой кран

Наличие подъемно-транспортных механизмов на грузо-пассажирских и некоторых грузовых судах, где погрузочно-разгрузочные операции могут выполняться в различных пунктах и с разными видами грузов (багаж, штучные грузы и т. п.), совершенно необходимо. Такие суда, не оборудованные грузовыми средствами, могут иметь длительные непроизводительные простои в пунктах погрузки и выгрузки.

Судовые подъемные и транспортные средства разделяются на: грузовые лебедки и стрелы, судовые поворотные краны, трюмные перегружатели, монорельсы с электротальферами, камбузно-ресторанные подъемники и др.

В зависимости от вида используемой энергии указанные средства могут быть, кроме того, подразделены на ручные, паровые, электрические и гидравлические.

Выбор того или иного вида привода зависит от производительности, грузоподъемности и назначения механизма, а также от мощности судовой электростанции и наличия на судне других механизмов с аналогичным приводом.

В частности, оснащение судна гидравлическими подъемно-транспортными механизмами может быть целесообразным при

условии, если большинство других судовых механизмов (шпили, брашпили, рулевая машина и т. п.) тоже имеют гидравлические приводы.

Выбор конструкции механизма зависит также от расположения грузовых трюмов и планировка судна. Последнее оказывает особенно сильное влияние на конструкции трюмных перегружателей на грузо-пассажирских судах, где доступ в грузовые и багажные трюмы обычно возможен только с главной палубы (в районе пролетов), а не сверху и не со стороны борта.

Суда, оборудованные грузовыми стрелами, снабжаются грузовыми лебедками.

Количество грузовых лебедок на судне должно соответствовать числу грузовых стрел.

Грузовые лебедки бывают паровые, электрические и электрогидравлические.

От других паровых палубных механизмов паровые грузовые лебедки отличаются тем, что благодаря работе двухцилиндровой машины с расширением пара (наполнение 70—90%) они более экономичны.

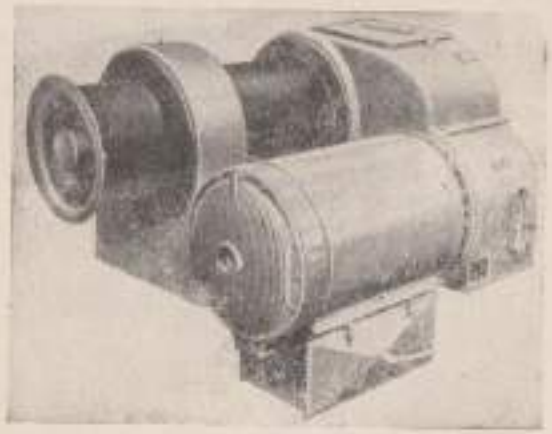


Рис. 53. Общий вид грузовой электрической лебедки

Общий вид грузовой электрической лебедки с дистанционным управлением фирмы «Донкин» приведен на рис. 53. Эта лебедка имеет три скорости и обеспечивает грузоподъемность 2,5—3 *т*. Кроме дистанционного управления, лебедка оборудована местным пультом, позволяющим в случае необходимости управлять ею непосредственно.

На рис. 54 показана электрогидравлическая лебедка фирмы «Норвинч».

При конструировании лебедок целесообразно применять планетарные передачи, обеспечивающие минимальные размеры и вес грузовой лебедки.

На крупных грузовых судах наряду с электрическими грузовыми лебедками могут быть применены гидравлические лебедки, отличающиеся более широким диапазоном скоростей. Такие лебедки удобно применять при широкой гидрофикации судовых вспомогательных механизмов. При этом обычно предусматривается схема, в которой электродвигатели приводят в движение насосы, работающие на гидроаккумуляторы, связанные в свою очередь трубопроводами с гидроприводами механизмов (лебедок, брашпилей, рулевой машины и пр.).



Рис. 54. Электрогидравлическая грузовая лебедка фирмы «Норвинч»

На современных озерно-речных грузовых судах получают распространение поворотные судовые краны. Они имеют бо́льшую производительность, чем грузовые стрелы.

Число грузовых трюмов у судов, снабженных кранами, должно быть минимальным, а размеры люков — максимально возможными.

Для грузовых теплоходов грузоподъемностью 300 и 600 *т*, обслуживающих пункты, не имеющие погрузочных средств, строят поворотные электрические краны, грузоподъемностью 1,25 *т* при вылете 14 *м*. Тележка этого крана ходовыми роликами опирается на продольные балки комингса трюма, благодаря чему кран, перемещаясь по ним, может обслуживать все грузовые отсеки судна. Одновременно эта тележка служит составной частью телескопического трюмного закрытия. Электродвигатели подъема, поворота стрелы крана и перемещения тележки получают питание от судового дизель-генератора.

На работу судового поворотного крана, в отличие от берегового, влияют крен и дифферент судна.

Особенно сильно влияют крен и дифферент на работу судового поворотного крана при погрузке и выгрузке тяжеловесов. При расчетах следует учитывать дополнительную нагрузку на поворотный механизм крана, выражаемую моментом

$$M_{к.п}^{накл} = (QL + Gl)\sqrt{\operatorname{tg}^2\vartheta + \operatorname{tg}^2\psi}, \qquad (49)$$

и появление кренящего момента под действием груза, вынесенного за борт,

$$M_к^{накл} = \frac{(QL + Gl)D}{2Dh}. \qquad (50)$$

В формулах (49) и (50) приняты следующие обозначения:

Q — вес груза в *т*;
L — вылет стрелы крана с грузом в *м*;
G — собственный вес крана в *т*;
l — расстояние от центра тяжести крана до оси его вращения в *м*;
ϑ — заданный угол крена в *град*;
ψ — заданный угол дифферента в *град*;
D — водоизмещение судна с нагруженным краном в *т*;
h — малая метацентрическая высота судна в *м*.

Как уже указывалось выше, поворотные краны и грузовые стрелы, служащие основным видом грузовых механизмов на судах, имеющих открытую палубу значительной площади, не могут быть использованы, в частности, на грузо-пассажирских судах.

Последние нуждаются в особых видах грузовых средств, которые принято называть трюмной механизацией.

Трюмная механизация очень мало применялась на старых речных судах. Не получила она применения и в зарубежном судостроении.

К трюмным грузовым устройствам относятся грузовые платформы, цепные конвейеры, передвижные трюмные транспортеры и лифты (электрические и гидравлические подъемники).

Грузовые платформы устроены так, что они могут перемещаться по наклонным направляющим трюмной лестницы, оставаясь в горизонтальном положении. В то время как одна платформа находится внизу, вторая будет наверху.

Грузовые платформы приводятся в действие лебедкой, с которой они связаны через блоки двумя концами стального каната. Во время работы лебедки один конец каната навивается на ее барабан и поднимает в верхнее положение одну из грузовых платформ. Второй конец каната сматывается с барабана, а связанная с ним платформа опускается под действием собственного веса (или вместе с грузом) вниз. Самопроизвольному движению грузовых платформ препятствуют храповые устройства.

Груз накатывают непосредственно на платформы, а чаще всего пользуются для этого специальными грузовыми тележками.

С дебаркадера на этих тележках груз подают к люку и доставляют к месту складирования в грузовом трюме.

Эффективными средствами трюмной механизации служат передвижные трюмные транспортеры (рис. 55, *а*) и цепные конвейеры (рис. 55, *б*).

При совместной работе трюмных конвейеров с береговыми передвижными транспортерами достигается значительное ускорение процесса разгрузки грузо-пассажирского судна.

Пассажирские теплоходы типа «Родина» и часть других современных судов оборудованы грузовыми электрическими лифтами.

Существенный недостаток применения таких лифтов на речных и озерных судах заключается в том, что вследствие сравнительно малой глубины трюмов на этих судах процесс закрытия и открытия дверей лифтов и шахты занимает большее время, чем подъем или спуск.

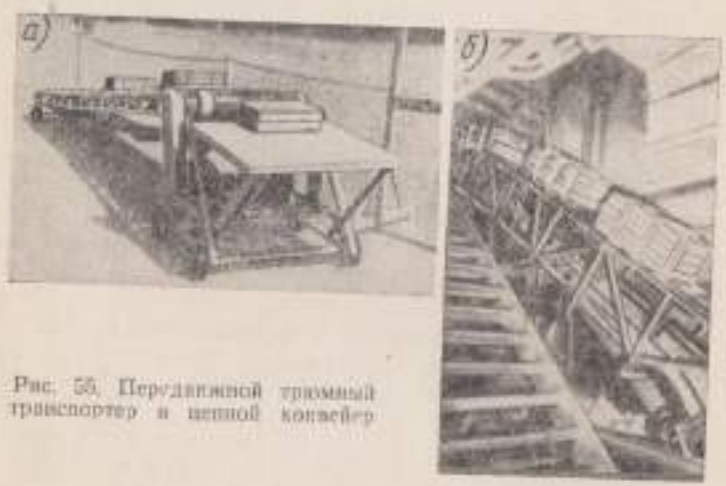


Рис. 55. Передвижной трюмный транспортер и цепной конвейер

При рациональном размещении пищеблока и столовых (ресторанов) на пассажирских судах успешно используются также электрические лифты, ускоряющие подачу блюд и облегчающие труд обслуживающего персонала.

Центральным проектно-конструкторским бюро МРФ разработаны трюмные подъемники с электрогидравлическим приводом грузоподъемностью 2,5; 3 и 5 *т*.

Основные характеристики трюмных гидравлических подъемников с выдвижной телескопической рамой приведены в табл. 10.

На рис. 56 показано размещение сдвоенного гидравлического подъемника с выдвижной телескопической рамой в трюме грузо-пассажирского судна.

Таблица 10*

Основные данные	Двойной (...) (проект № 870)	Одинарный (проект № 131)	Двойной (...) (проект № 620)
Грузоподъемность при работе подъемников, *т*:			
поверенной	2×2,5	3	2×5
сдаренной (одновременной)	5,0	—	—
Максимальная высота подъема груза, *мм*	4000	3700	4000
Скорость подъема при работе, *м/мин*:			
поверенной	13,5	7	7,9
сдаренной (одновременной)	6,7	—	—
Диаметр плунжера, *мм*	115	140	150
Длина хода плунжера, *мм*	2030	1850	2000
Тип масляного насоса	ЛЗФ-70	ЛЗФ-50	ЛЗФ-70
Производительность насоса при давлении 65 *кг/см²*, *л/мин*	70	50	70
Рабочая жидкость	Веретенное масло		
Емкость гидросистемы, *л*	75	1	75
Максимальное давление в системе, *кг/см²*	68	70	73
Тип электродвигателя насоса	МА-2/2 2,6	АО-62,6	МА-232 2/6
Номинальное число оборотов вала электродвигателя, *об/мин*	970	980	970
Мощность электродвигателя, *квт*	11,8	7	11,8
Габаритные размеры рабочей площадки, *мм*:			
длина	3800	3100	3800
ширина	2×1190	1430	1460
Общий вес установки, *кг*	4980	3462	6186
Габаритные размеры установки (при опущенных площадках), *мм*:			
длина	3800	4250	3800
ширина	4230	2815	4110
высота	3700	3044	3760

* Залки (...) схематически показывают расположение грузовых площадок относительно друг друга.

Этот подъемник грузоподъемностью 2×2,5 *т* при сдаренной работе площадок может опускать в трюм судна или поднимать на его палубу электрическую аккумуляторную тележку с грузом.

При спаренной работе площадок они должны быть предварительно соединены друг с другом замками-шеколдами. Площадки подъемника могут также опускаться и подниматься поочередно, что представляет известное удобство при погрузке и выгрузке тарного груза относительно небольшого веса.

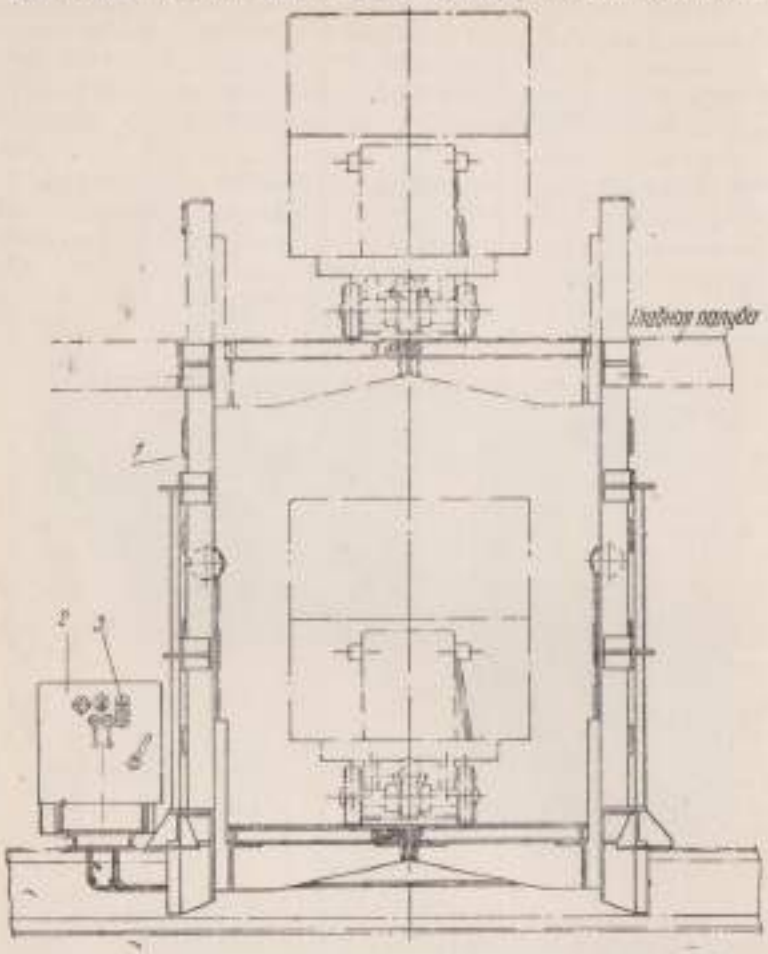


Рис. 56. Гидравлический трюмный подъемник с выдвижной телескопической рамой грузоподъемностью 2×2,5 *т* (вид сбоку)

Подъемник *1* (см. рис. 56) состоит из гидравлического плунжерного пресса, телескопической рамы и консольной площадки, гидравлического привода *2* с электродвигателем переменного тока напряжением 220 *в*, масляным лопастным насосом и трубопроводами и световой сигнализации *3* с конечным выключателем.

Выгрузка груза электрокаром при помощи такого подъемника на волжском грузо-пассажирском пароходе показана на рис. 57.

Для применения гидроподъемников описанного типа требуется судовая электростанция сравнительно большой мощности, в связи с чем на старых паровых судах приходится устанавливать дополнительный электрогенератор с соответствующим двигателем (обычно дизель-генератор).



Рис. 57. Выгрузка груза электрокаром при помощи гидравлического трюмного подъемника

Паромные железнодорожные переправы оборудуются гидравлическими подъемниками, позволяющими размещать вагоны в два яруса и регулировать выгрузку их на железнодорожные пути при изменяющемся уровне воды в реке.

Для перемещения грузов внутри закрытых трюмов и в палубных помещениях применяют электротельферы, двигающиеся по подвешенному монорельсу. Иногда эти монорельсы делают откидными, поворачиваемыми за борт судна, что дает возможность перемещать груз с места складирования на палубе судна прямо на дебаркадер (и обратно).

§ 14. БУКСИРНЫЕ И ШЛЮПОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Устройство и назначение буксирных лебедок

Буксирные канаты крупных буксирных судов имеют значительный диаметр и длину. Достаточно сказать, что на отдельных речных судах диаметр стального буксирного каната достигает 55 *мм*, а общий вес 3 *т*.

Диаметр и длина буксирного каната назначаются из условий

прочности[1] и уменьшения воздействия реакций движителей буксировщика на буксируемый состав. В связи с этим буксирные канаты имеют достаточно большие размеры и работа с ними не только трудоемка, но и небезопасна.

Чтобы облегчить выполнение указанных работ, на судах устанавливают буксирные лебедки.

Выбор типа буксирной лебедки зависит от условий эксплуатации буксирного судна.

Суда, предназначенные для работы на озерах и водохранилищах, оборудуют лебедками автоматического действия, пригодными для работы на сильном волнении, или сравнительно маломощными простыми лебедками-вьюшками, приспособленными для выбирания буксирного каната без нагрузки.

Тормозное устройство такой лебедки должно быть рассчитано на удержание буксирного каната при наибольшем тяговом усилии, которое может возникнуть во время буксировки составов.

На речных судах, как правило, устанавливают неавтоматические буксирные лебедки с тяговым усилием, рассчитанным на возможность подтягивания состава в ходу.

Однако следует иметь в виду, что для подтягивания воза на полном ходу нужна лебедка весьма значительной мощности. В частности, для подтягивания состава со скоростью 30 *м/мин*, следующего за буксирным винтовым судном, идущим со скоростью 10 *км/час*, потребовалась бы буксирная лебедка мощностью около 60 *квт*. Если уменьшить скорость движения состава в период его подтягивания до 4 *км/час*, то при той же скорости подтягивания потребуется буксирная лебедка мощностью 17 *квт*, т. е. в 3,5 раза меньше, чем в первом случае. Естественно, что вес, габариты и потребление энергии лебедкой, рассчитанной на подтягивание состава при сниженной скорости движения, будут значительно меньше, чем для лебедки, рассчитанной на подтягивание на полном ходу.

По виду применяемой на судне энергии буксирные лебедки разделяются на паровые и электрические.

При достаточной мощности судовой электростанции целесообразнее использовать электрическую буксирную лебедку как более экономичную.

При буксировке барж на достаточно длинном канате (на участках плеса, где представляется такая возможность) скорость движения буксирного состава возрастает вследствие уменьшения тормозящего воздействия реакции движителей буксировщика примерно на 10%, что, конечно, вызывает общее повышение технической скорости и экономических показателей работы судна.

Чтобы безопасно пройти стесненные извилистые участки судового пути и затруднительные перекаты, необходимо быстро уменьшить длину буксирного троса. На выполнение этой операции без буксирной лебедки потребовалось бы много времени и можно было бы свести на нет выигрыш в скорости, полученный за счет движения буксирного состава на прямолинейном участке при длинном буксирном канате.

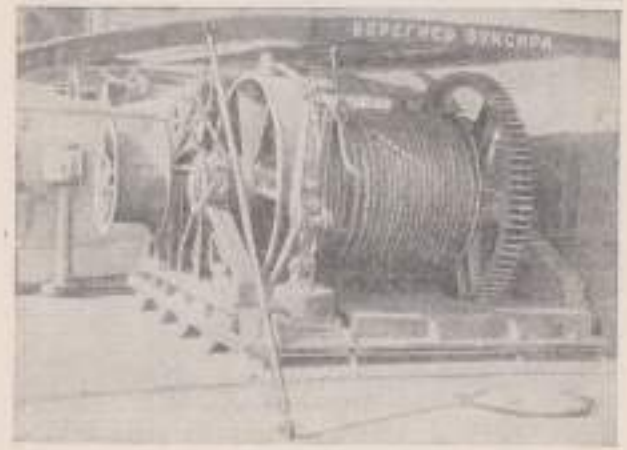


Рис. 58. Общий вид электрической буксирной лебедки

Буксирной же лебедкой можно не только быстро увеличить длину буксирного каната, но и сократить ее. В последнем случае при подходе буксировщика к затруднительному участку пути на короткое время несколько снижают скорость движения буксировщика и, включив лебедку, подтягивают состав.

Выпускаемые промышленностью буксирные лебедки имеют два значения тягового усилия, обычно указываемые в технической характеристике (паспорте): усилие при подтягивании буксирного каната и наибольшее тяговое усилие, на которое рассчитан тормоз, сдерживающий натянутый буксирный канат.

Чтобы буксирный канат укладывался на барабане ровными слоями, лебедка снабжена специальным устройством — тросоукладчиком.

Общий вид электрической буксирной лебедки неавтоматического действия показан на рис. 58.

Вращение здесь передается барабану от электродвигателя (на рисунке не виден, так как расположен с противоположной стороны) через зубчатый редуктор и пару зубчатых колес. На

[1] В последнее время удалось снизить вес канатов благодаря применению капрона, который очень прочен, не намокает в воде и не подвержен гниению. Однако такие канаты еще не получили распространения. Фирма «Г. Урок» в Глазго (Шотландия) изготовляет тралиновые буксирные канаты, срок службы которых в 23 раза выше, чем сизалевых. Эти канаты не подвержены гниению и вытягиваются меньше, чем натуральные.

промежуточном валу также расположены вспомогательные барабаны (турачки). Лебедка имеет два тормоза — электромагнитный и ручной ленточный с рукоточным приводом.

Цепная передача от вала барабана на тросоукладчик показана на рис. 59.

В отличие от лебедок неавтоматического действия, включаемых и выключаемых по усмотрению судоводителя, применение автоматической буксирной лебедки при плавании в свежую погоду дает возможность амортизировать динамические

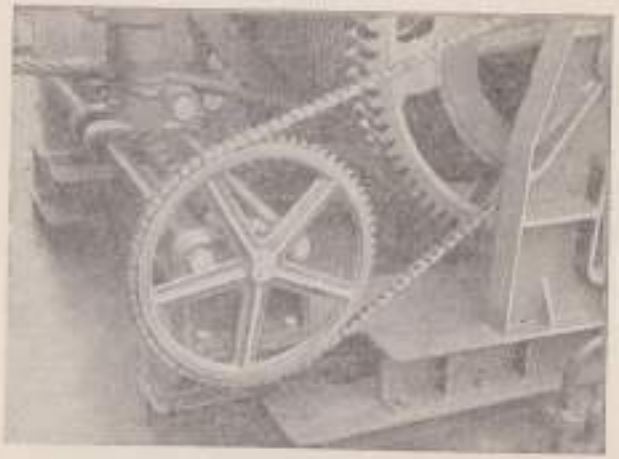


Рис. 59. Тросоукладчик буксирной лебедки

удары волн, автоматически стравливая и вновь выбирая буксирный канат. При этом автоматы лебедок могут быть отрегулированы так, что они обеспечат стравливание буксирного каната лишь тогда, когда тяговое усилие превысит заданную величину, и выбирание буксирного каната — до восстановления первоначально заданной длины (при снижении тягового усилия до расчетного).

Если известны необходимое тяговое усилие T *кг* и скорость подтягивания $v_п$ *м/мин*, то мощность, которую должна развивать буксирная лебедка, можно определить по формуле

$$N = \frac{Tv_п}{75 \cdot 60 \eta_{ш.у} \eta_л} \text{ л. с.}, \qquad (51)$$

где $\eta_{ш.у}$ — общий к. п. д. буксирного устройства, учитывающий потери на трение буксирного каната на арках, в направляющих блоках и на тросоукладчике;

$\eta_л$ — общий к. п. д. лебедки.

Кажущаяся простота расчета по этой формуле осложняется тем, что для определения величин T и $v_п$ необходимо знать

тяговую характеристику буксировщика, сопротивление воды движению типового для данного буксировщика состава и скорость течения реки.

Произвольный выбор мощности буксирной лебедки может не дать желаемых результатов.

Искомые величины можно найти приближенным методом расчета [1].

Известно, что зависимость между движущей силой F_0, развиваемой буксировщиком, сопротивлением воды движению этого буксировщика R без состава и силой тяги на гаке $F_г$ имеет вид

$$F_г = F_0 - R, \qquad (52)$$

что иллюстрируется графиком, показанным на рис. 60.

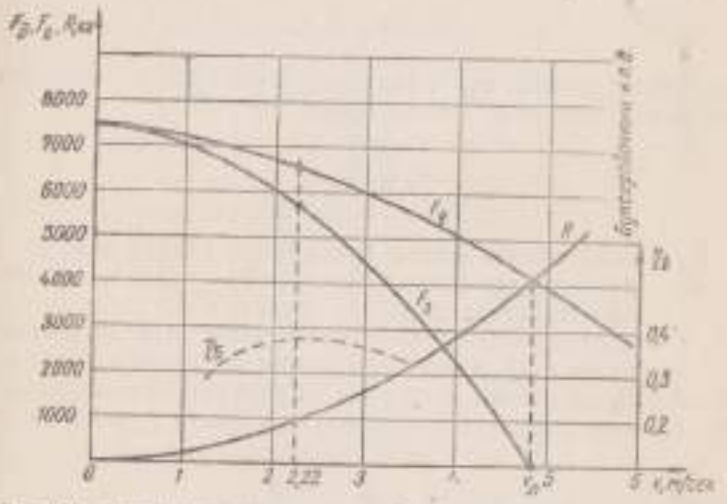


Рис. 60. Тяговые характеристики буксирного парохода мощностью 450 *и. л. с.* (проект № 732)

По паспорту судна могут быть взяты или во время испытаний замерены следующие величины:

$F_г^{ш}$ — сила тяги на гаке на швартовах в *кг*;

$F_{г-8}$ — сила тяги на гаке при мощности, соответствующей скорости буксировки 8 *км/час*;

v_0 — скорость хода легкачом.

Сопротивление воды движению буксируемого состава $R_{сост}$ при скорости движения 8 *км/час* численно равно силе тяги на гаке $F_{г-8}$ при этой скорости, следовательно, $R_{сост} = F_{г-8}$.

[1] По методике, упрощенной автором настоящей книги. Более точный расчет см. И. И. Краковский. Судовые вспомогательные механизмы, ч. I, изд-во «Речной транспорт», 1955.

Уменьшение скорости движения состава вызовет снижение сопротивления воды примерно пропорционально отношению квадратов скоростей [1]:

$$R' = R_{сост} \frac{v^2}{4{,}92}, \qquad (53)$$

где v — скорость в *м/сек*, соответствующая сопротивлению R';

4,92 — значение скорости 8 *км/час*, переведенное в *м/сек* и возведенное в квадрат.

Скорость v есть сумма скорости течения реки $v_т$, на которой будет эксплуатироваться буксировщик, и скорости подтягивания состава $v_п$.

Следовательно,

$$v = v_т + v_п. \qquad (54)$$

Скоростью течения $v_т$ задаются, а скорость подтягивания может быть вычислена по формуле

$$v_п = \frac{L_1 - L_2}{\tau}, \qquad (55)$$

где L_1 — наибольшая длина буксирного каната в *м*;

L_2 — наименьшая длина буксирного каната, с которой предполагается водить состав, в *м*;

τ — время, максимально допустимое для подтягивания, исходя из условий плавания на данной реке, в *сек*.

Зная эти величины, нетрудно определить наименьшее значение тягового усилия, которое должна иметь буксирная лебедка:

$$T = R' = R_{сост} \frac{v^2}{4{,}92} \ кг. \qquad (56)$$

Пример. Требуется подобрать буксирную лебедку для речного буксира мощностью 450 *л. с.*

Данные для расчета:

Сила тяги на гаке	5750 *кг*
Скорость движения в тихой воде	8 *км/час*
Скорость хода легкачом	17,4 »
Скорость течения	5 »
Длина буксирного каната:	
наибольшая	300 *м*
наименьшая	60 »
Время подтягивания состава	15 *мин*

[1] В действительности сопротивление воды связится в несколько меньшей степени — см. названную выше книгу И. И. Краковского.

Пользуясь приведенными выше формулами, вычислим:

$$v_п = \frac{L_1 - L_2}{\tau} = \frac{300 - 60}{15 \cdot 60} = 0{,}267 \ м/сек;$$

$$v = v_т + v_п = \frac{5 \cdot 1000}{3600} + 0{,}267 = 1{,}39 + 0{,}267 = 1{,}657 \ м/сек;$$

$$T = R' = R_{сост} \frac{v^2}{4{,}92} = F_{z=0} \frac{v^2}{4{,}92} = 5750 \cdot \frac{1{,}657}{4{,}92} = 3220 \ кг.$$

Полученные данные нанесены на график, изображенный на рис. 61. Мощность буксирной лебедки составит

$$N_л = \frac{T v_п}{102 \eta_{б.у} \eta_п} = \frac{3220 \cdot 0{,}267}{102 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}64} = 13{,}8 \ квт.$$

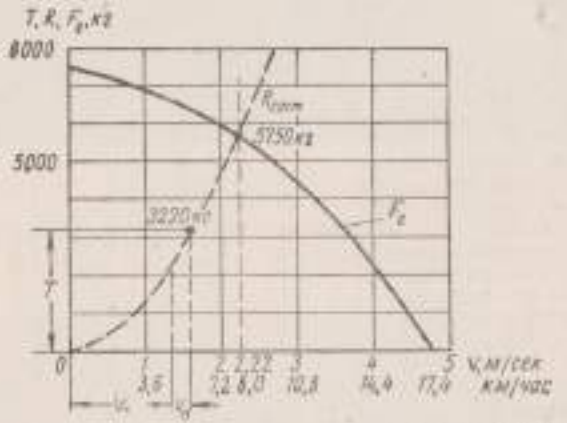


Рис. 61. График к расчету буксирной лебедки для колесного буксира мощностью 450 *л. с.*

Из числа лебедок, серийно строящихся промышленностью, наиболее подходящей является буксирная лебедка, имеющая техническую характеристику:

Тяговое усилие на буксирном барабане	3000 *кг*
Тяговое усилие на тормозном устройстве	6000 »
Скорость выбирания буксирного каната	16 *м/мин*
Диаметр стального буксирного каната	30 *мм*
Длина выбираемого каната (канатоемкость)	240 *м*
Мощность электродвигателя	13,8 *квт*

Основные данные буксирных лебедок, выпускаемых заводами совнархозов и министерств морского и речного флота, приведены в табл. 11.

Таблица 11

Буксирная лебедка	Натяжение каната, кг: при буксировке	при выбирании	при кратковременной работе	Средняя скорость выбирания, м/мин	Диаметр буксирного каната, мм	Длина каната, м	Вес, кг
Лебедка буксирная электрическая автоматическая с электродвигателем типа КПДМ-5Ш постоянного тока мощностью 28,5 *квт*, напряжением 220 *в*. Число оборотов электродвигателя в минуту 955 (для буксирных теплоходов мощностью 1200 *л. с.*)	12 000	4000—12 000	14 000	12	39	300	10 936
Лебедка буксирная электрическая с электродвигателем типа КПДМ-4у постоянного тока мощностью 22 *квт*, напряжением 220 *в*. Число оборотов электродвигателя в минуту 120 (для рейдовых буксиров мощностью 1200 *л. с.*)	10 000	3000	5000	25	39	300	6040
Лебедка буксирная электрическая с электродвигателем типа КПДМ-3Ш постоянного тока мощностью 13,8 *квт*, напряжением 220 *в*. Число оборотов электродвигателя в минуту 1250 (для судов типа БОР-450)	6000	3000	12 000	16	30	300	5415
Лебедка буксирная электрическая (механическая вьюшка) с пневмоэлектрическим приводом и электродвигателем типа АОС 52/6 переменного тока мощностью 4,5 *квт*, напряжением 220 *в*. Число оборотов электродвигателя в минуту 860	12 000	1500	12 000	16,5	30	240	2700

Шлюпочные механизмы и устройства

Шлюпочные устройства служат для спуска шлюпок на воду и уборки их на судно.

В зависимости от типа используемого привода шлюпочные устройства разделяются на ручные и механические (главным образом электроприводные).

На современных судах шлюпки обычно устанавливают на главной или на второй палубе (спардеке) на ростр блоках (кильблоках). Для подъема и спуска шлюпок пользуются шлюпбалками.

Расположение шлюпки на второй палубе и склоняющиеся шлюпбалки показаны на рис. 62 и 63.

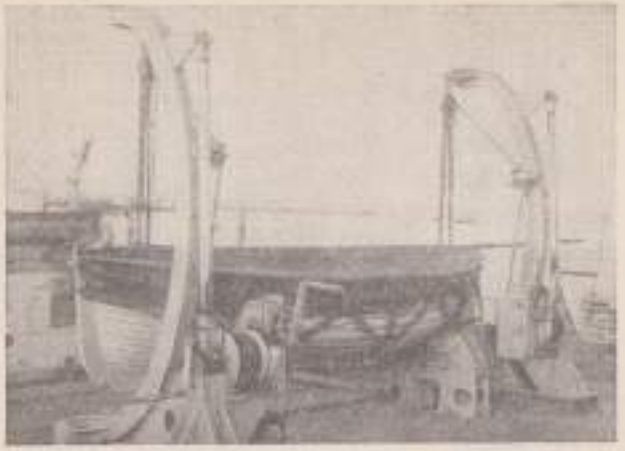


Рис. 62. Положение шлюпки «по-походному»

В этом шлюпочном устройстве кильблоки поставлены только с одной стороны, а с внешней стороны (со стороны борта)

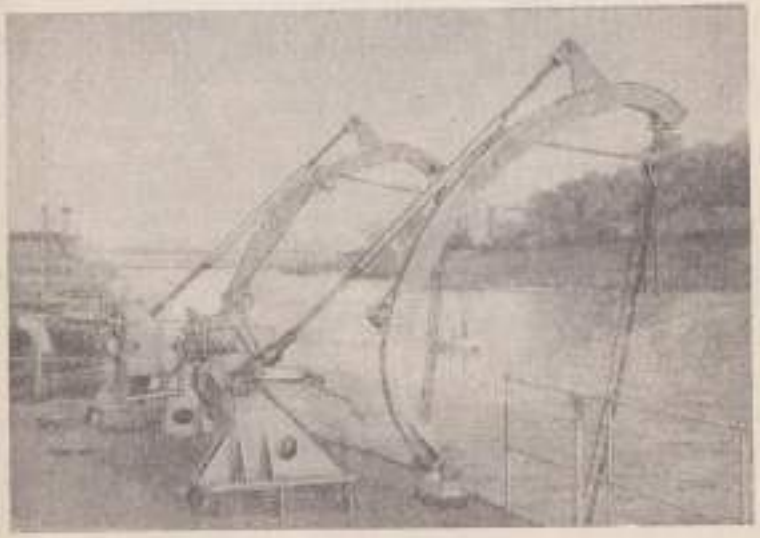


Рис. 63. Положение шлюпбалок при спуске (подъеме) шлюпки

отсутствуют. Корпус шлюпки притянут к ростр блокам специальными связями (найтовами).

Склоняющиеся шлюпбалки приводятся в действие при помощи специального устройства, состоящего из двух винтов и трубы-гайки. Один из этих винтов имеет однозаходную, а другой — трехзаходную винтовые трапецеидальные нарезки.

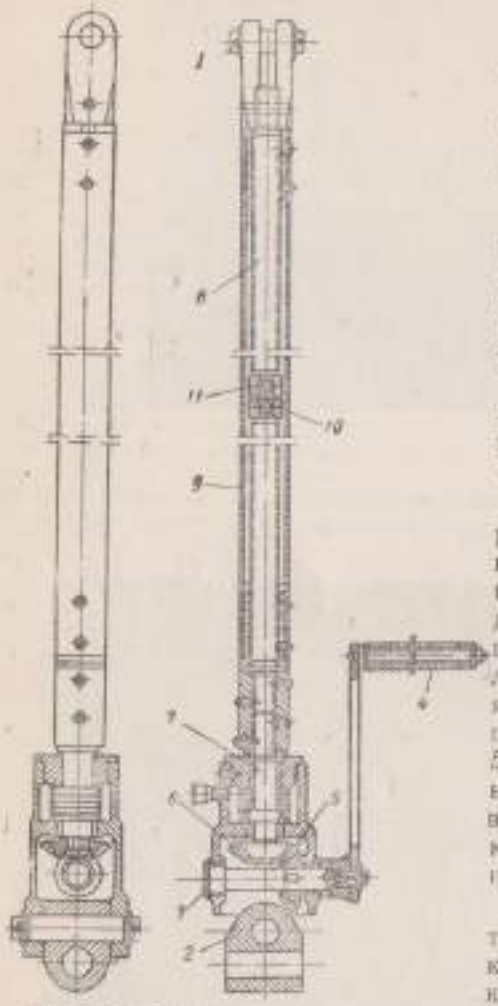


Рис. 64. Механизм изменения вылета склоняющейся шлюпбалки

Применение различной нарезки винтов предложено советским конструктором Иолко в целях ускорения и облегчения подъема и спуска шлюпки, что особенно важно при ручном приводе.

Понятно, что при расчете шлюпочного устройства грузоподъемность его должна соответствовать весу поднимаемой шлюпки (см. табл. 46).

На рис. 64 показано устройство механизма изменения вылета шлюпбалок, изображенных на рис. 62 и 63.

Шарнир *1* механизма укрепляется в верхней части шлюпбалки, а нижний шарнир *2* присоединяется к отдельной стойке, на которой помещается также ручная лебедка. Вращаемый рукояткой *4* ведущий валик *3* с парой конических шестерен *5* и *6* находится в корпусе нижнего шарнира. Верхний винт *8* с трехзаходной нарезкой соединен с вилкой верхнего шарнира.

Оба винта *7* и *8* ввернуты в соединяющую их гайку-трубу *9*. Вращение рукоятки через конические шестерни передается нижнему винту *7*, который вывинчивается из гайки-трубы *9* до тех пор, пока это движение не ограничит стопорная гайка *10*.

При дальнейшем вращении вместе с нижним винтом приходит во вращение гайка-труба *9*, которая свинчивается с верхнего винта *8* до того момента, пока другая стопорная гайка *11* не упрется в верхний опорный поясок гайки-трубы.

В процессе этого винты как бы раздвигаются и общая длина системы винт — гайка — винт увеличивается настолько, что шлюпбалка из положения «по-походному» оказывается вынесенной за борт.

Возвращение шлюпбалки в первоначальное положение достигается вращением рукоятки *4* в обратном направлении.

Различная нарезка верхнего и нижнего винтов (одно- и трехзаходная) позволяет выигрывать в силе в тот момент, когда весовая нагрузка на шлюпбалку противодействует движению, и в скорости — когда вес шлюпки способствует дальнейшему увеличению вылета шлюпбалки.

При подъеме шлюпки в гайку-трубу вначале ввинчивается однозаходный винт, а затем он вместе с гайкой-трубой навинчивается на верхний трехзаходный винт.

Эта конструкция отличается, однако, существенным недостатком: поскольку трехзаходные винты обычно не имеют свойств самоторможения, процесс склонения шлюпбалки заканчивается самопроизвольно, без помощи людей, что приводит к удару стопорной гайки об ограничительный выступ гайки-трубы. Последствия таких ударов отрицательно сказываются на прочности винтов.

Поэтому на многих речных и озерных судах механизм изменения вылета склоняющихся шлюпбалок изготовляют с одинаковыми винтами, имеющими двухзаходную нарезку.

На проектируемых крупных судах устанавливают шлюпбалки так называемого гравитационного типа и, как правило, снабжают их электроручными шлюпочными лебедками.

Лебедка для спуска и подъема шлюпки, имеющаяся в шлюпочном устройстве, изображенном на рис. 62 и 63, показана на рис. 65.

Механизм лебедки укрепляется на опорной стойке *1* нижнего шарнира механизма изменения вылета шлюпбалки.

Ось *3* нижнего шарнира *2* одновременно служит осью барабана *4* лебедки, на который наматывается лопарь (канат) шлюпочных талей.

На ось *3* барабан *4* посажен свободно, но ступица его жестко скреплена с большой цилиндрической шестерней *5* шпонкой *6*.

Малая цилиндрическая шестерня *7*, посаженная на промежуточный вал *8*, находится в зацеплении с большой цилиндрической шестерней *5*. На промежуточном валу *8* укреплена коническая шестерня *12*, сопряженная с другой конической шестерней *11*, сидящей на валике *9*.

Описываемая лебедка имеет безопасную рукоятку *10*. Если при спуске шлюпки эту рукоятку выпустить из рук, она автоматически останавливает вращение барабана.

Безопасность работы с такой рукояткой достигается путем применения спиральных пружин *13*, связывающих ее с храпо-

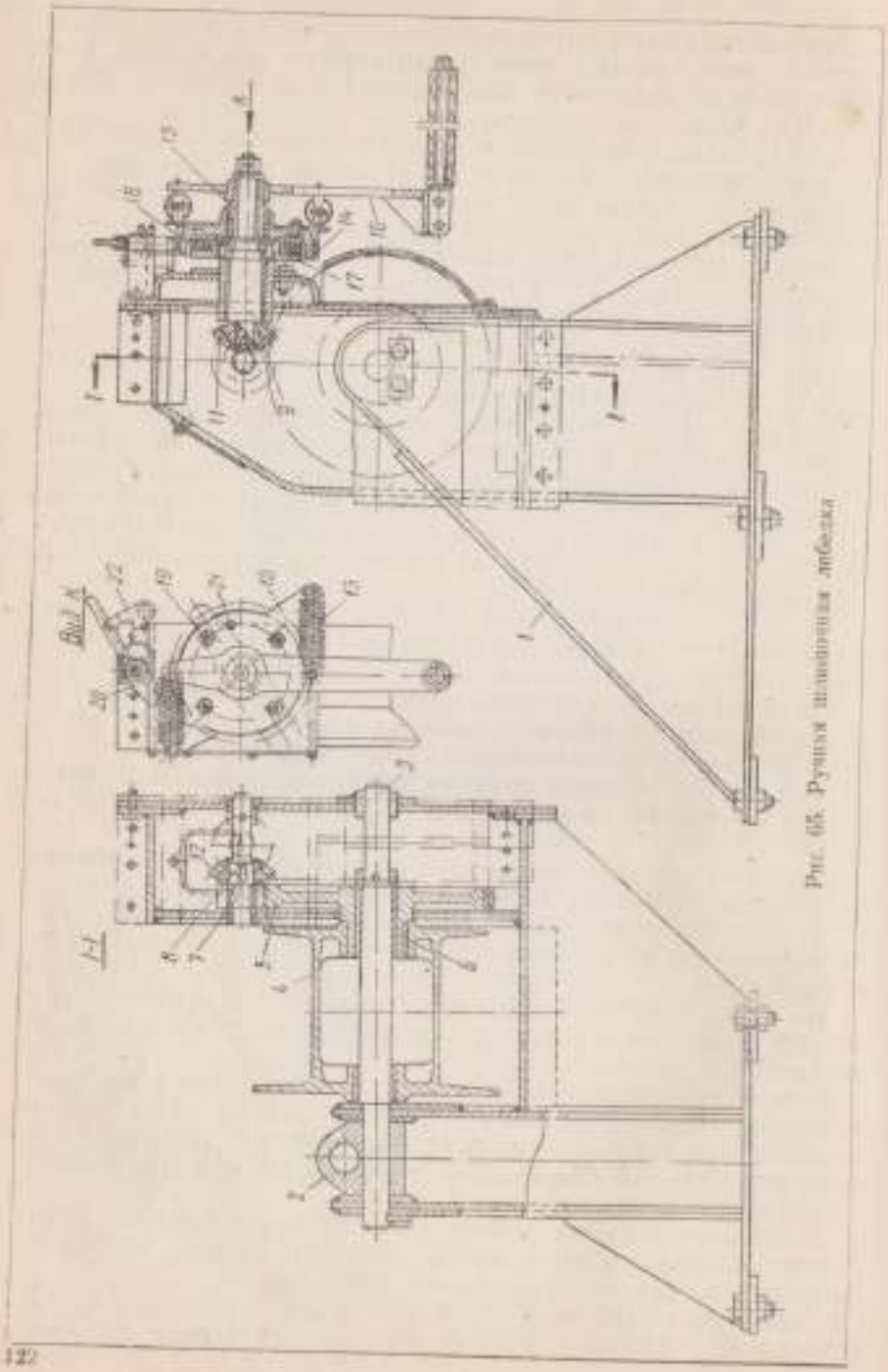


Рис. 65. Ручная шлюпочная лебедка

вым колесом *14*. Последнее навинчено на ступицу *15* рукоятки и благодаря пластинчатому фрикциону *16* при подъеме шлюпки вращает диск *17* валика *9*, на котором посажена коническая шестерня *11*.

Необходимое предварительное натяжение пружин *13* достигается поворотом имеющегося на храповом колесе регулировочного диска *18*, который после установки в нужное положение фиксируется болтами *19*.

Нажим пластин фрикциона происходит при смещении храпового колеса вдоль ступицы рукоятки в результате действия пружин.

По окончании подъема шлюпки, как только будет освобождена рукоятка, собачка *20*, упирающаяся в зубьях храпового колеса, затормозит его и таким образом не допустит раскручивания механизма в обратную сторону.

Для спуска шлюпки необходимо, чтобы пружины *13* получили дополнительное растяжение. Это достигается поворотом рукоятки в обратную сторону до упора в ограничитель *21* регулировочного диска.

При этом храповое колесо смещается вдоль оси от рукоятки и освобождает пластины фрикциона от сцепления. Таким образом шлюпка спускается без вращения рукоятки. Скорость спуска регулируется за счет небольшого углового смещения рукоятки от ограничителя назад, т. е. путем подтормаживания фрикционом.

Если в начале спуска шлюпки собственного ее веса окажется недостаточно для преодоления трения лопари в талях и движущихся частях лебедки, то она может быть опущена вращением рукоятки в сторону, противоположную стороне вращения ее при подъеме. Для этого необходимо предварительно отвести собачку от зубцов храпового колеса и закрепить ее в откинутом положении стопорным рычагом *22*.

Общий вид одной из конструкций электроручной лебедки показан на рис. 66. Внутри корпуса лебедки имеется зубчато-колесный редуктор, передающий вращение валу барабанов от электродвигателя. Слева имеется гнездо, в которое вставляется съемная рукоятка. С помощью этой рукоятки можно безопасно произвести спуск и подъем шлюпки вручную (при отключенном электродвигателе).

Шлюпочная электроручная лебедка ЛЭРШ-12-4 со щитком приборов управления ею показана на рис. 67.

К. п. д. шлюпочных талей можно определить из выражения

$$\eta_{шл} = \frac{1}{z^* s^{z^*}} \cdot \frac{s^{z^*}-1}{s-1}, \qquad (57)$$

где z^* — число блоков в шлюпочных талях;

$s = 1{,}1$ — для пеньковых лопарей.

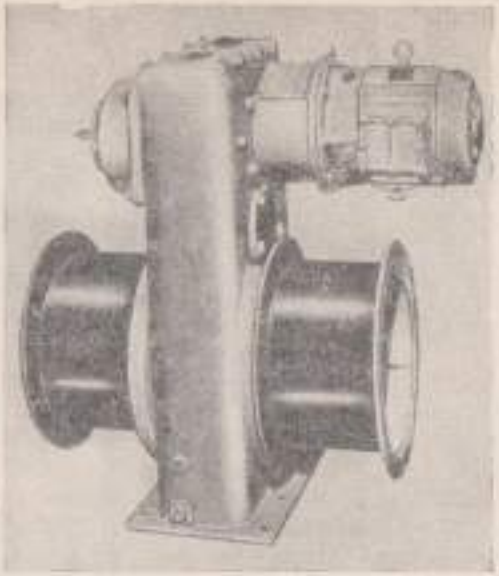


Рис. 66. Общий вид электроручной шлюпочной лебедки

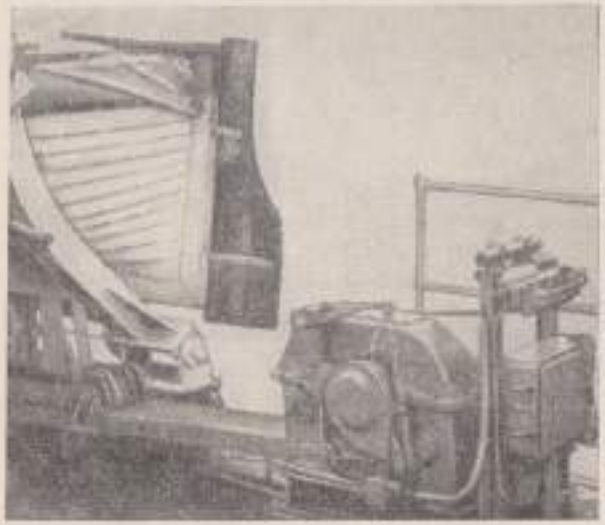


Рис. 67. Шлюпочная электроручная лебедка с пультом управления

Тяговое усилие на ведущем конце лопаря талей может быть определено по формуле

$$T_1 = \frac{Q}{z^{\cdot}\eta_{\text{ш}}\eta_{\text{р}}^{z}}\ кг, \tag{58}$$

где $\eta_{\text{ш}} \approx 0{,}9$ — к. п. д. ролика на шлюпбалке [1];

$$Q = 0{,}5\,(Q_1 + kQ_2) + Q_3 - \tag{59}$$

нагрузка на одну шлюпбалку в *кг*;

здесь Q_1 — вес корпуса шлюпки с полным снабжением;
Q_2 — суммарный вес находящихся в шлюпке людей при ее подъеме (в среднем по 75 *кг* на человека);
Q_3 — вес талей;
k — коэффициент неравномерности распределения людей в шлюпке, обычно принимаемый равным 1,1 для более загруженной ветви лопаря.

Скорость подъема шлюпок зависит от выбора типа привода. При ручном приводе желательно, чтобы она была не меньше 0,8 *м/мин*. Число людей, одновременно занятых подъемом шлюпки, не должно превышать 2 человек.

Если привод электрический, скорость подъема шлюпки принимают в пределах 9—15 *м/мин* (чаще порядка 9 *м/мин*).

Характеристики электроручных шлюпочных лебедок приведены в табл. 12.

Таблица 12

Марка	Тяговое усилие, *кг*	Скорость, *м/мин*		Диаметр каната, *мм*	Канатоемкость барабана, *м*	Усилие на рукоятке ручного привода, *кг*
		тяговая ветвь каната	набирание каната			
ЛЭРЩ6-6	750	40	6,5	9,3	30×2	4
ЛЭРШ6-8	750	40	6,5	9,3	30×2	4
ЛЭРШ12-4	2000	60	9	13,0	35×2	16
ЛЭРШ10	4000	50	10	15,5	30×2	4

Продолжение

Марка	Электродвигатель					Вес лебедки, *кг*
	тип	мощность, *квт*	число оборотов в минуту	напряжение, *в*	род тока	
ЛЭРШ6-6	МАП-11-4	1,0	1370	220	Переменный	356
ЛЭРШ6-8	ПИЗ-10	1,2	1500	220	Постоянный	420
ЛЭРШ12-4	МАП-12-У	3	1320	220	Переменный	560
ЛЭРШ10	МАП-22-4	3,2	1470	220	Переменный	1075

[1] Обычно на шлюпбалке устанавливают два направляющих ролика.

§ 15. ЭКСПЛУАТАЦИЯ СУДОВЫХ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МЕХАНИЗМОВ

В процессе эксплуатации подъемно-транспортного оборудования необходимо следить за его техническим состоянием, производить профилактический осмотр и ремонт.

Краны и грузовые стрелы

Помимо соблюдения правил эксплуатации судовых кранов и стрел [1], согласно которым не разрешается поднимать грузы, превышающие установленную грузоподъемность, и не допускаются к механизмам лица, не имеющие прав на управление ими, необходимо в период технического обслуживания кранов, грузовых лебедок и стрел выполнить обязательный перечень работ, приведенных в табл. 13.

Таблица 13

Вид работы	Периодичность
Проверка тормозов и фрикционов	Ежесменно (или перед предстоящими грузовыми работами)
Смазка механизмов	В соответствии с инструкцией
Проверка плотности затяжки болтовых соединений механизмов подъема, поворота и изменения вылета крана	Раз в пятидневку (или перед грузовыми операциями)
То же, механизмов передвижения	Раз в неделю
Проверка состояния канатов и их креплений	То же
Очистка, уборка и обтирка механизмов	Ежесменно (или после выполнения грузовой операции)

Конвейеры и транспортеры

Пуск конвейеров и транспортеров, как правило, должен производиться без груза, а остановка — после прекращения грузовых работ. Загруженный конвейер может быть остановлен только при крайней необходимости. Подобные остановки нежелательны, так как инерционные явления, связанные с резким изменением скорости движения тяжелых штучных грузов, могут вызвать поломку или преждевременный износ деталей механизма.

Смазка движущихся деталей конвейера производится в соответствии с действующей инструкцией по технической эксплуатации механизмов, с которой должен быть знаком обслуживающий персонал.

Очистка и уборка конвейера должны выполняться после окончания грузовой операции.

Механик судна должен периодически производить не реже трех раз за навигацию освидетельствование конвейера. Раз в неделю проверяют затяжку болтовых соединений приводной и натяжной секции (если длина конвейера перед выполнением грузовой операции изменяется, то затяжку болтовых соединений следует проверять перед пуском конвейера).

Во время грузовых работ надо систематически следить за вращением всех роликов и в случае остановки устранять ее причину, заменяя в необходимых случаях ролики запасными. Если наблюдается смещение конвейерной цепи или ленты в сторону, то конвейер должен быть немедленно остановлен и отрегулирован посредством натяжного устройства.

Грузовые платформы, лифты и подъемники

Как и другие подъемно-транспортные механизмы, грузовые платформы, лифты и подъемники должны иметь марки установленной для них грузоподъемности. Подъем или опускание грузов более тяжелых, чем предусмотрено для данного механизма, не допускается, так как это может вызвать поломку механизма.

Во время работы с указанными механизмами необходимо строго соблюдать правила, регламентированные инструкцией по эксплуатации механизмов.

Периодичность освидетельствований и характер выполняемых при этом работ также определены указанной инструкцией.

Перед началом грузовых работ механизм должен быть опробован путем опускания и подъема без груза. Замеченные неисправности должны быть устранены. По окончании погрузки или выгрузки механизм должен быть очищен и проверен в действии.

Обнаруженные в процессе грузовых работ мелкие неисправности механизма и слабина (люфты) должны быть устранены в период движения судна до следующего порта-пристани в порядке подготовки к предстоящим грузовым операциям.

Шлюпочные и другие грузоподъемные устройства

Помимо требований, которые предъявляются к судовым грузоподъемным механизмам, часто находящимся в действии, к шлюпочным и некоторым другим грузоподъемным устройствам (лебедкам), используемым сравнительно редко, предъявляются дополнительные требования. Их необходимо периодически проверять, чтобы в нужный момент они были готовы к действию.

[1] Требования, предъявляемые к эксплуатации грузовых механизмов, регламентированы Правилами технической эксплуатации портовых перегрузочных машин (МРФ, 1954). Они в значительной степени могут быть распространены и на грузовое оборудование судов.

При длительной стоянке у таких механизмов густеет смазка, между движущимися деталями попадают грязь и мусор, а на трущихся поверхностях появляется даже ржавчина.

Указанные явления недопустимы не только потому, что они приводят к преждевременному износу деталей, но и потому, что эти механизмы в ответственный момент (авария, пожар и т. д.) могут выйти из строя.

В связи с этим, независимо от того, насколько часто требуется в эксплуатации судна спуск или подъем шлюпок, шлюпочные лебедки и механизмы поворота (склонения) шлюпбалок должны быть проверены не реже одного раза в неделю, а их трущиеся части очищены и смазаны.

Смазка

Чтобы уменьшить трение (повысить к. п. д.) в трущихся деталях механизмов, их смазывают. Смазка снижает износ деталей, предохраняет поверхность металла от коррозии и способствует отводу тепла.

В подъемно-транспортных механизмах в качестве смазки применяют минеральные масла и консистентные (густые) смазочные смеси.

Из смазочных материалов наибольшее распространение получили автотракторные, дизельные, авиационные, цилиндровые, трансмиссионные и индустриальные масла. Марка применяемого масла зависит от удельного давления, скорости взаимного перемещения трущихся деталей, расположения деталей в пространстве, температуры помещения, конструкции смазочных устройств и других факторов.

Консистентные смазки — солидол, смазка УФ-2 (солидол Л жировой тугоплавкий, смазочные смеси используют в подшипниках качения, в открытых зубчатых передачах, во втулках блоков и опорных колес, на наклонных и вертикальных направляющих подъемников и в отдельных конструкциях подшипников скольжения.

Применять тот или иной вид и марку смазочного материала для каждого типа подъемно-транспортного механизма следует в соответствии с действующей инструкцией. Произвольная замена смазки одной марки другой не допускается, так как это может привести к повреждению механизма или к его преждевременному износу.

Наружную поверхность стальных канатов следует периодически смазывать густой смазкой.

В соответствии с правилами технической эксплуатации подъемно-транспортные механизмы надо смазывать с периодичностью, указанной в табл. 14.

В буксах и подшипниках снабженных кольцевой смазкой, масло по мере его убыли пополняют.

Таблица 14

Детали и узлы	Периодичность
Подшипники скольжения часто работающих механизмов, втулка опорных колес поворотного механизма кранов всех типов, шарниры механизмов вылета	Ежесменно (или перед началом грузовых работ)
Втулки подшипников скольжения канатных блоков механизма подъема и часто работающего механизма вылета, подшипники качения роликовых опор транспортеров (при разгрузке абразивных пылящих грузов)	Не менее одного раза в сутки (при длительных грузовых операциях)
Подшипники редко работающих механизмов, шарниры тормозов и фрикционов с электрическим и гидравлическим приводом	Два раза в неделю
Втулки подшипников скольжения канатных блоков редко работающих механизмов	Еженедельно
Открытые зубчатые передачи, подъемные канаты, работающие на гладких барабанах, подшипники качения кранов, расположенные на открытом воздухе	Раз в две недели
Канаты, работающие на желобчатых барабанах, шарниры рычажных передач, подшипники качения ходовых колес и опор роликов конвейеров и транспортеров, работающих с непылящими грузами	Ежемесячно

Устранение неисправностей подъемно-транспортных механизмов

Причинами неисправностей механизмов могут служить:
недостатки изготовления деталей и дефекты монтажа;
неправильная эксплуатация;
естественный износ.

Первый вид дефектов должен быть устранен при приеме нового или отремонтированного механизма в эксплуатацию; для этого его подвергают испытанию. Программу испытаний проектная организация (автор проекта механизма) согласовывает с заводом-изготовителем и заказчиком. При этом обычно предусматривают выполнение необходимых грузовых операций при различной загрузке механизма и последующую ревизию деталей для установления их надежности и пригодности к длительной эксплуатации.

Недостатки механизма, зависящие от его конструкции, выявляют во время эксплуатации и при необходимости вносят в механизм соответствующие конструктивные изменения.

Неправильная эксплуатация механизмов недопустима. Чтобы избежать ее, обслуживающий персонал должен пройти необходимую подготовку и сдать соответствующий экзамен (по теоретической и практической части). Лиц, управляющих судовыми подъемно-транспортными механизмами, механик периодически инструктирует.

Естественный износ механизма устраняется ремонтом и заменой изношенных деталей.

Следует отметить, что при внимательном обслуживании механизма и своевременном принятии профилактических мер срок его службы увеличивается.

При износе вкладышей подшипников зазор между вкладышем и шейкой вала увеличивается. Изношенные вкладыши должны быть отремонтированы или заменены. При появлении эллиптичности шейки вала более 0,002 его диаметра шейка должна быть проточена (эллиптичность можно устранить выпиловкой или шлифовкой) с постановкой вкладыша следующего ремонтного размера. Неисправности в работе подшипников качения могут быть вызваны недостатками уплотнения или неправильной установкой (перекос, чрезмерная затяжка, слабина).

При появлении трещин усталостного характера или сильном износе зубьев червячных и зубчато-колесных передач дефектные детали подлежат замене.

Неисправная работа тормозов может быть следствием нагревов при частом и длительном торможении, а также износа шарниров, накладок или загрязнения тормозных лент (дисков). Эти дефекты устраняют очисткой, регулировкой и заменой изношенных деталей.

Все основные узлы конструкции подъемно-транспортного механизма (ходовые части, механическое оборудование, фермы и т. д.) в соответствии с инструкцией подлежат периодическому освидетельствованию и проверке с целью установления грузоподъемности.

При износе или других дефектах грузоподъемность механизма может быть уменьшена.

Освидетельствование и проверку грузоподъемности судовых подъемно-транспортных механизмов обычно производят при приемке судна в эксплуатацию из ремонта.

Техника безопасности[3]

Кроме обычных требований, предъявляемых к любым механизмам, к эксплуатации подъемно-транспортного оборудования, работа которого сопряжена с опасностью травматизма и несчастных случаев, предъявляются специальные требования.

Для этого оборудования обязательны ограждения и специальные кожухи над выступающими и движущимися частями механизма. Кроме того, устанавливают предохранительные устройства и ограничители движения (концевые выключатели). Тормозные устройства грузоподъемных механизмов проектируют так, чтобы при прекращении воздействия на них человека, управляющего механизмом, последний немедленно автоматически затормаживался.

Местонахождение пульта управления подъемно-транспортным устройством определяют с учетом обеспечения видимости фронта работ. Рычаги управления располагают так, чтобы необходимое переключение производилось удобно и быстро.

Электрические провода и кабели должны иметь надежную изоляцию, которую следует проверять не реже одного раза в год (а в местах с высокой влажностью — два раза в год).

Машины с установленным на них электрооборудованием должны иметь заземление (соединение с корпусом судна).

Для предупреждения людей об опасности в соответствующих местах на видном месте должны быть вывешены плакаты. На механизме должны быть сделаны надписи, указывающие установленную для него грузоподъемность.

РАЗДЕЛ II

СУДОВЫЕ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ И УТИЛИЗАЦИОННЫЕ КОТЛЫ

Глава IV

ИСТОЧНИКИ ТЕПЛА И ПАРА

§ 16. КОНСТРУКЦИИ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ И УТИЛИЗАЦИОННЫХ КОТЛОВ

Для отопления и других бытовых целей на судах с двигателями внутреннего сгорания используют вспомогательные паровые котлы; такие котлы иногда устанавливают и на больших транспортных паровых судах, где они же дают пар для пародинамо, когда главные котлы не работают.

Вспомогательные котлы могут быть водогрейными и паровыми.

Водогрейные котлы служат для водяного отопления, а паровые могут быть использованы не только для системы парового отопления и бытовых нужд, но также в качестве источника пара для работы пародинамо.

Паровые вспомогательные котлы работают на твердом и на жидком топливе.

Наибольшее распространение на судах, построенных в период до 1940 г., получил вертикальный паровой котел системы русского инженера Шухова.

Этот котел состоит из внешнего цилиндрического барабана-корпуса, внутри которого находится барабан меньших размеров. Верхние части наружного и внутреннего барабанов закрыты выпуклыми донышками. Нижние края этих барабанов соединены.

Во внутреннем барабане установлены пучки водогрейных трубок, имеющих один и тот же наружный диаметр (обычно 51 *мм*).

Каждый из этих пучков расположен по отношению к близлежащему под углом 60°. Для улучшения циркуляции воды в

котле оси трубок имеют небольшой уклон. Топка расположена под трубками.

Горячие газы, образующиеся при горении топлива, омывают водогрейные трубки снаружи, сообщая воде, находящейся внутри них, тепло и выходят в дымовую трубу.

Для осмотра, очистки от накипи и развальцовки водогрейных трубок в наружном барабане (корпусе) парового котла устроены люки.

Образующийся пар собирается в паровом пространстве. Тягу регулируют заслонкой.

Вспомогательные котлы этой системы имеют поверхность нагрева 10—40 $м^2$ и рабочее давление пара 3—8 $кг/см^2$. Удельная паропроизводительность паровых котлов Шухова 18—22 $кг/м^2 \cdot час$.

В качестве вспомогательных котлов (кроме котлов Шухова) на судах используются котлы Фильда, Кларксона (с наперстко-образными трубами), горизонтальные и вертикальные огнетрубные (например, типа КОВ-2 (рис. 68), а также водогрейные ВНИИСТО, Стреля и др.).

На судах проектов № 10, 11 и 12 установлены котлы, работающие на мазуте и могущие использовать тепло отходящих (выхлопных) газов двигателей внутреннего сгорания.

Такие котлы называются комбинированными.

Вспомогательный паровой котел, установленный на пассажирских теплоходах типа «Доватор», показан на рис. 69. Он имеет следующую характеристику:

Рабочее давление	4	$кг/см^2$
Паропроизводительность	750	*кг/час*
Поверхность нагрева (со стороны воды)	35,35	$м^2$
Вес котла без воды	3770	*кг*
Число дымогарных трубок	178	

Котел снабжен форсункой низкого давления типа «Этна-90», которая может быть отрегулирована на расход топлива 40—90 *кг/час*, что дает возможность эксплуатировать котел при различных колебаниях расхода пара. С помощью форсунки производится воздушное распыливание топлива. Для этого судно снабжено воздуходувкой производительностью 1200 $м^3/час$ при напоре 500 *мм вод. ст.*

Воздуходувка приводится от электродвигателя мощностью 7,5 *квт* при 2820 *об/мин*.

Воздух, поступающий из котельного отделения к воздуходувке, очищается, проходя через фильтр.

Топливо подается через электромагнитный быстрозапирающийся клапан, отключающий подачу топлива при прекращении горения форсунки.

В настоящее время разработаны автоматизированные отопительные котлоагрегаты паропроизводительностью 100, 250

в 500 *кг/час* при давлении пара 3 *кг/см*², работающие на жидком топливе, с электровентилятором, насосом и автоматикой, предназначающимися для целей отопления и хозяйственно-бытовых нужд.

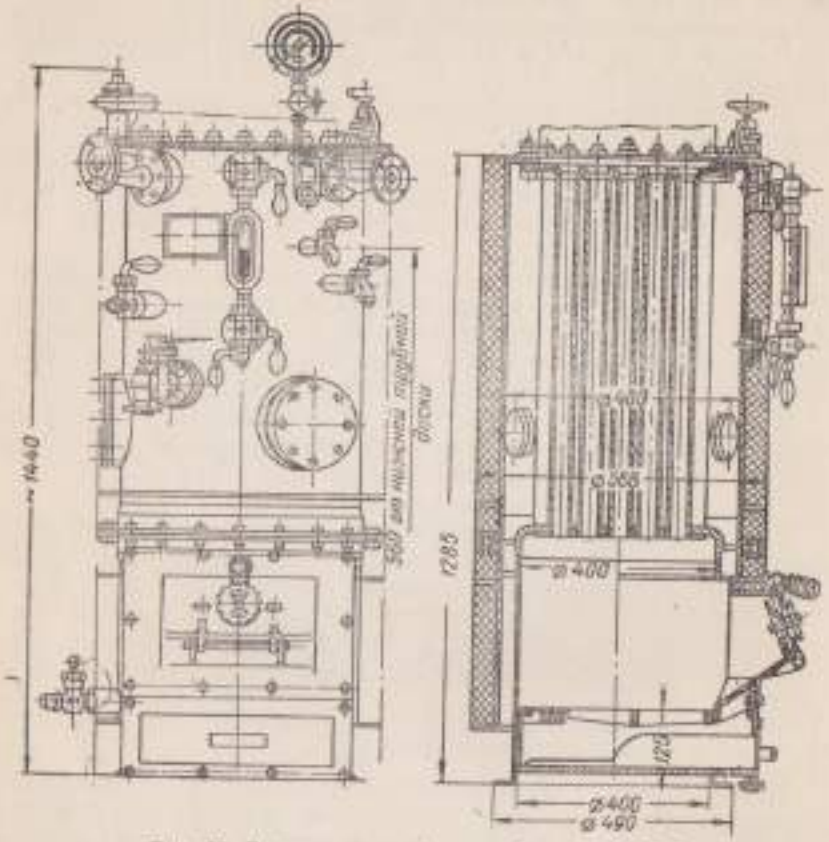


Рис. 68. Вспомогательный паровой котел КОВ-2

На рис. 70 показана принципиальная схема автоматизированного котельного агрегата КОАВ-68, имеющего следующую характеристику:

Тип	водогрейный огнетрубный
Теплопроизводительность	68000 *ккал/час*
Рабочее давление	1,8 *кг/см*²
Поверхность нагрева	2,53 *м*²
Расход топлива (дизельное с теплотворной способностью 10 180 *ккал/кг*)	8,15 *кг/час*
Потребляемая мощность	0,7 *квт*
Вес (без воды)	395 *кг*

На судах с двигателями внутреннего сгорания значительное количество тепла уходит с отходящими газами. Для использо-

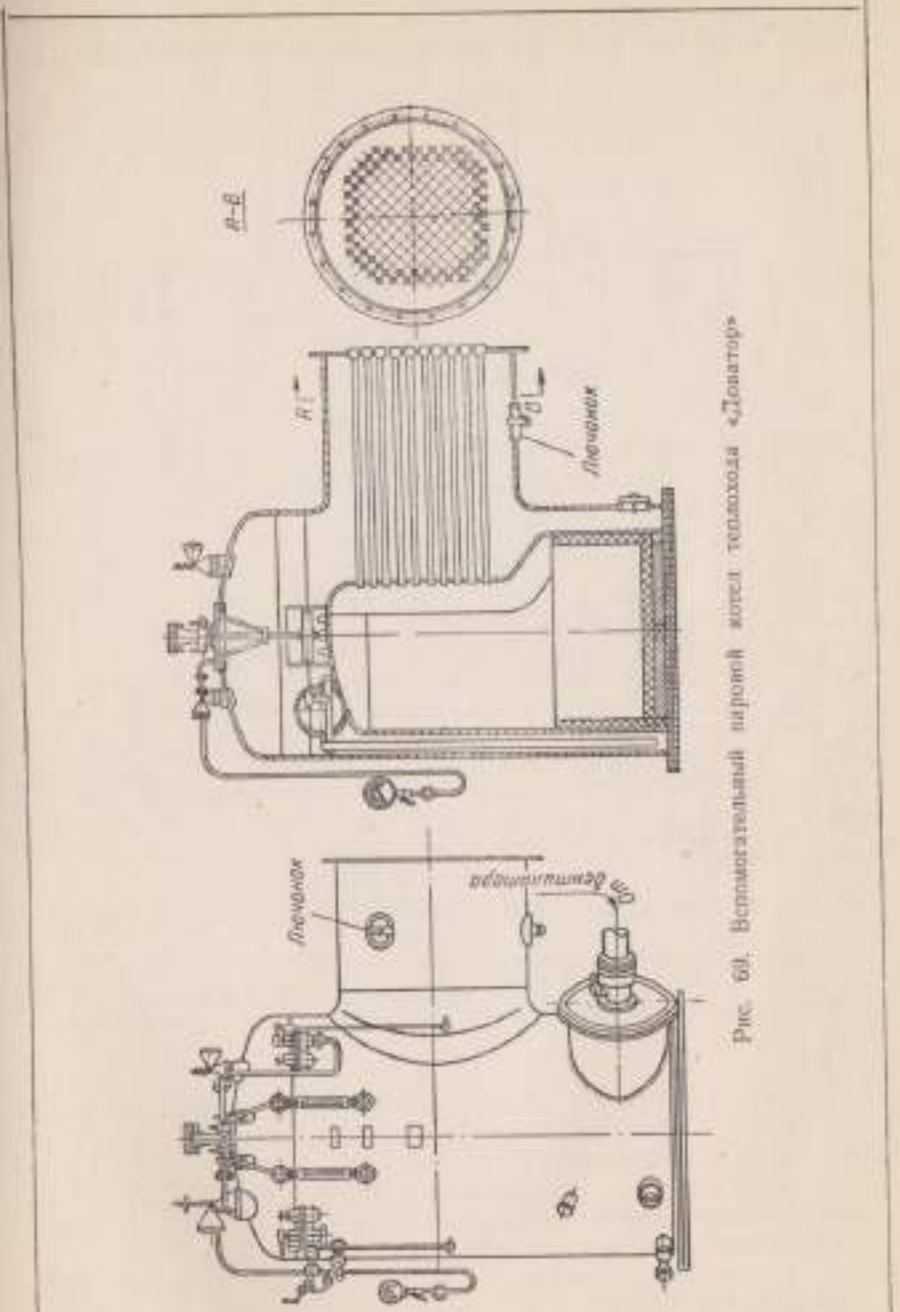


Рис. 69. Вспомогательный паровой котел теплохода «Дюватор»

вания этого тепла, а также подогретой при охлаждении двигателей воды конструкторы создали специальные устройства.

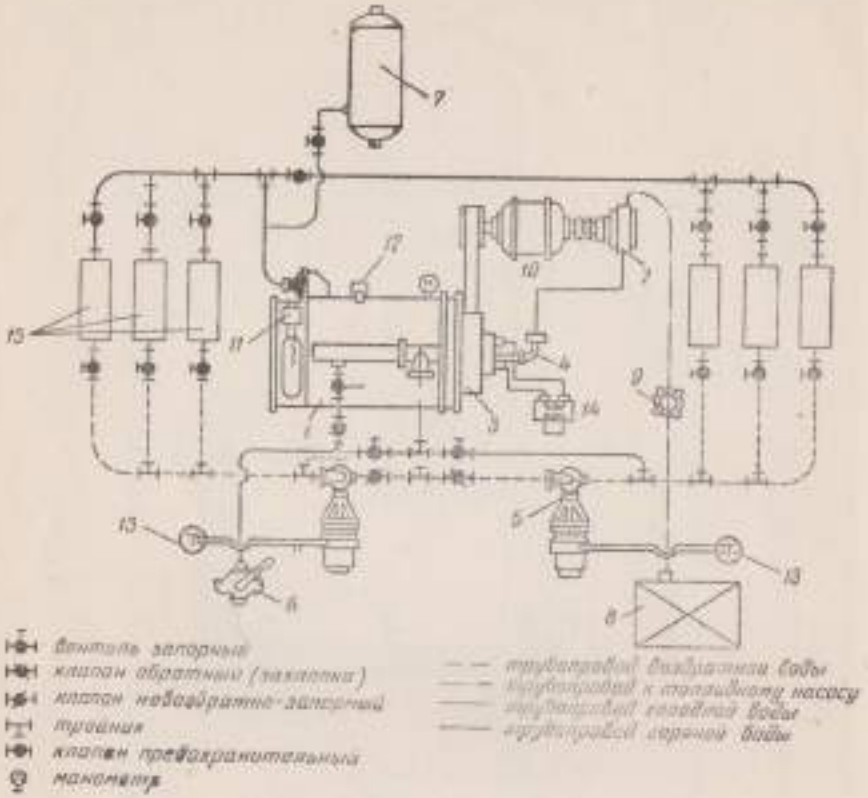


Рис. 70. Принципиальная схема автоматизированного котлоагрегата КОАВ-68:

1 — котел; *2* — топливный насос; *3* — вентилятор; *4* — форсунка; *5* — циркуляционный насос; *6* — ручной насос; *7* — пневмобак горячей воды; *8* — бак для топлива; *9* — фильтр-отстойник; *10* — электродвигатель; *11* — газовая защита (горелки); *12* — регулятор температуры горячей воды; *13* — регулятор температуры помещения; *14* — трансформатор; *15* — грелка

В 1909 г. в России впервые были построены и сданы в эксплуатацию «приспособления для использования тепла отходящих газов от дизельных установок».

В этом же году Коломенский завод установил первый утилизационный котел на буксирном теплоходе мощностью 800 *л. с.* с целью нагрева воды для бытовых нужд команды.

Современные утилизационные паровые котлы имеют более совершенную конструкцию.

Температура отходящих газов, поступающих в утилизационный паровой котел, при работе двигателя с полной нагрузкой достигает (в °С) *:

у четырехтактных быстроходных двигателей . .	340—370
у четырехтактных тихоходных двигателей . .	370—410
у двухтактных быстроходных двигателей . .	210—220
у двухтактных тихоходных двигателей . . .	280—310

За счет тепла отходящих газов в утилизационном котле можно использовать:

от четырехтактных двигателей	180—300 *ккал/э. л. с. ч.*
от двухтактных двигателей	140—200 »

В судовых утилизационных паровых котлах можно получить 0,2—0,4 *кг* пара на одну эффективную лошадиную силу в час.

Мощность строящихся и проектируемых двигателей современных речных и озерных судов достигает 1200—2400 *э. л. с.*, что при установке утилизационного котла дает возможность получить 240—960 *кг* пара в час.

В связи с переменным режимом работы силовой установки на судне количество тепла, поступающее от двигателей с отходящими газами, может быть в отдельные периоды недостаточным для удовлетворения потребностей в паре, вырабатываемом утилизационным паровым котлом. Поэтому в судовых условиях применяют комбинированные паровые утилизационные котлы (как на буксирных теплоходах мощностью 600 *л. с.* и сухогрузных теплоходах мощностью 800 *л. с.* постройки завода «Красное Сормово») или (как на теплоходах типа «Доватор» и дизель-электрическом ледоколе «Дон») устанавливают утилизационные котлы и дополнительно к ним — вспомогательный котел.

Утилизационные котлы разделяются на следующие группы.

1. По конструктивному выполнению — на:
   а) газотрубные;
   б) водотрубные;
   в) газоводотрубные.
2. По давлению пара — на:
   а) котлы низкого давления (3—4 *кг/см²*);
   б) котлы среднего давления (8—10 *кг/см²*).
3. По скорости движения газов — на:
   а) котлы с малой скоростью движения газов (10—20 *м/сек*);
   б) котлы с высокой скоростью движения газов (20—40 *м/сек*).

* В соответствии с международной системой единиц СИ температура измеряется в градусах Кельвина (°К); при пересчете в абсолютную температуру к значению температуры °С нужно прибавить 273,16°.

4. По типу отопления — на:

а) котлы, которые могут работать попеременно на отходящих газах и на жидком или твердом топливе;

б) котлы, в которых одновременно используется тепло отходящих газов и тепло сжигаемого топлива.

Для судовых условий наилучшими являются конструкции утилизационных паровых котлов, которые удовлетворяют следующим требованиям:

1) работают с высоким коэффициентом теплопередачи, имеют относительно небольшую поверхность нагрева, малые габариты и малый вес;

2) имеют глушитель, который может быть заменен без демонтажа всей установки;

3) имеют свободный доступ для очистки поверхностей от сажи и накипи.

Утилизационный паровой котел характеризуют следующие данные:

а) поверхность нагрева (общая и удельная — приходящаяся на 1 *э. л. с.*);

б) давление пара в *кг/см²*;

в) паропроизводительность (общая и удельная, приходящаяся на 1 *э. л. с. ч*);

г) скорость газов в *м/сек*;

д) коэффициент теплопередачи в *ккал/м² · час · град*;

е) к. п. д. котла;

ж) коэффициент экономии тепла.

На рис. 71 показана схема выхлопных трубопроводов грузо-пассажирского теплохода типа «Доватор».

Отходящие газы от двигателей, проходя по газоходам утилизационных котлов, нагревают воду и превращают ее в пар. Как уже указывалось выше, для получения пара в периоды стоянки этих судов используется вспомогательный паровой котел, изображенный на рис. 70.

На грузовых теплоходах мощностью 800 *л. с.* типа «Большая Волга» постройки завода «Красное Сормово» установлены комбинированные паровые котлы. Котлы эти имеют четыре горизонтально расположенных пучка дымогарных труб общей поверхностью нагрева 8 *м²*, омываемых отходящими газами от двигателей внутреннего сгорания, и вертикальные трубы, по которым проходят газы, образующиеся в результате горения мазута в факеле форсунки. Поверхность нагрева, омываемая газами от форсунки, составляет 10 *м²*.

Возможна раздельная работа этого котла (на выхлопных газах от двигателей или от форсунки) и одновременная. Паропроизводительность котла при работе на отходящих газах 150 *кг/час*, а от форсунки 180 *кг/час*.

Конструкторы стремятся не только к автоматизации существующих типов вспомогательных утилизационных и комбини-

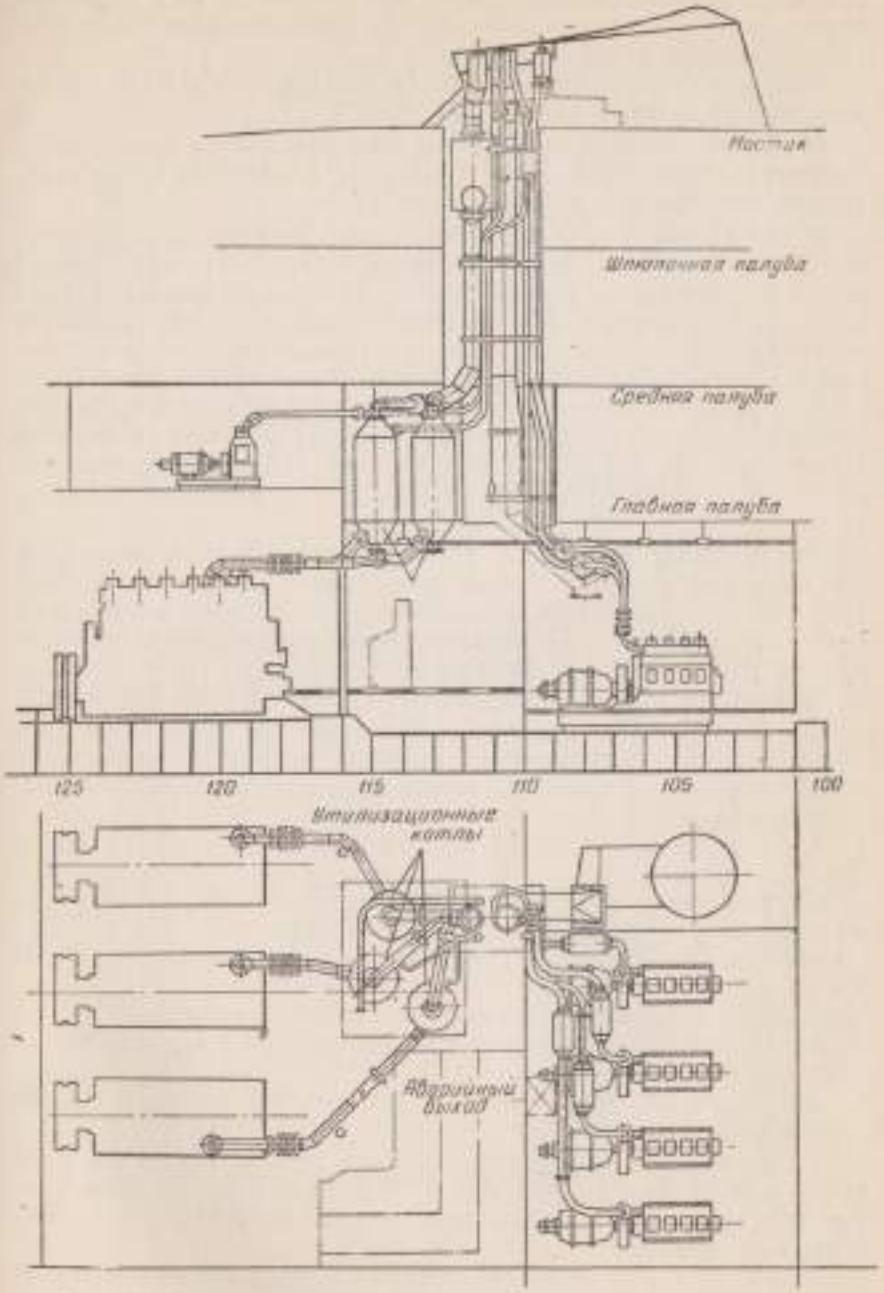


Рис. 71. Схема трубопроводов отходящих газов грузо-пассажирского теплохода типа «Доватор»

рованных паровых и водогрейных котлов, но также к созданию новых котлоагрегатов, в которых все процессы, связанные с их эксплуатацией, автоматизированы.

Одним из таких котлоагрегатов является КОАВ-68, схема которого была показана на рис. 70.

На основе котлоагрегата этого типа разработан проект автоматизированной водогрейной установки КОАВ-200 теплопроизводительностью 200 *тыс. ккал/час.*

В состав этого котлоагрегата входит следующее оборудование, смонтированное на общей раме *6* (рис. 72): водогрейный котел *1* с топочным устройством *2*, топливный шестеренчатый насос *3*, циркуляционный вихревой насос *4* и центробежный вентилятор *5*, а также аппаратура автоматического регулирования защиты и сигнализации. Котел—огнетрубного типа, имеет корпус овальной формы, одну жаровую трубу и два трубчатых газохода: первый вокруг жаровой трубы и второй в верхней части котла. В газовом тракте первого газохода имеется завихритель, обеспечивающий турбулентное движение горячих газов.

Котлоагрегат КОАВ-200 обслуживается быстросъемной нерегулируемой форсункой с механическим распыливанием топлива. Все обслуживающие механизмы и система автоматического регулирования работают от электродвигателей переменного или постоянного тока напряжением 220 или 110 *в*. Суммарная мощность, потребляемая котлоагрегатом КОАВ-200, 3,5 *квт*.

На основе обобщения опыта эксплуатации судовых вспомогательных и утилизационных паровых котлов рекомендована двухпозиционная схема их автоматизации («включено»—«выключено»).

Автоматизация любого вспомогательного парового котла предусматривает:

регулирование давления пара в пределах 4—5 *кг/см*^{2} путем включения и отключения топливного насоса;

воспламенение факела форсунки от электрической дуги при пуске топливного насоса;

пуск вентилятора одновременно с пуском топливного насоса (с выдержкой времени между подачей воздуха и топлива и воспламенением);

регулирование уровня воды в котле путем включения и отключения питательного насоса;

защитное устройство, отключающее подачу топлива к форсунке при обрыве факела или в случае, если он не воспламенился, а также при уменьшении (ниже допустимого) уровня воды в котле;

световую и звуковую сигнализацию, предупреждающую об обрыве факела горения и снижения уровня воды в котле;

автоматическую продувку котла.

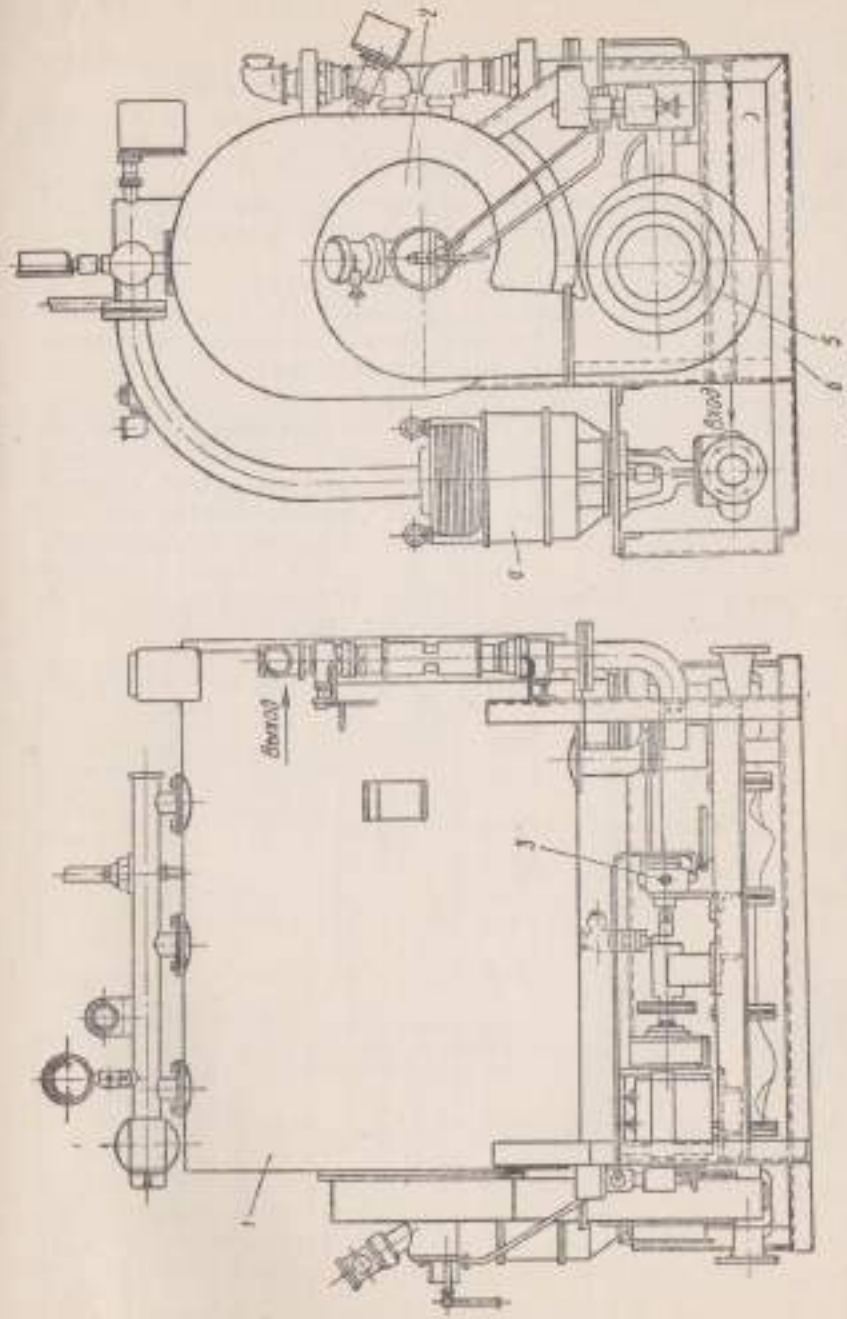


Рис. 72. Судовой автоматизированный котлоагрегат КОАВ-200

Система автоматики утилизационного парового котла предусматривает:

пуск циркуляционного и питательного насосов одновременно с запуском главных двигателей внутреннего сгорания;

регулирование давления пара в заданных пределах путем воздействия на газовую заслонку (пропуск отработавших газов в котел или, минуя котел, в выхлопную трубу);

световую и звуковую сигнализацию, предупреждающую об остановке циркуляционного насоса и падении уровня воды в котле.

Естественно, что автоматизация котла требует также: поддержания заданного уровня питательной воды в теплом ящике и периодической (или постоянной) подачи топлива в расходную цистерну, чтобы уровень его всегда был в заданном диапазоне.

Перечисленные общие требования ко всем системам автоматизации судовых вспомогательных и утилизационных котлов могут быть в различных схемах удовлетворены по-разному. Предпочтение получают схемы автоматизации, более простые и надежные в эксплуатации. В таких схемах, как правило, используется оборудование, серийно выпускаемое промышленностью.

Основные характеристики судовых вспомогательных и утилизационных котлов приведены в табл. 15.

Таблица 15

Тип котла	Марка	Поверхность нагрева, м²	Рабочее давление кг/см²	Паропроизводительность кг/час	Теплопроизводительность, ккал/час	Вес без воды / с водой, кг
Паровой огнетрубный вертикальный (на жидком топливе с паровоздушной форсункой)	КОВ-8	8	5	150	—	1070 / 1330
То же	КОВ-4	4,2	2	80	—	635 / 770
» »	КОВ-2	2,7	2	50	—	480 / 590
Отопительный автоматизированный котлоагрегат	—	—	5	1000	Техническая документация разрабатывается	
То же	—	—	7	500		
» »	—	—	3	250		
» »	—	—	3	100		
Котлы отопительные водогрейные секционные по ГОСТ 7252—54 (завода «Нева»)	—	1,5	2	—	14 000	274 / —
	—	2,14	2	—	22 000	313 / —
	—	2,78	2	—	30 000	378 / —
	—	3,42	2	—	38 000	445 / —
	—	3,74	2	—	42 000	479 / —

Продолжение табл. 15

Тип котла	Марка	Поверхность нагрева, м²	Рабочее давление кг/см²	Паропроизводительность, кг/час	Теплопроизводительность, ккал/час	Вес без воды / с водой, кг
Автоматизированный котлоагрегат	КОАВ-68	2,53	1,8	—	68 000	395
Водогрейный утилизационный котел-глушитель	КУБ	6	Техническая документация разрабатывается			
То же	КУ4-5	4,5	—	—	33 000—39 000	362 / 430
» »	КУ 1,7	1,7	—	—	15 000	161 / 199
Паровой водотрубный котел завода «Ленинская кузница»	КВЦ 15/5	15	5	450		2120 / 2700
Паровой вертикальный котел завода «Теплоход»	—	16	12	295	—	4940 / 6410
Отопительный водогрейный котел (типа Стрела)	—	15,5	4	—	124 000	2110
	—	19,9	4	—	159 200	2534
Водогрейная плита-котел	ПК-5	—	—	—	5000	181 / 237
То же	ППК	—	—	—	10 500	290 / 370
Котел утилизационный комбинированный огнетрубный паровой для теплоходов мощностью 2×400 *э. л. с.* (завода «Красное Сормово»)	—	8* / 10	4	—	—	4060 / 5430
То же, для теплоходов и земснарядов мощностью 300—350 *э. л. с.*	—	9* / 10	4	—	—	3460 / 4520

* В числителе указана поверхность нагрева, омываемая отходящими газами, в знаменателе — омываемая горячими газами от форсунки. Котел может одновременно и раздельно работать на отходящих газах и топливе.

§ 17. АРМАТУРА И ГАРНИТУРА ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ КОТЛОВ[1]

Вспомогательные и утилизационные паровые котлы, так же как и главные судовые паровые котлы, имеют следующую арматуру: предохранительные клапаны, питательные (невозвратные) клапаны, водомерные колонки со стеклом и кранами про-

[1] Настоящий раздел излагается кратко; подробные сведения по этому вопросу излагаются в курсе «Судовые силовые установки».

дувания, пробные краны, манометры, краны верхнего и нижнего продувания, указатели наивысшей огневой точки и нижнего предельно допустимого уровня воды в котле, парозапорные вентили и т. п.

Это оборудование разделяется на арматуру парового и арматуру водяного пространств. Как видно из самого определения, эти виды арматуры и по исполнению и по характеру эксплуатации отличаются друг от друга. Оборудование, обслуживающее паровое пространство (предохранительные клапаны, парозапорные вентили и т. д.) и находящееся в зоне насыщенного или перегретого пара, должно быть приспособлено к длительной и надежной эксплуатации в условиях высокой температуры, переменной влажности и возможного отложения солей при их выпаривании из воды.

Детали арматуры водяного пространства все время находятся в воде и могут подвергаться действию не только высокой температуры и отлагающегося шлама, но и химических реактивов, вводимых в котел при применении антинакипина и работе содорегенеративных и натрий-катионитовых установок.

В зависимости от назначения арматура котла разделяется на следующие группы:

запорно-разобщительная — стопорные клапаны, питательные клапаны, краны продувания;

предохранительная — предохранительные клапаны;

контрольно-измерительные приборы — манометры, термометры, водоуказательные приборы и пр.

Запорно-разобщительная арматура и предохранительные устройства нормализованы по:

условным давлениям;

условным проходам;

типу уплотняющих частей (клапаны, краны);

направлению потока (проходные, угловые, трехходовые клапаны, краны-манипуляторы);

способу присоединения к трубопроводу [фланцевое, резьбовое (муфтовое)].

Предохранительные клапаны судовых паровых котлов, как правило, пружинные, а не грузовые.

Манометры разделяются по классам точности (число, обозначающее класс точности, указывает погрешность манометра в процентах от наибольшего показания по шкале).

По исполнению манометры разделяются на технические (общего назначения), контрольные (для проверки приборов на месте установки) и образцовые (для особо точных измерений).

В судовых условиях пользуются техническими манометрами, имеющими шкалу с пределом градуировки в зависимости от давления пара в котле.

Температуру воды, пара, горячих газов измеряют с помощью

термометров, которые разделяются на ртутные, манометрические, сопротивления, термопары, оптические и др.

Конструкции термометров и указателей уровня воды в котле выбирают в зависимости от условий эксплуатации котельной установки. При автоматизации ее эти приборы должны служить датчиками, и с их показаниями связываются импульсы, управляющие работой котельной установки.

Судовые паровые котлы, как и всякие сосуды, работающие под давлением, строго контролируются Речным Регистром РСФСР, который согласует все проекты котлов и ведет наблюдение за их постройкой и эксплуатацией.

Гарнитурой называется оборудование, непосредственно относящееся к огневым пространствам котлов (фронтоны, колосниковые решетки, форсунки и пр.). Для сжигания дров применяют фартучные топки, а для угля — колосниковые решетки (из балочных, плиточных и так называемых беспровальных колосников).

Жидкое топливо сжигают с помощью форсунок, которые разделяются на круглопламенные (Шухова, Вагенера, Габеля, Бомса) и плоскопламенные (Бест-КРП, Александрова и др.).

По способу распыливания топлива форсунки разделяются на паровые, воздушные, механические и комбинированные.

Наибольшее распространение для судовых вспомогательных котлов получили форсунки Шухова, Вагенера и Бест-КРП. Для автоматизированных котельных установок более удобны форсунки с механическим распыливанием топлива (с быстросменными шайбами).

§ 18. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ КОТЛОВ

В работе парового котла различают три периода:

подготовка и подъем пара;

стационарный (работа на сравнительно постоянном режиме);

прекращение действия котла.

Подготовка котла к действию заключается в подаче воды, проверке исправности арматуры, питательных насосов и средств автоматики, включении в действие форсунки, ее регулировке (или открытии газового тракта для прохода отходящих газов двигателя) и подаче пара (горячей воды) потребителю.

Во избежание расстройства швов и соединений период поднятия давления и температуры пара в котле должен быть достаточно длительным. Если котел обслуживается паровой форсункой, в топке его сжигают ветошь, пропитанную топливом, дрова и т. п. до того момента, пока с появлением давления пара в котле начнет работать форсунка. Подачу топлива и пара на форсунку увеличивают постепенно, плавно открывая парозапорный вентиль.

После того как установится нормальный (по температуре и

давлению) режим работы котла, следят за исправностью действия питательных средств и средств автоматики. Далее переходят на режим автоматической работы котельной установки, периодически проверяя по приборам и табло надежность ее действия.

Независимо от исправности световой и звуковой сигнализации рекомендуется не реже одного раза за вахту тщательно осмотреть котел, чтобы убедиться в его нормальной работе.

Перед прекращением действия котла его также следует осмотреть, перевести на ручное управление и только после этого перекрыть подачу топлива к форсунке. Котел охлаждают постепенно, при закрытом фронтоне и дымоходе, чтобы не подвергать его резким температурным перепадам.

Правильный монтаж соединений арматуры, соблюдение условий медленного нагревания и охлаждения котла и заботливый уход за ним во время эксплуатации обеспечивают длительную надежную работу котельной установки.

Однако и в процессе нормальной эксплуатации котла возникают условия, ухудшающие его работу (отложение накипи на трубках и сажи со стороны огневого пространства).

В связи с этим необходимо, даже применяя подготовку питательной воды (введение антинакипина, умягчение воды в натрий-катионитовых установках, сбор и использование конденсата и т. п.), периодически останавливать котел и производить его чистку.

Период действия котла между котлочистками (межпромывочный период) устанавливается службой судового хозяйства (механико-судовой службой) в зависимости от характеристики питательной воды в данном бассейне, конструкции котла, наличия средств термохимической обработки воды и опыта работы судовых механиков судов с котлами данного типа.

Неисправности в работе котлов сказываются главным образом в нарушении плотности фланцевых (муфтовых) соединений арматуры и в нарушении взаимодействия отдельных элементов средств автоматики. Все эти неисправности могут и должны быть устранены в условиях эксплуатации судна (замена прокладок, регулировка пружин и т. п.).

Если давление в котле превысило допустимое, а также при упуске воды или аварии, котел должен быть предъявлен к осмотру инспектору Речного Регистра для решения вопроса о технологии ремонта, последующего испытания и возможности дальнейшей эксплуатации котла. Администрация судна, линейные и групповые механики не имеют права решать этот вопрос без согласования с инспектором Речного Регистра РСФСР.

РАЗДЕЛ III

СУДОВЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МЕХАНИЗМЫ

Глава V

МЕХАНИЗМЫ СУДОВЫХ СИСТЕМ

§ 10. ОБЩЕЕ ПОНЯТИЕ О СУДОВЫХ НАСОСАХ

Насосом называется механизм или аппарат, предназначенный для перемещения по трубопроводам жидкостей или газов.

В зависимости от назначения насосы разделяются на две основные группы: насосы общего назначения и насосы специальные.

Насосы общего назначения применяют для перекачивания чистой воды и жидкостей, имеющих сходные с ней свойства (мало отличающиеся от воды вязкость и химическую активность).

Специальные насосы отличаются от насосов общего назначения тем, что их конструкция удовлетворяет дополнительным требованиям, связанным с особенностями перекачивания тех жидкостей, для которых они предназначены (фекальные, торфяные, землесосные, насосы для химически активных и легкоиспаряющихся жидкостей и т. п.).

По принципу действия насосы разделяются на поршневые (прямодействующие и приводные), лопастные (центробежные, диагональные, вихревые и пропеллерные), ротационные (зубчатоколесные, винтовые и коловратные) и струйные (инжекторы и эжекторы).

Судовые насосы по назначению делят на две группы: насосы, обслуживающие силовую установку, и насосы, обслуживающие судовые системы.

К первой группе насосов относятся мокровоздушные, котельные, питательные, циркуляционные, охлаждающие, масляные, масло- и топливоперекачивающие, топливные и другие, действие которых неразрывно связано с работой силовой установки (паровой машины, паровой турбины, двигателя внутрен-

вего сгорания, газовой турбины со свободнопоршневым генератором газа и др.).

Ко второй группе относятся насосы общесудового назначения, действие которых непосредственно не связано с работой силовой установки, однако наличие которых на судне обязательно, так как они необходимы для работы судовых систем. К этим насосам относятся балластные, трюмно-осушительные, пожарные и санитарные.

В зависимости от наличия специальных систем: водоопреснительной, фановой, пенотушения, вентиляции, гидрофоров питьевой и мытьевой воды, а также холодильных установок и т. п., на судах устанавливают насосы и вентиляторы, обслуживающие указанные системы и аппараты. При проектировании новых и модернизации существующих судов стремятся автоматизировать работу судовых систем.

К основным техническим данным, характеризующим работу насоса, относятся:

производительность Q — количество жидкости, перекачиваемое насосом в единицу времени и измеряемое в кубических метрах в час и литрах в минуту.

Насос выбирают определенной производительности, сообразуясь с его назначением (например, питательный насос должен иметь производительность, равную паропроизводительности обслуживаемого им парового котла плюс некоторый запас, производительность санитарного насоса выбирается в соответствии с потреблением воды на хозяйственные нужды судна и т. п.);

развиваемый напор H — давление, которое должен создавать насос, чтобы он мог транспортировать жидкость по трубопроводу от места приема к месту подачи, в килограммах на квадратный сантиметр или метрах водяного столба.

Напор, развиваемый насосом, должен обеспечивать транспортировку жидкости на заданную высоту с учетом всех потерь на преодоление местных сопротивлений и на трение в трубопроводах.

потребляемая мощность N — мощность, необходимая для работы насоса с расчетной производительностью при заданном напоре. С учетом к. п. д. самого насоса эта мощность составляет

$$N = \frac{QH}{270\eta} \text{ л. с.}, \qquad (60)$$

где Q — производительность насоса в *м³/час;*
H — общий напор в *м вод. ст.*, развиваемый насосом;
η — общий к. п. д. насоса, учитывающий все виды потерь внутри насоса.

Формула (60) справедлива для любых жидкостей, если под общим напором H понимать напор в метрах водяного столба, который для других жидкостей равен произведению напора $H_ж$

в метрах столба перекачиваемой жидкости на ее удельный вес $\gamma_ж$.

Отсюда

$$N = \frac{\gamma_ж H_ж Q}{270\eta} \text{ л. с.} \qquad (61)$$

Если насос имеет электрический привод, то удобнее необходимую мощность электродвигателя определять в киловаттах. В этом случае формула (61) может быть представлена в таком виде:

$$N = \frac{\gamma_ж H_ж q}{0{,}102\eta} \text{ квт}, \qquad (62)$$

где $q = \frac{Q}{3600}$ — производительность насоса в *м³/сек.*

Общий напор насоса определяют по формуле

$$H = H_{вс} + h_{вс} + H_н + h_н \text{ м вод. ст.}, \qquad (63)$$

где $H_{вс}$ — напор, теоретически необходимый для всасывания жидкости насосом (для воды геометрическая высота всасывания — расстояние по вертикали от уровня приема до центра насоса);

$H_н$ — напор, теоретически необходимый для нагнетания жидкости на заданную высоту (для воды геометрическая высота нагнетания — расстояние по вертикали от центра насоса до уровня подачи);

$h_{вс}$ и $h_н$ — потери напора на преодоление сопротивлений во всасывающем и нагнетательном трубопроводах и арматуре.

В формулу (63), строго говоря, должно быть введено еще одно дополнительное слагаемое — напор, затрачиваемый на создание начальной скорости всасываемой жидкости, но для судовых условий это слагаемое ввиду работы судовых насосов со сравнительно небольшими скоростями жидкости весьма мало, и им, за исключением некоторых особых случаев, можно пренебречь.

Питательные насосы отличаются от большинства других насосов тем, что они должны развивать напор, достаточный не только для подъема воды, но также для преодоления давления в паровом котле.

При этом необходимо учитывать, что для преодоления давления в одну техническую атмосферу требуется напор, равный столбу воды высотой в 10 *м*.

Насосы, предназначенные для подачи питательной воды в паровые котлы, развивают напор 175—180 *м вод. ст.* и выше, в то время как топливные насосы обычно могут развивать напор 12—15 *м. вод. ст.*

Кроме подъема воды, пожарный насос должен выбрасывать из брандспойта струю со значительной скоростью, на что расходуется большая доля развиваемого насосом напора.

Первые два слагаемых в формуле (63) $H_{вс} + h_{вс}$ (напор всасывания) не могут быть сколь угодно велики. Сумма их ограничена вполне определенным пределом: при отсутствии потерь во всасывающем трубопроводе ($h_{вс} = 0$) даже для холодной воды геометрическая высота всасывания не может быть больше одной физической атмосферы, которая, в свою очередь, равна столбу воды высотой 10,33 *м* (или столбику ртути высотой 760 *мм*).

Однако при расчете насосов приходится учитывать не только потери во всасывающем трубопроводе, которых полностью избежать невозможно, но также давление паров перекачиваемой жидкости. Таким образом, наибольшая высота всасывания равна

$$H_{вс} = 10{,}33 - h_{вс} - h_{п.п}. \qquad (64)$$

где 10,33 — одна физическая атмосфера, выраженная в *м вод. ст.*;

$h_{вс}$ — потери во всасывающем трубопроводе в *м вод. ст.*;

$h_{п.п}$ — давление паров перекачиваемой жидкости при данной температуре в *м вод. ст.*

Чтобы представить себе, какое влияние оказывает давление паров перекачиваемой жидкости на высоту всасывания, рассмотрим, как изменяется давление паров воды при атмосферном давлении с изменением температуры воды (табл. 16).

Таблица 16

Температура воды, °С	Давление водяных паров, *м вод. ст.*
10	0,125
20	0,236
30	0,429
50	1,25
80	4,8
100	10,33

Из приведенной таблицы видно, что воду при температуре, близкой к 100° С при атмосферном давлении насос всасывать не будет, как бы велика ни была его всасывающая способность.

Поскольку высота всасывания у насосов ограничена, их стремятся располагать как можно ближе к уровню перекачиваемой жидкости, а там, где это возможно, устанавливать ниже уровня приема. При этом обеспечиваются наиболее благоприятные условия работы насоса (с подпором), что особенно важно при перекачивании легкоиспаряющихся, вязких и горячих жидкостей.

Насосы разных типов отличаются различной всасывающей способностью. Для сравнения ниже приведены данные, характеризующие высоту всасывания центробежных и поршневых прямодействующих насосов (табл. 17).

Приводные поршневые насосы имеют меньшую всасывающую способность по сравнению с прямодействующими поршневыми насосами. Их всасывающая способность в значительной степени зависит от числа оборотов кривошипного вала.

Таблица 17

Тип насоса	Температура воды, °С							
	10	20	30	40	50	60	70	80
Центробежный . .	6	5	4	3	2	1	—	—
Поршневой прямодействующий . . .	8,4	8,2	7,8	7,4	6,7	5,5	4,0	1,6

Зависимость высоты всасывания воды в метрах водяного столба при различной температуре от числа оборотов кривошипного вала у приводных поршневых насосов при атмосферном давлении приведена в табл. 18.

Таблица 18

Число оборотов кривошипного вала в минуту	Температура воды, °С						
	0	10	20	40	50	60	70
50	7,0	6,5	6,0	5,5	4,0	2,5	0
60	6,5	6,0	5,5	5,0	3,2	2,0	0
90	5,5	5,0	4,5	4,0	2,5	1,0	0
120	4,5	4,0	3,5	3,0	1,5	0,5	0
150	3,5	3,0	2,5	2,0	0,5	0	0
180	2,5	1,5	1,0	0	0	0	0

Всасывающая способность тихоходных поршневых приводных насосов выше, чем центробежных.

Быстроходные поршневые приводные насосы, наоборот, уступают в этом отношении центробежным, так как с увеличением скорости перекачиваемой жидкости и числа оборотов кривошипного вала на их работу сильное влияние оказывают инерционные свойства жидкости.

Жидкости, вязкость которых превышает 8—10 усл. град*, перекачивать трудно. Чтобы уменьшить вязкость, их предварительно подогревают.

Сильно «газирующие» нефтепродукты (бензины, туймазинская нефть и др.) перекачивать трудно, так как при всасывании они быстро переходят в парообразное состояние, что резко снижает производительность насоса, а иногда делает перекачивание вообще невозможным.

Для откачивания таких жидкостей используют погружные насосы, вакуум-насосы или применяют на нефтестанциях, оборудованных поршневыми насосами, гидроэжекторные установки, создающие у всасывающего патрубка поршневого насоса давление (подпор).

* По международной системе единиц СИ, введенной ГОСТ 9867—61, динамическую вязкость измеряют в ньютон-секундах на квадратный метр (*н. сек/м*²).

Потери на трение при движении жидкости в трубах можно определить, пользуясь формулой д'Арси:

$$h = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \gamma \text{ м вод. ст.}, \quad (65)$$

где λ — опытный коэффициент, характеризующий трение;
l — длина трубопровода в *м*;
d — внутренний диаметр трубопровода в *м*;
v — скорость движения жидкости внутри трубы в *м/сек*;
g — ускорение силы тяжести (9,81 *м/сек*^{2});
γ — удельный вес жидкости в *кг/м*^{3}.

Для воды часто принимают $\lambda = 0{,}03$. Для вязких жидкостей при струйном (ламинарном) режиме

$$\lambda \approx \frac{64}{\mathrm{Re}}; \quad (66)$$

при вихревом (турбулентном) режиме

$$\lambda \approx \frac{0{,}3164}{\sqrt[4]{\mathrm{Re}}}, \quad (67)$$

где Re — число Рейнольдса, определяемое по выражению

$$\mathrm{Re} = \frac{vd}{\nu}, \quad (68)$$

где v — скорость жидкости в *см/сек*;
d — диаметр трубопровода в *см*;
ν — кинематическая вязкость жидкости в стоксах (*см*^{2}*/сек*), определяемая по специальным таблицам[1].

Если число Рейнольдса Re<2000, то обычно наблюдается струйный (ламинарный) режим течения, при Re>2000 — вихревой (турбулентный).

Скорость v при перекачивании воды в нагнетательных трубопроводах принимают обычно в пределах 1,5—2,0 *м/сек*, а во всасывающих трубопроводах 1,0—1,5 *м/сек*.

Для вязких жидкостей ее принимают равной: в нагнетательных трубопроводах 1,0—1,5 *м/сек* и во всасывающих 0,6—0,7 *м/сек*.

Диаметр трубопровода можно определить по выражению

$$d = \frac{1}{30} \sqrt{\frac{Q}{\pi v}} \text{ м}, \quad (69)$$

где Q — производительность в *м*^{3}*/час*;
v — принятая скорость в трубопроводе в *м/сек*.

[1] По международной системе единиц СИ кинематическая вязкость измеряется в квадратных метрах в секунду (*м*^{2}*/сек*).

Потери напора в местных сопротивлениях (коленах, задвижках, фильтрах и т. п.) могут быть определены и по формуле Вейсбаха

$$h = \frac{v^2}{2g} \gamma \sum \xi \text{ м вод. ст.}, \quad (70)$$

где $\Sigma\xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений, которая определяется путем арифметического сложения коэффициентов ξ, взятых из таблиц, характеризующих потери в отдельных местных сопротивлениях (колена, задвижки и пр.).

В некоторых таблицах даются не коэффициенты местных сопротивлений ξ, а длины прямого трубопровода, эквивалентные потерям на преодоление местных сопротивлений. В таком случае можно пользоваться только формулой д'Арси, считая, что местные сопротивления как бы увеличивают общую длину трубопровода.

§ 20. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Классификация поршневых насосов

Поршневые насосы разделяются:

по расположению цилиндров — на вертикальные, горизонтальные и наклонные;

по конструкции рабочего органа — на поршневые и плунжерные;

по способу приведения в действие — на приводные и прямодействующие. В отличие от приводного насоса, у которого штоки поршней гидравлических цилиндров крейцкопфами и шатунами связаны с кривошипным валом, получающим вращение от двигателя, у парового прямодействующего насоса давление пара на поршень в паровом цилиндре передается жидкости через поршень гидравлического цилиндра непосредственно. Это объясняется тем, что оба поршня у прямодействующего насоса связаны друг с другом общим штоком, а кривошипный механизм у них отсутствует;

по кратности действия — на насосы простого действия, двойного действия, дифференциальные, тройного действия, четверного действия (рис. 73).

Насос простого действия (рис. 73,*а*) осуществляет прерывистую подачу жидкости (за один ход — всасывание жидкости, и при обратном ходе — нагнетание). Такие насосы применяются главным образом в качестве смазочных, так как в этом случае допустимо резкое изменение подачи и достаточна малая производительность насоса.

В насосе двойного действия (рис. 73,*б*) имеется два приемных и два нагнетательных клапана. При работе этого насоса

поочередно происходит в одной полости всасывание, а в другой — нагнетание. Такие насосы чаще всего выполняют паровыми прямодействующими (например, насос Блека). Они отличаются значительной неравномерностью подачи.

Дифференциальный насос представляет собой как бы сочетание насоса двойного действия с насосом простого действия.

В дифференциальном насосе (рис. 73,*а*) всасывание происходит периодически, а нагнетание — непрерывно. Такие насосы применяют при небольших длинах всасывающих трубопроводов и малых высотах всасывания.

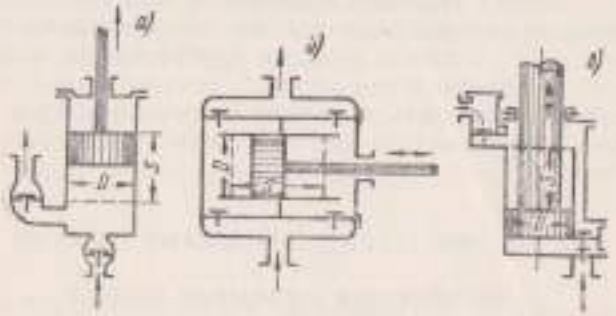


Рис. 73. Схемы поршневых насосов

Сдвоенные дифференциальные насосы компактны, надежны в действии и могут обеспечить непрерывность не только нагнетания, но и всасывания. Для равномерной подачи диаметр штока должен быть равен

$$d = \frac{D}{1{,}41},$$

где D — диаметр поршня.

Насос тройного действия представляет собой комбинацию трех насосов простого действия, выполненных в одном блоке. Такие насосы делают приводными и кривошипы вала располагают под углом 120° друг к другу.

Насос четверного действия представляет собой объединение в одном блоке двух насосов двойного действия. Такие насосы строят приводными, с расположением кривошипов под углом 90° друг к другу, и прямодействующими.

Прямодействующие паровые насосы четверного действия получили широкое распространение на паровых судах, где они используются в качестве санитарных, пожарных, топливоперекачивающих и т. п. (например, насосы Вортингтона).

С увеличением кратности действия производительность насоса при тех же геометрических размерах гидравлического цилиндра возрастает. Если бы шток не занимал некоторой части объема цилиндра у насосов двойного и четверного действия, то увеличение производительности у них по сравнению с

производительностью насоса простого действия полностью соответствовало бы увеличенной кратности действия.

Основные размеры насоса — диаметр D и ход поршня S. Подача жидкости в среднем за один ход составляет:

для насосов простого действия и дифференциальных насосов

$$A'_{ср} = 0{,}5FS; \tag{71}$$

для насосов двойного действия

$$A''_{ср} = 0{,}98FS; \tag{72}$$

для насосов тройного действия

$$A'''_{ср} = 1{,}5FS; \tag{73}$$

и для насосов четверного действия

$$A''''_{ср} = 1{,}96FS. \tag{74}$$

В общем виде средняя (теоретическая)[1] подача поршневого насоса за один ход может быть определена по выражению

$$A_{ср} = kFS \ м^3, \tag{75}$$

где k — коэффициент, зависящий от кратности действия и составляющий 0,5; 0,98; 1,5; 1,96;

F — площадь поршня в $м^2$;

S — ход поршня в $м$.

Все описанные выше поршневые насосы имеют определенную степень неравномерности подачи $\delta_н$, под которой принято понимать отношение мгновенной максимальной подачи $A_{макс}$ к средней подаче $A_{ср}$ за два хода поршня. Степень неравномерности подачи также характеризует отношение максимальной скорости движения поршня $c_{макс}$ к его средней скорости $c_{ср}$ и отношение соответствующих скоростей течения жидкости в напорном трубопроводе[2]:

$$\delta_н = \frac{A_{макс}}{A_{ср}} = \frac{q_{макс}}{q_{ср}} = \frac{c_{макс}}{c_{ср}} = \frac{v_н^{макс}}{v_н^{ср}}. \tag{76}$$

Рассмотрим диаграмму подачи для приводного насоса простого действия (рис. 74).

Насос простого действия за один ход поршня (S—$2r$) производит нагнетание, а за второй ход всасывание жидкости.

Если бы подача жидкости совершалась равномерно в течение двух ходов поршня, то ее можно было бы изобразить в виде прямоугольника OKNMO, площадь которого равновелика площади, ограниченной ветвью синусоиды и осью абсцисс. Ор-

[1] Формула (75) не учитывает потери на пропуски жидкости через неплотности.

[2] Последнее справедливо для случаев, когда на трубопроводе насоса отсутствует воздушный колпак, влияние которого объяснено далее.

дината MN в определенном масштабе показывает среднюю производительность насоса $q_{ср}$ в секунду, а в другом масштабе — среднюю скорость поршня $c_{ср}$ или среднюю скорость течения жидкости в нагнетательном трубопроводе. Мгновенные (действительные, а не средние) значения указанных величин характеризуются ординатами синусоиды $A—Fr\ \mathrm{Sin}\ \beta$.

На отрезке диаграммы, соответствующем второму ходу поршня (всасыванию), эти величины равны нулю.

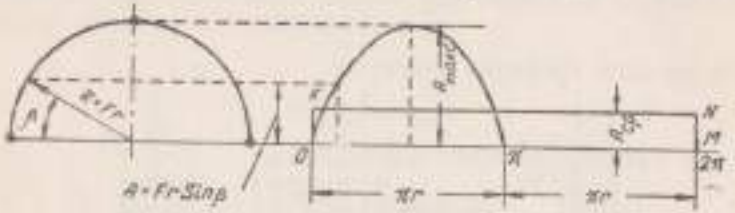


Рис. 74. Диаграмма подачи приводного насоса простого действия

Максимальная подача насоса простого действия за один ход поршня в секунду равна:

$$A_{макс} = c_{макс} F,$$

$$c_{макс} = r\omega = \frac{rn\pi}{30},$$

где ω — угловая скорость вращения кривошипа;

r — радиус кривошипа;

n — число оборотов кривошипного вала в минуту.

Тогда

$$A_{макс} = Fr\frac{\pi n}{30}. \qquad (77)$$

Средняя секундная подача за два хода поршня

$$A_{ср} = c_{ср} F = F\frac{5n}{60} = F\frac{2rn}{60} = Fr\frac{n}{30}. \qquad (78)$$

Степень неравномерности подачи у насоса простого действия составит

$$\delta_q' = \frac{Fr\frac{\pi n}{30}}{Fr\frac{n}{30}} = \pi = 3{,}14.$$

Для насоса двойного действия (рис. 75), поскольку подача осуществляется за оба хода поршня, степень неравномерности будет в 2 раза меньше, т. е.

$$\delta'' = \frac{\pi}{2} = 1{,}57.$$

В насосе тройного действия синусоиды отстают друг от друга по фазе на $\frac{1}{3}\pi$ (рис. 76) *.

Степень неравномерности подачи у такого насоса еще меньше и составляет

$$\delta_q''' = \frac{\pi}{3} = 1{,}047.$$

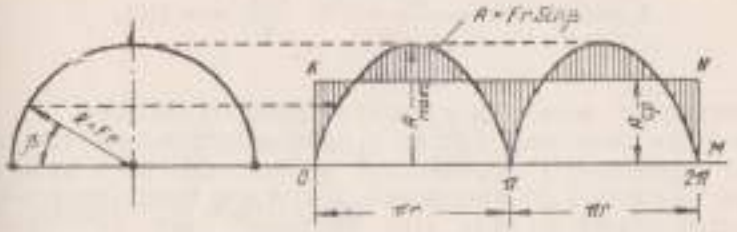


Рис. 75. Диаграмма подачи приводного насоса двойного действия

Что же касается насосов четверного действия, то у них синусоиды за два хода поршня пересекаются при повороте кривошипа на углы 45, 135, 225 и 315°.

Подача из нагнетающего цилиндра при указанном положении кривошипов будет равна

$$A = Fr\sin 45° = Fr\frac{\pi n}{30}\frac{\sqrt{2}}{2}.$$

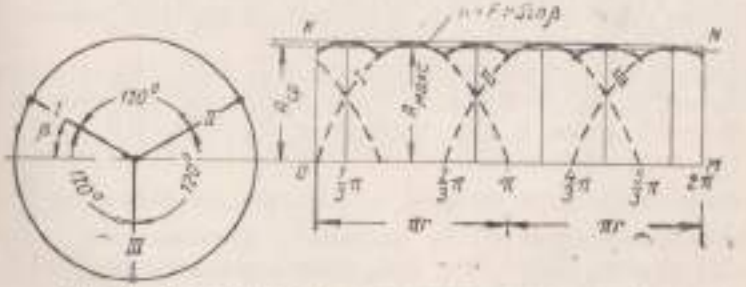


Рис. 76. Диаграмма подачи приводного насоса тройного действия

Максимальная подача

$$A_{макс} = 2A = Fr\frac{\pi n}{30}\sqrt{2}.$$

* На этом рисунке римскими цифрами обозначены кривошипы коленчатого вала.

Так как суммарная подача насоса четверного действия равна четырем подачам насоса простого действия,

$$A_{ср} = 4Fr\frac{n}{30}.$$

Степень неравномерности у насоса четверного действия

$$\delta_n^{4} = \frac{A_{макс}}{A_{ср}} = \frac{Fr\frac{\pi}{30}\sqrt{2}}{4Fr\frac{n}{30}} = \frac{\sqrt{2}}{4}\pi = 1{,}11,$$

т. е. несколько выше, чем у насосов тройного действия.

Скорость движения поршня у прямодействующего (не имеющего кривошипа) поршневого насоса двойного действия быстро возрастает до максимума, а затем к концу хода поршня быстро падает до нуля. При перемене хода наблюдается пауза, сопровождающаяся прекращением подачи.

Производительность любого поршневого насоса может быть выражена формулами:

$$q = \frac{A_{ср}}{S}c_{ср}\ м^3/сек, \tag{79}$$

$$q = \alpha_0 kFc_{ср}\ м^3/сек, \tag{80}$$

где, кроме известных величин, α_0 — объемный к. п. д., учитывающий пропуски в насосе.

В новых насосах с хорошо пригнанными уплотнениями $\alpha_0 = 0{,}98—0{,}95$, тогда как при разработавшихся уплотнениях α_0 иногда снижается до 0,5. В среднем в расчетах обычно принимают $\alpha_0 = 0{,}9$.

Средней скоростью поршня задаются: для насосов с ручным приводом $c_{ср} \approx 0{,}2—0{,}4$ *м/сек*; для прямодействующих насосов $c_{ср} \approx 0{,}4—0{,}6$ *м/сек* и для приводных $c_{ср} \approx 0{,}6—0{,}8$ *м/сек*.

При определении размеров цилиндра насоса задаются также отношением хода поршня к диаметру цилиндра $\beta = \frac{S}{D}$.

Для прямодействующих насосов β принимают в пределах 0,8—2,0 (чаще 1,0—1,43), для приводных насосов $\beta \approx 1{,}2—1{,}8$ (и выше).

Число оборотов вала для приводных насосов обычно принимают в пределах 50—180 в минуту.

Число двойных ходов поршня в минуту для прямодействующих насосов колеблется в довольно широких пределах (от 9 до 120). Чаще всего для насосов средней производительности при проектировании его принимают в пределах 20—50.

Из выражения

$$q = \alpha_0 kFc_{ср}$$

можно определить значение диаметра гидравлического цилиндра насоса, подставив в него:

$$F = \frac{\pi D^2}{4};\quad c_{ср} = \frac{2Sn}{60}\ \text{и}\ S = \beta D,$$

откуда

$$q = \frac{\alpha_0 k\pi D^2 2\beta Dn}{4\cdot 60} = \frac{\alpha_0 k\pi D^3 \beta n}{120};$$

$$D^3 = \frac{120q}{\alpha_0 k\pi\beta n};$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{120q}{\alpha_0 k\pi\beta n}}. \tag{81}$$

Ход поршня определяется как

$$S = D\beta\ м. \tag{82}$$

Диаметр парового цилиндра D прямодействующего насоса определяют из условия равновесия сил, действующих на поршни в гидравлическом и паровом цилиндрах, откуда может быть получено выражение

$$D_n = D\sqrt{\frac{H}{10(p_1 - p_2)\eta}}, \tag{83}$$

где H — расчетный напор в *м вод. ст.*;

$p_1 — p_2$ — разность давлений пара в цилиндре в *кг/см²*;

η — общий к. п. д. насоса, принимаемый в расчетах около 0,5 для небольших и 0,7 для крупных насосов (значения к. п. д. несколько занижены по сравнению с действительными для обеспечения некоторого резерва).

Мощность парового поршневого насоса

$$N_i = \frac{QH}{270\eta_{г.а}}\ и.\ л.\ с., \tag{84}$$

где $\eta_{г.а}$ — гидравлический общий к. п. д., равный 0,80—0,85.

Потребляемая мощность приводного насоса

$$N_e = \frac{QH}{270\eta\eta_{пер}}\ э.\ л.\ с., \tag{85}$$

где $\eta_{пер}$ — общий к. п. д. передач от двигателя к коленчатому валу насоса.

Произведение $\eta\eta_{пер}$ в формуле (85) может быть заменено $\eta_у$ — общим к. п. д. насосной установки, который у малых насосов составляет 0,5—0,6, а у крупных 0,6—0,7.

Часовой расход пара на работу прямодействующего поршневого насоса

$$G = g_i N_i,$$

где g_i — удельный расход пара на 1 *и. л. с. ч.*, достигающий в этих насосах весьма значительной величины (40—60 *кг/и. л. с.*).

Меньшие значения g_i наблюдаются у крупных насосов, бо́льшие — у малых.

Несмотря на более высокие механические потери у приводных поршневых насосов по сравнению с прямодействующими, последние менее экономичны вследствие высокого удельного расхода пара на 1 *и. л. с. ч.* Вместе с тем поршневые прямодействующие паровые насосы имеют весьма ценное качество — они надежны в действии и легко могут быть отрегулированы на работу с малой подачей при том же напоре.

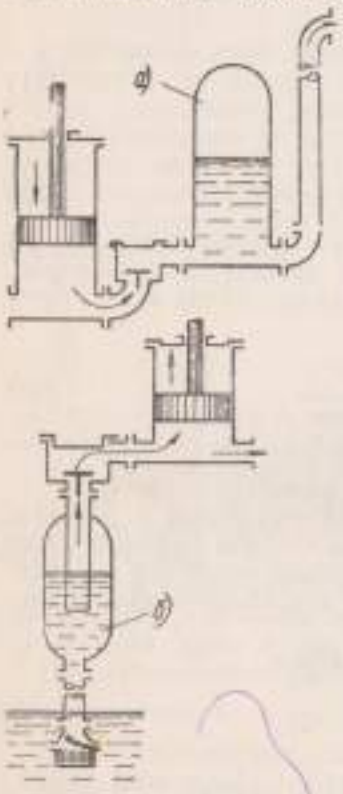


Рис. 77. Воздушные колпаки:

а — на нагнетательной; магистрали; б — на всасывающей магистрали

Двигатель насоса по правилам Речного Регистра должен иметь определенный запас мощности: у паровых насосов при мощности до 1 *л. с.* этот запас принимают в 100%, при мощности от 1 до 2 *л. с.* — 50%, при мощности от 2 до 5 *л. с.* — 20% и свыше 5 *л. с.* — 10%.

Запас мощности у электроприводных насосов принимается несколько иным: при мощности до 2 *квт* — 100%; при мощности до 6 *квт* — 50%, при мощности до 10 *квт* — 25%, при мощности до 20 *квт* — 15%, а при мощности свыше 20 *квт* — 10%.

Как уже указывалось выше, скорость движения поршня в цилиндре насоса не одинакова. В крайних точках хода поршня она равна нулю, а в среднем положении она достигает максимального значения.

Изменение скорости поршня вызывает неравномерность движения перекачиваемой жидкости, что, в свою очередь, приводит к появлению инерционных толчков, вызывающих расстройство соединений трубопроводов.

Эти вредные явления можно уменьшить, применяя воздушные колпаки, представляющие собой полые сосуды, прикрепляемые фланцем к трубопроводу так, чтобы их продольные оси

были вертикальны, а закрытая сторона колпака находилась наверху.

Воздушные колпаки (рис. 77) могут быть установлены на нагнетательном и на всасывающем трубопроводе. В зависимости от этого они имеют несколько различную конструкцию.

Воздушный колпак действует следующим образом. Жидкость, подаваемая насосом под давлением, проходит по нагнетательному трубопроводу. При большой подаче она одновременно заполняет и нижнюю часть колпака, сжимая находящийся в нем воздух. При уменьшении скорости поршня подача уменьшается и давление в трубопроводе падает. Под действием давления сжатого в колпаке воздуха вода из колпака поступает в трубопровод. Таким образом, колпак играет роль аккумулятора давления.

Необходимый объем воздуха в колпаке нагнетательного трубопровода может быть определен путем теоретического расчета, основанного на применении уравнения Д. Бернулли. Однако для практических целей можно воспользоваться экспериментальными данными проф. А. А. Бурдакова, которые позволяют определить необходимый объем воздуха в воздушном колпаке по следующему выражению:

$$V = kFS, \qquad (86)$$

где F — площадь поршня в $см^2$;

S — ход поршня в *см*;

k — установленный в результате опытов коэффициент, зависящий от типа насоса и приблизительно равный: для насосов простого действия — 22, для насосов двойного действия — 9, для насосов тройного действия — 0,5 и для насосов четверного действия — 2.

Воздушный колпак на всасывающем трубопроводе (рис. 77,*б*) устанавливают в непосредственной близости к насосу. Он также представляет собой полый сосуд, снабженный нижним фланцем для присоединения к концевой части приемного трубопровода. В верхней части имеется также фланец с трубой, входящей внутрь полости, но несколько не доходящей до самого низа колпака.

Во время всасывающего хода поршня жидкость втягивается в насос, вследствие чего уровень воды в колпаке понижается, но в то же время давление воздуха в нем уменьшается. Благодаря этому в тот момент, когда всасывание жидкости насосом прекращается, жидкость вследствие разрежения воздуха сама будет подниматься по всасывающему трубопроводу и заполнять полость колпака до первоначального уровня.

Если при пуске насоса воздушный колпак и всасывающий трубопровод не заполнены жидкостью, то насос сначала будет откачивать воздух из этой системы. Жидкость поднимется до нижнего среза центральной трубы воздушного колпака и бу-

дет подниматься дальше до тех пор, пока образовавшийся над этим срезом слой воды не будет препятствовать прорыву воздуха во всасывающий трубопровод. После этого режим работы системы будет установившимся.

Важный элемент конструкции насоса — клапаны. От их нормальной работы зависит производительность, напор и к. п. д. насоса.

Наибольшее распространение в судовых насосах получили плоские тарельчатые, конические, створчатые и шаровые клапаны.

При расчете клапана необходимо определить его диаметр, ширину рабочего поля и высоту подъема.

Диаметр проходного отверстия в седле клапана может быть определен по формуле

$$d_s^{on} = \frac{1}{30}\sqrt{\frac{Q}{k z v_s}}\ м, \qquad (87)$$

где k — коэффициент стеснения площади проходного сечения ребрами клапана; для клапана с верхней направляющей $k=1$, а для клапана с нижней направляющей $k=0{,}8$;

z — количество клапанов;

v_s — скорость движения жидкости в проходном сечении клапана (принимаемая примерно в 2 раза большей, чем в трубопроводе) в *м/сек*.

Высота подъема клапана может быть найдена из выражения

$$h = \frac{q}{\pi d_s v_s}\ м, \qquad (88)$$

где $q = \frac{Q}{3600}\ м^3/сек$.

Ширина рабочего поля клапана равна

$$\delta = 0{,}8\sqrt{d_s^{on}}. \qquad (89)$$

Большая ширина рабочего поля клапана неудобна, так как это затрудняет притирку и увеличивает усилие, необходимое для отрыва клапана от седла. Малая ширина рабочего поля клапана также нежелательна, так как это приводит к увеличению удельного давления и, как следствие, к быстрому износу деталей клапана.

Диаметр тарельчатого клапана может быть определен из выражения

$$d_s = d_s^{on} + 2\delta, \qquad (90)$$

где δ — ширина рабочего поля клапана.

Более точно диаметр клапана (клапанной тарелки) может быть найден по формуле

$$d_s = \frac{10qn}{z_s v_s^2}. \qquad (91)$$

где z_s — кратность действия насоса (1, 2, 3 и 4);

v_s — скорость жидкости в начальный момент открытия клапана в *м/сек*, приблизительно равная 3—4;

n — число оборотов коленчатого вала приводного насоса в минуту.

Если диаметр d_s по расчету получается слишком большим, можно уменьшить его вдвое, соответственно увеличив число клапанов.

Средний диаметр кольцевого клапана может быть найден по выражению

$$d_s^{cp} = \frac{5qn}{z_s v_s^2}. \qquad (92)$$

Толщина кольцевого клапана составляет

$$\Delta = \frac{b}{125}. \qquad (93)$$

где b — полуразность наружного и внутреннего диаметров тарелки кольцевого клапана.

Чтобы клапаны работали без стука, надо уменьшить их вес и высоту подъема.

Согласно данным проф. Н. И. Куколевского для бесшумной работы клапанов приводных насосов должно быть удовлетворено следующее неравенство:

$$n h_{макс} \leqslant 600 \div 650, \qquad (94)$$

где n — число оборотов кривошипа в минуту;

$h_{макс}$ — наибольшая высота подъема клапана в *мм*.

Большинство конических клапанов судовых насосов имеют угол при вершине конуса, равный 90°. Расчет такого клапана отличается от приведенного выше только тем, что высота подъема клапана, определенная по формуле (85) при расчете пружины, должна быть увеличена в $\sqrt{2}$ (т. е. в 1,41) раза.

Клапаны изготовляют из бронзы (фосфористой, морской и т. п.), эбонита, фибры, кожи, резины, бакелизированной фанеры, стали и т. д.

Выбор материала клапана зависит от назначения насоса и конструкции самого клапана.

Так, например, клапаны насосов, перекачивающих масло и топливо, бывают стальные шаровые и тарельчатые; клапаны насосов, перекачивающих «газирующие» нефтепродукты, долж-

ны быть такими, чтобы при работе их была исключена возможность искрообразования.

Независимо от конструктивного выполнения ко всем клапанам предъявляют следующие требования:

герметичность закрытия клапанного гнезда;

работа без стука (допускается лишь легкое пощелкивание);

быстрое открытие и закрытие;

малое гидравлическое сопротивление.

Для увеличения скорости посадки и плотности закрытия клапанного гнезда клапаны снабжают пружинами. Пружине сообщается первоначальное натяжение при сборке клапана.

Пружину для клапана выбирают в зависимости от его диаметра, наибольшей высоты его подъема, скорости истечения жидкости из-под клапана, материала и веса самого клапана.

При подборе пружины необходимо знать ее постоянную (жесткость пружины), которую можно определять из выражения

$$\gamma = \frac{F_{макс} - F_0}{h_{макс} - h_0} \; кг/см, \qquad (95)$$

где $F_{макс}$ и F_0 — усилия соответственно при максимальном и начальном сжатии пружины в *кг*;

$h_{макс}$ и h_0 — высоты подъема клапана (наибольшая и при крайнем положении поршня) в *см*; последняя определяется по следующему приближенному выражению:

$$h_0 \approx 0{,}004d. \qquad (96)$$

Пружины изготовляют из бронзы, латуни и стали. В судовых насосах применяют цилиндрические и конические пружины. Наиболее часто пружины изготовляют из прутка (проволоки) путем навивания его на станке, имеющем специальную оправку.

Общие свойства поршневых насосов

Поршневые насосы имеют следующие преимущества:

1) хорошее всасывание, готовность к действию — свойства, весьма важные для судовых систем (пожарной, водоотливной и т. п.).

Поршневые насосы могут обеспечить «сухое» всасывание и не нуждаются в предварительной заливке водой;

2) отсутствие обратной зависимости между производительностью и напором, развиваемым насосом, что позволяет при наличии резерва мощности перекачивать жидкости с сильно изменяющейся вязкостью.

Это свойство особенно важно для нефтеперекачивающих и зачистных насосов;

3) исключительная простота регулирования, что для питательных и некоторых других судовых систем является весьма ценным качеством.

Основные недостатки поршневых насосов:

1) громоздкость и большой вес (особенно у насосов высокой производительности);

2) малая экономичность вследствие высокого удельного расхода пара (специфическая особенность паровых поршневых прямодействующих насосов);

3) возникновение сил инерции в результате неравномерного движения поршня и связанное с этим явление повышенного износа деталей насоса;

4) трудность использования в автоматизированных установках.

§ 21. КОНСТРУКЦИИ СУДОВЫХ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Приводные насосы

Приводные насосы бывают навешенные на главный двигатель и независимые, т. е. приводимые в действие от отдельного двигателя.

Навешенные насосы применяют в качестве питательных, осушительных, охлаждающих, циркуляционных, мокровоздушных и масляных. Большинство этих насосов обычно делают плунжерными (тронковыми). Они обслуживают силовую установку и, как правило, являются неотъемлемой частью главного двигателя.

Ручные поршневые насосы используют на судах в качестве резервных (осушительных и санитарных).

Сдвоенные тронковые насосы представляют собой основу ручной пожарной машины, широко распространенной на несамоходных судах. Приводные поршневые насосы с самостоятельным двигателем получили распространение в речном флоте, главным образом на нефтеперекачивающих станциях.

На рис. 78 изображен ручной горизонтальный насос двойного действия типа РН.

В корпусе *1*, отлитом в одном блоке с цилиндром *2*, помещаются поршни *3*, соединенные одной общей фасонной отливкой (штоком) *4*, имеющей посередине паз, в который входит ролик *5* рычага *6*.

К фланцам корпуса *1* насоса присоединены с обеих сторон клапанные коробки *7*, в которых размещены всасывающие *8* и нагнетательные *9* клапаны. Клапанные коробки *7* сверху закрыты крышками *10*.

Рычаг *6* укреплен на оси, выведенной через сальник корпуса наружу. На конце этой оси укреплен также рычаг *11* с руко-

ятной *12*. К нижнему фланцу *13* корпуса крепится всасывающий а к верхнему *14* нагнетательный трубопровод. Внизу у клапанных коробок имеются спускные пробки *15*.

Насос укрепляется на переборке или на связях корпуса судна посредством болтов, пропускаемых в отверстия приливов *16* корпуса *1* насоса.

При переводе рукоятки *12* из положения *A* в положение *Б* и обратно поршни *3* в цилиндре *2* совершают поступательно-возвратное движение, всасывая и нагнетая жидкость.

Ручные поршневые насосы выпускают производительностью 12—59 *л/мин* с напором до 30 *м вод. ст.* для перекачивания воды, имеющей температуру до 100° С, и нефтепродуктов вязкостью до 110° усл. *град.* и температурой до 65° С.

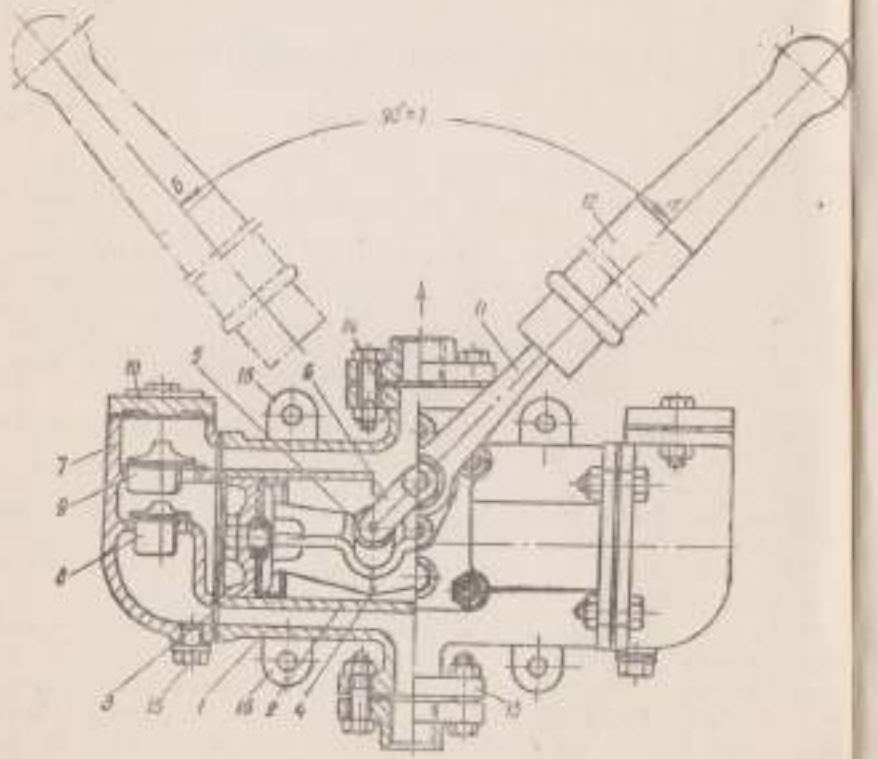


Рис. 78. Ручной горизонтальный насос двойного действия

Данные о наиболее употребительных ручных поршневых насосах приведены в табл. 19.

Из числа выпускаемых промышленностью поршневых насосов с электроприводом наиболее приспособлен для перекачи-

Таблица 19

Марка	Производительность, *л/мин*	Наибольший напор, *м вод. ст.*	Число двойных ходов в минуту	Диаметр цилиндра, *мм*	Ход поршня, *мм*	Число цилиндров	Габаритные размеры (ширина×длина×высота), *мм*	Вес, *кг*
РН-1	12	30	48	65	50	1	225×345×230	16
РН-2								
РН-3	35	30	28	100	78	1	285×500×320	36
РН-4								
БКФ-2	15—23	30	30—45	75	70	1	245×275×228	19
БКФ-4	39—59	30	30—45	100	90	1	252×292×282	27
ГН-200*	0,5	3000	—	59 и 16	90	2	170×400×190	23

* Ручной поршневой насос ГН-200 предназначен для гидравлических испытаний машин, механизмов и трубопроводов.

вания нефтепродуктов насос НТ-45 производительностью 92—162 *м³/час*. Он имеет следующую техническую характеристику:

Давление нагнетания	до 60 *кг/см²*
Число оборотов кривошипного вала в минуту	75
Мощность электродвигателя	440 *квт*
Диаметр цилиндра	145 *мм*
Ход поршня	450 »
Число цилиндров	3
Внутренний диаметр: всасывающего патрубка	305 *мм*
нагнетательного »	200 »
Габаритные размеры (ширина×длина×высота)	3610×4640×3580 *мм*
Вес	26800 *кг*

Прямодействующие насосы

На судах старой постройки часто встречаются паровые прямодействующие насосы Вортингтона, Камерона, Блека и Вира.

Чтобы был понятен принцип работы поршневых прямодействующих насосов, рассмотрим наиболее распространенные типы их.

Насос Вортингтона может быть вертикального и горизонтального исполнения. Он состоит из двух одинаковых цилиндров двойного действия. Паровые цилиндры тоже однотипны. Парораспределение золотниковое, причем золотник каждого цилиндра приводится в движение от штока смежного цилиндра при помощи угловых рычагов. Золотниковое зеркало имеет пять окон. Крайние окна предназначены только для впуска свежего пара, среднее (несквозное) — для отвода отработавшего пара.

а два остальных — только для выпуска пара из полостей цилиндра.

Впуск пара осуществляется при открытии золотником одного из крайних окон. Начало выпуска пара обеспечивается также золотником, а прекращается выпуск поршнем, который при подходе к одному из крайних положений перекрывает соответствующее выпускное окно. Благодаря этому часть пара, оставшаяся в цилиндре, при дальнейшем движении поршня сжимается, образуя паровую подушку, и благодаря этому скорость движения поршня сначала уменьшается, а затем он останавливается в крайнем положении.

Схема паровой части насоса Вортингтона показана на рис. 79. Поршень *1* цилиндра *2* изображен в момент, когда он проходит среднее положение, двигаясь вверх. В это время пар поступает в нижнюю часть цилиндра через окна *3* и *10*, а отработавший пар из верхней части цилиндра уходит по каналу *4* в выпускное окно *5*. Так будет продолжаться до тех пор, пока поршень *1* не перекроет выпускной канал *4*. После закрытия поршнем *1* выхода из канала *4* оставшийся в цилиндре пар начнет сжиматься, и, наконец, при последующем повышении давления сжимаемого пара поршень остановится в крайнем положении.

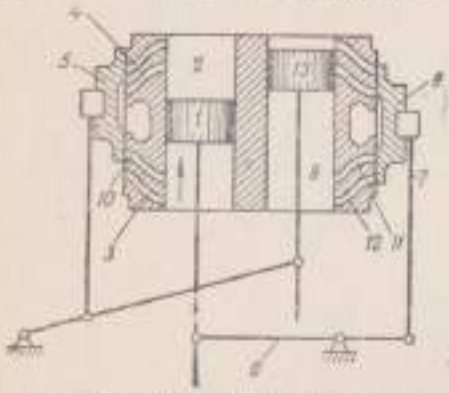


Рис. 79. Схема паровой части парового прямодействующего насоса Вортингтона

Шток поршня *1* через рычаг *6* связан с золотниковым шестиком *7* цилиндра *8*. Поэтому, еще до того как поршень *1* займет крайнее верхнее положение, золотник *9* сместится вниз и откроет доступ пару в верхнюю полость цилиндра *8*. Одновременно нижние каналы *11* и *12* обеспечат отвод отработавшего пара, и поршень *13* пойдет вниз.

Более наглядное представление о том, как каждый из поршней управляет золотником другого цилиндра, дает рис. 80.

Устройство водяных цилиндров у насоса Вортингтона такое же, как и большинства других поршневых насосов.

На некоторых речных судах встречается одноцилиндровый прямодействующий паровой насос Камерона. Его обычно используют в качестве пожарного, водоотливного и перекачивающего. Паровой цилиндр насоса Камерона изображен на рис. 81.

Коробчатый золотник *7* насоса помещается между двумя поршеньками *2*, соединенными общей фигурной отливкой *4*, представляющей собой одно целое с золотником. В поршеньках просверлены сквозные отверстия *3* диаметром 3—5 мм, че-

рез которые просачивается свежий пар, поступающий из трубы *6* в золотниковую коробку. При среднем положении золотника, показанном на рисунке, впуска и выпуска пара в цилиндр не происходит, так как и впускной и выпускной каналы перекрыты золотником.

Чтобы привести насос в действие, нужно посредством рукоятки и рычага *5* переместить золотник в одно из крайних положений, например вправо. Тогда свежий пар поступит по каналу *12* в правую полость цилиндра. Поршень будет двигаться влево, вытесняя отработавший пар по каналу *11* в отводную трубу *10*.

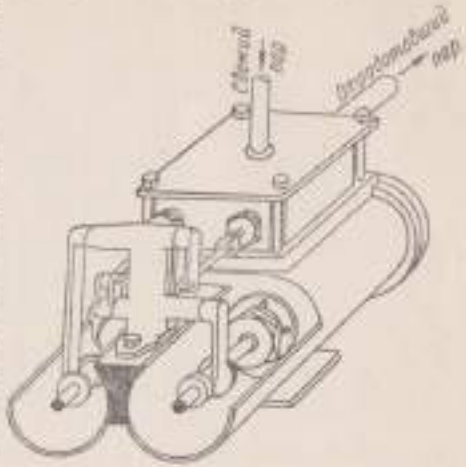


Рис. 80. Взаимодействие поршней и золотников у поршневого прямодействующего насоса двойного действия

Подходя к крайнему положению, поршень нажмет на штревель («солдатик») *8* клапана *9* и откроет этот клапан, в результате чего полость цилиндра через трубку *1* будет сообщена с левой полостью золотниковой коробки. При этом давление

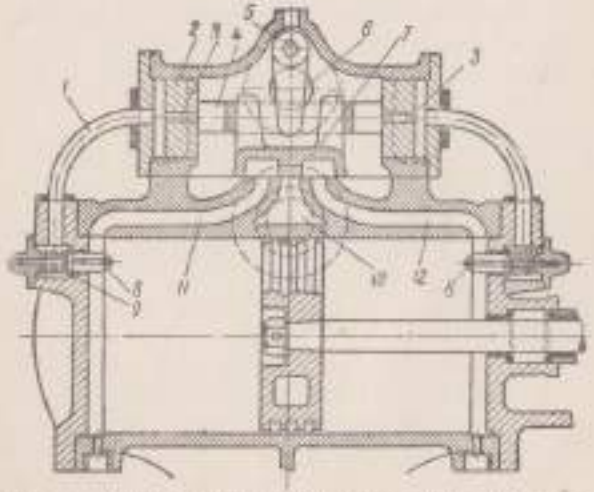


Рис. 81. Паровая часть поршневого прямодействующего насоса Камерона

за левым поршеньком *2* упадет, так как данная полость через трубку *1* будет соединена с каналом *11* и отводной трубой *10*.

Благодаря получившейся разности давлений возникнет усилие, которое заставит поршеньки, а вместе с ними и золотник переместиться влево. При этом начнется впуск пара в левую полость цилиндра и выпуск его из правой, поршень пойдет вправо и т. д.

Основные характеристики наиболее распространенных на речном транспорте поршневых прямодействующих насосов приведены в табл. 20.

Таблица 20

Марка и размеры, мм	Производительность, м³/час	Напор, кг/см²	Количество двойных ходов поршня в минуту	Давление пара в паровой турбине, кг/см²	Вес насоса, кг	Основное назначение насоса
НПГ 40×75×75	0,9—2	20	50—110	15—16	100	Питательный
НПГ 70×75×75	2,1—6,9	4	40—110	12	100	Санитарный
НПГ70×115×100	2,3—5,3	20	32—80	15—16	180	Питательный
НПГ99×152×100	7—12	10	87—150	10,0	260	Питательный и нефтяной
ВПГ130×180×150	10—25	20	25—60	15	482	Питательный и нефтеперекачивающий
НПГ160×180×250	25—38	8	25—35	12	850	Пожарный
НПГ (Типа Смолкина) 305×350×550	130	15	40	14	2047	Нефтеперекачивающий и зачистной

§ 22. КОНСТРУКЦИИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Общие сведения

Лопастные насосы резко отличаются по своему устройству от поршневых и плунжерных.

Благодаря отсутствию поступательно-возвратного движения рабочего органа лопастные насосы имеют некоторые достоинства по сравнению с поршневыми насосами, в первую очередь равномерность подачи жидкости.

Лопастные насосы делятся на центробежные, диагональные и пропеллерные.

У всех лопастных насосов всасывание происходит в осевом направлении, а выход жидкости у центробежного — в радиальном, у пропеллерного — в осевом направлении, а у диагонального — под некоторым углом к оси вращения ротора. Лопастной ротор (рабочее колесо) представляет собой крылатку у центробежных и диагональных насосов и пропеллер — у пропеллерных насосов.

Наибольшее распространение на судах получили центробежные насосы.

В конструктивном отношении центробежные насосы делятся на одно- и многоступенчатые. По развиваемому давлению принято различать насосы высокого давления ($H>50$ *м вод. ст.*), насосы среднего давления ($H=25—50$ *м вод. ст.*) и насосы низкого давления ($H<25$ *м вод. ст.*).

Центробежные насосы среднего и высокого давления обычно выполняют многоступенчатыми. Секции многоступенчатых центробежных насосов соединены друг с другом последовательно. Общий напор, создаваемый многоступенчатым насосом, равен сумме напоров, создаваемых отдельными секциями, а производительность насоса остается равной производительности отдельной секции.

Для привода центробежных насосов применяют электродвигатели, турбины с редукторами, а в отдельных случаях — быстроходные паровые машины и двигатели внутреннего сгорания.

Быстроходность центробежного насоса характеризуется «удельным числом оборотов» или коэффициентом быстроходности.

Коэффициент быстроходности может быть определен по формуле:

$$n_s = \frac{3{,}65n\sqrt{q}}{\sqrt[4]{H^3}}, \qquad (97)$$

где n — число оборотов рабочего колеса насоса в минуту;

q — производительность насоса в $м^3/сек$;

H — напор, развиваемый насосом, в *м вод. ст.*

Коэффициент быстроходности показывает, какое число оборотов рабочего колеса в минуту должен был бы развивать другой центробежный насос, во всех частях геометрически подобный данному центробежному насосу, но имеющий другие размеры и способный при производительности 75 л/сек развивать напор в 1 м вод. ст., потребляя при этом мощность в 1 л. с. (без учета потерь).

Коэффициент быстроходности, таким образом, есть условная величина, позволяющая сопоставлять насосы различного исполнения.

У тихоходных насосов коэффициент быстроходности колеблется в пределах 40—80, у насосов средней быстроходности 80—120, а у быстроходных насосов 120—200.

Диагональные насосы имеют коэффициент быстроходности, 200—500, а пропеллерные насосы — еще более высокие значения.

Профили рабочего колеса у лопастных насосов зависят от коэффициента быстроходности n_s и изменяются, как показано на рис. 82.

Потери в насосе слагаются из гидравлических, объемных (щелевых) и механических, соответственно учитываемых гидравлическим $\eta_г$, объемным $\eta_о$ и механическим $\eta_м$ к. п. д.

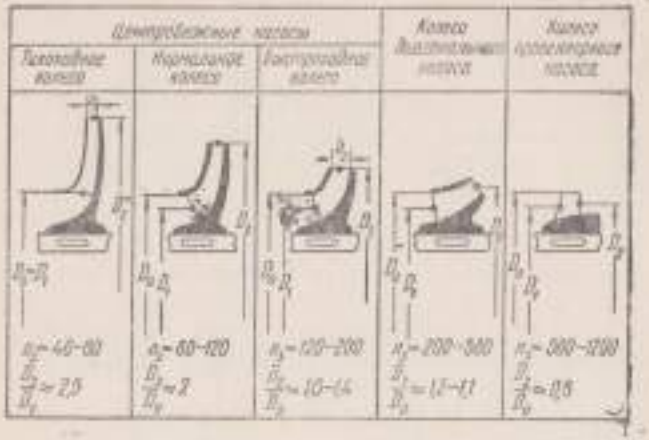


Рис. 82. Форма профиля и характерные соотношения элементов рабочего колеса у лопастных насосов различных типов

Гидравлические потери складываются из потерь на преодоление сил вязкости в проточной части насоса и потерь от вихреобразования и гидравлических ударов. Они зависят от характеристики, состояния поверхностей кромок и лопастей рабочего колеса насоса.



Рис. 83. Схема, иллюстрирующая объемные (щелевые) потери центробежного насоса

Объемные (щелевые) потери — утечки жидкости через неплотности, прососы и потери вследствие перетекания части жидкости из зоны нагнетания в зону всасывания (рис. 83) через зазоры между рабочим колесом и крышкой насоса. У многоступенчатых центробежных насосов имеются еще потери от внешней циркуляции жидкости, происходящей через неплотности камер соседних рабочих колес.

Механические потери слагаются из потерь в результате преодоления сил вязкости жидкости, заполняющей внешнее пространство между рабочим колесом и крышками, а также из потерь на трение в подшипниках и сальниках насоса.

Определение напора, создаваемого центробежным насосом

На рис. 84 показаны векторы скоростей на внутренней и наружной окружностях рабочего колеса центробежного насоса.

На этом рисунке:

D_1 и D_2 — диаметры рабочего колеса насоса, соответствующие окружностям входа и выхода жидкости;

c_1 — абсолютная скорость входа жидкости в колесо насоса (ее вектор направлен по радиусу, если в насосе не имеется специальных направляющих устройств и правильно выбрано проходное сечение входа);

$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$ — окружная скорость, сообщаемая жидкости за счет вращения рабочего колеса (на входной части), в *м/сек*; ее вектор направлен по касательной к окружности.

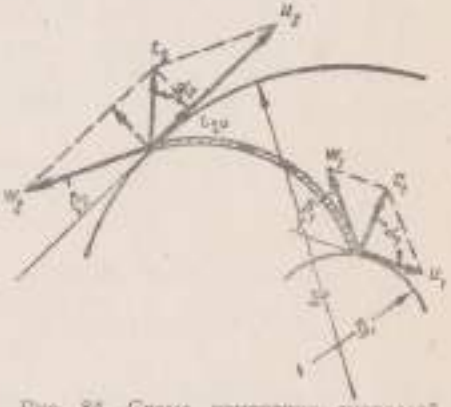


Рис. 84. Схема изменения скоростей на внутренней и наружной окружностях рабочего колеса центробежного насоса

w_1 и w_2 — относительные скорости жидкости, текущей вдоль лопасти крылатки.

Чтобы жидкость поступала по касательной к лопасти (безударно), необходимо располагать лопасти под вполне определенным углом β_1, т. е. чтобы

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{c_1}{u_1}.$$

Окружная скорость изменяется пропорционально увеличению диаметра, и на наружной окружности рабочего колеса она достигает величины

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \quad м/сек.$$

Относительная скорость w изменяет также свою величину от w_1 до w_2.

Вектор абсолютной скорости жидкости на выходе из рабочего колеса c_2 может быть определен как диагональ параллелограмма, построенного на векторах скоростей u_2 и w_2.

Энергия движущейся жидкости слагается из двух составляющих: кинетической, определяющейся скоростью движения жидкости, и потенциальной, определяющейся гидростатическим давлением.

При прохождении жидкости через рабочее колесо центробежного насоса энергия ее увеличивается. Если до входа на

рабочее колесо центробежного насоса ее гидростатическое давление равнялось p_1, то при выходе из насоса оно изменится до величины p_2.

Значения этих гидростатических давлений для воды могут быть определены по выражениям:

$$p_1 = A - H_{ac} - h_{ac} - \frac{c_1^2}{2g} \text{ м вод. ст.} \quad (98)$$

$$p_2 = H_n + h_n + A - \frac{c_2^2}{2g} \text{ м вод. ст.}, \quad (99)$$

где A — атмосферное давление в *м вод. ст.*, равное 10,33;
H_{ac} — геометрическая высота всасывания;
h_{ac} — потери во всасывающем трубопроводе;
H_n — геометрическая высота нагнетания;
h_n — потери в нагнетательном трубопроводе;
g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 *м/сек²*.

Разность гидростатических давлений

$$p_2 - p_1 = H_n + h_n + H_{ac} + h_{ac} - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}.$$

Поскольку

$$H_n + h_n + H_{ac} + h_{ac} = H,$$

$$H = p_2 - p_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \text{ м вод. ст.} \quad (100)$$

Это выражение показывает, что напор, развиваемый центробежным насосом, можно рассматривать как сумму приращений гидростатического давления и скоростного напора при прохождении жидкости через рабочее колесо.

Разность гидростатических давлений с учетом работы, производимой центробежной силой, но без учета потерь, может быть представлена также в следующем виде:

$$p_2 - p_1 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}.$$

Подставляя значение $p_2 - p_1$ в выражение (100), получим следующую формулу Л. Эйлера для определения теоретического напора, развиваемого центробежным насосом:

$$H_m = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \text{ м вод. ст.} \quad (101)$$

Если использовать известную теорему о стороне треугольника, лежащей против острого угла, применительно к треугольнику скоростей (см. рис. 84), то можно получить соотношения:

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2 c_2 \cos\alpha_2$$

и

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_1 \cos\alpha_1.$$

Тогда формула для определения теоретического напора центробежного насоса после приведения подобных членов примет вид

$$H_m = \frac{c_2 u_2 \cos\alpha_2 - c_1 u_1 \cos\alpha_1}{g}.$$

Обычно угол $\alpha_1 = 90°$. Поэтому уравнение для напора может быть представлено в следующем виде:

$$H_m = \frac{c_2 u_2 \cos\alpha_2}{g} \text{ м вод. ст.},$$

или, поскольку произведение $c_2 \cos\alpha_2$ численно равно проекции абсолютной скорости c_2 на направление действия окружной скорости u_2,

$$H_m = \frac{u_2 c_{2u}}{g}, \quad (102)$$

где $c_{2u} = c_2 \cos\alpha_2$.

Из формулы (102) следует, что напор, развиваемый центробежным насосом, прямо пропорционален окружной скорости частиц жидкости на внешней окружности колеса и зависит от величины и направления абсолютной скорости жидкости на выходе из рабочего колеса.

Действительный напор, развиваемый центробежным насосом, может быть определен по выражению

$$H = k\eta_2 \frac{c_2 u_2 \cos\alpha_2}{g} \text{ м вод. ст.}, \quad (103)$$

где k — коэффициент циркуляции, определяемый особым расчетом;
η_2 — гидравлический к. п. д. насоса;
α_2 — угол между векторами абсолютной скорости c_2 и окружной скорости u_2 на выходе из рабочего колеса насоса, обычно составляющий 8—15°.

Рабочее колесо (крылатка) центробежного насоса может иметь различную конфигурацию лопастей (рис. 85).

Лопатки могут быть радиально направлены, загнуты назад и вперед. Во всех этих случаях при прочих равных условиях значение углов α_2 и β_2 различно и, следовательно, будет различен напор, развиваемый центробежными насосами: при лопатках, загнутых назад, $\beta_2 < 90°$ и $H_m < \frac{u_2^2}{2g}$, при радиальных

лопатках $\beta_2 = 90°$ и $H_m = \frac{u_2^2}{2g}$ и при лопатках, загнутых вперед (в сторону вращения), $\beta_2 > 90°$ и $H_m > \frac{u_2^2}{2g}$.

Это значит, что наибольший напор достигается у центробежного насоса при лопатках, загнутых вперед. Однако при таких лопатках значительно возрастают гидравлические потери в насосе. Поэтому лопатки, загнутые вперед, широко применяются только в вентиляторах, а в насосах встречаются редко.

По выходе из рабочего колеса жидкость в центробежных насосах попадает в направляющий аппарат, который может иметь вид специально спрофилированных лопастей, или в отводящий спиральный (улиткообразный) канал.

Наиболее простой способ построения контура спирального канала — вычерчивание его по спирали Архимеда (рис. 86).

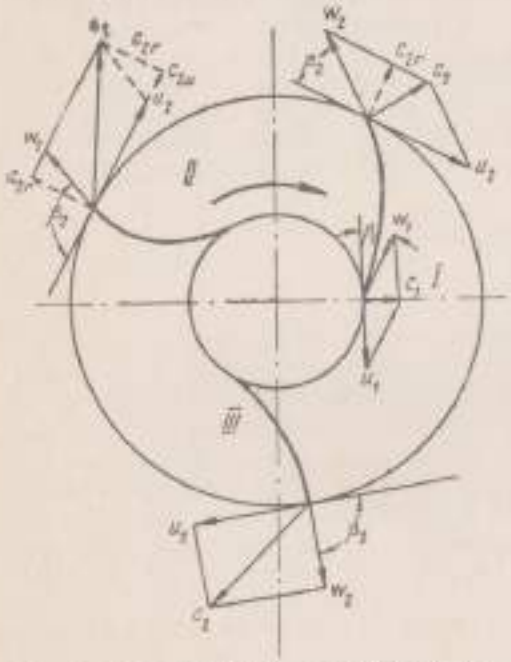


Рис. 85. Конфигурации лопастей рабочих колес центробежных насосов

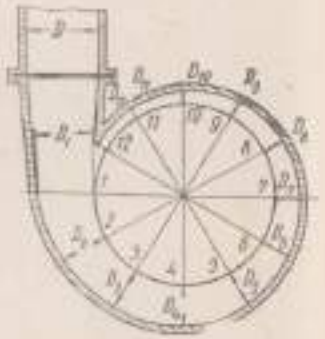


Рис. 86. Простейший способ построения спирального канала корпуса центробежного насоса

Такой способ предусматривает, что скорость жидкости во всех радиальных сечениях спирального канала будет одинакова.

Профилирование спирального канала корпуса центробежного насоса выполняется в этом случае следующим образом. Внешнюю окружность рабочего колеса насоса разбивают на двенадцать равных частей. На радиусе *1* от наружной кромки рабочего колеса откладывают в принятом масштабе отрезок

$D_1 = 0{,}775D$, где D — диаметр нагнетательного трубопровода. На радиусе *2* откладывают отрезок $D_2 = 11/12D_1$, на радиусе *3* — отрезок $D_3 = 10/12D_1$, на радиусе *4* — отрезок $D_4 = 9/12D_1$ и т. д.

Полученные на радиусах крайние точки отрезков соединяют плавной кривой и получают при этом внутренний контур спирального канала прямоугольного сечения.

Если канал имеет не прямоугольное сечение, то можно применить этот же метод, но полученные для каждого из радиусов величины будут тогда в соответствующем масштабе представлять собой потребные площади отдельных сечений отводящего канала.

Неправильно спрофилированный спиральный канал центробежного насоса нередко приводит к явлениям кавитации.

Кавитацией называется образование в движущейся жидкости областей пониженного давления, заполняемых выделяющимися парами жидкости. Эти области (разреженные пространства) обычно возникают у стенок, ограничивающих поток жидкости. Аналогичные явления могут наблюдаться и во всасывающей части насоса при большой высоте всасывания или повышенной температуре перекачиваемой жидкости.

При кавитации производительность насоса резко снижается, а детали его подвергаются быстрому механическому и химическому местному разрушению.

Чтобы предупредить кавитацию в насосах, необходимо снижать высоту всасывания, уменьшать температуру перекачиваемой жидкости, устранять неплотности, а также уменьшать гидравлические сопротивления путем более плавных переходов в каналах и создания гладких поверхностей.

Расчет центробежного насоса

Окружная скорость u_2 при расчетах центробежного насоса может быть принята равной

$$u_2 = k_u \sqrt{2gH} = 4{,}43 k_u \sqrt{H} \text{ м/сек}, \qquad (104)$$

где k_u — коэффициент окружной скорости, выбираемый в зависимости от коэффициента быстроходности n_s [см. формулу (97)].

Скорость входа жидкости на рабочее колесо можно определить по выражению

$$c_1 = k_c \sqrt{2gH} = 4{,}43 k_c \sqrt{H} \text{ м/сек}, \qquad (105)$$

где k_c — коэффициент скорости входа, определяемый опытным путем и выбираемый в зависимости от коэффициента быстроходности насоса.

Рекомендуемые значения коэффициентов k_a, k_c, ψ и k_r приведены в табл. 21.

Таблица 21

Коэффициент быстроходности, n_s	k_a	k_c	ψ	k_r
50—60	0,98—1	0,18	2,5	0,1
70—100	0,97—0,98	0,13—0,15	2,5—2	0,1
101—120	1—1,05	0,15—0,17	2	0,1—0,11
121—200	1,05—1,15	0,17—0,22	1,8—1,5	0,12—0,15

Наружный диаметр рабочего колеса

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi n} = 19{,}1\,\frac{u_2}{n}\ м. \qquad (106)$$

Диаметр ступицы гребного колеса $D_в$ обычно принимают на 30—50% больше диаметра вала $d_в$ (рис. 87).

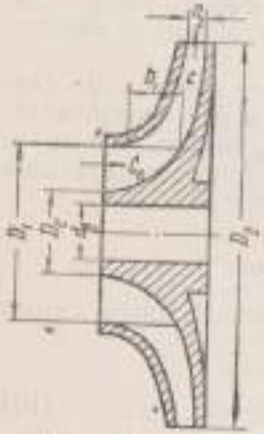


Рис. 87. Схема к расчету элементов рабочего колеса центробежного насоса

Внутренний (входной) диаметр рабочего колеса можно определить из соотношения

$$\psi = \frac{D_2}{D_1},$$

как

$$D_1 = \frac{D_2}{\psi} \qquad (107)$$

(значения ψ берут из табл. 21).

Внутренний диаметр колеса и диаметр ступицы, кроме того, связаны уравнением расхода жидкости.

$$q = \frac{\pi}{4}(D_1^2 - D_в^2)c_1\ м^3/сек. \qquad (108)$$

Ширина лопаток b_1 на внутренней окружности также определяется из уравнения расхода

$$q = \pi D_1 b_1 c_1,$$

откуда

$$b_1 = \frac{q}{\pi D_1 c_1}\ м, \qquad (109)$$

и ширина рабочего колеса b_2 на наружной окружности соответственно

$$b_2 = \frac{q}{\pi D_2 c_{2r}}, \qquad (110)$$

где c_{2r} — радиальная составляющая скорости выхода жидкости из колеса, определяемая по выражению

$$c_{2r} = k_r\sqrt{2gH} = 4{,}43k_r\sqrt{H}\ м/сек; \qquad (111)$$

здесь k_r — коэффициент радиальной скорости, значения которого могут быть приняты по таблице в зависимости от коэффициента быстроходности насоса (см. табл. 21).

Для выпускаемых промышленностью центробежных насосов при их стендовых испытаниях определена характеристика QH (зависимость производительности от напора) и изменение к. п. д. насоса при различных числах оборотов в минуту рабочего колеса.

На рис. 88 показана такая графическая характеристика центробежного насоса 3К-6 с диаметром рабочего колеса 218 мм *, на которой приняты следующие обозначения:

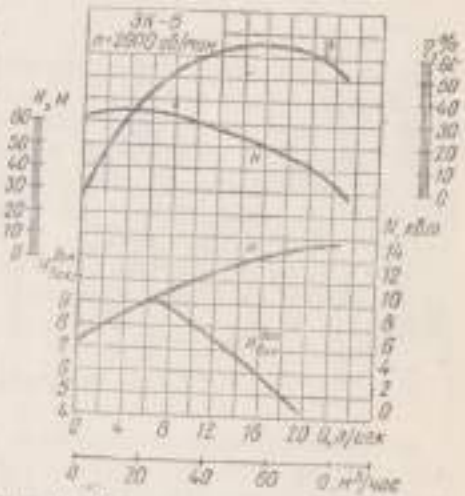


Рис. 88. Характеристика центробежного насоса 3К-6 с рабочим колесом диаметром 218 мм

η — кривая зависимости к. п. д. насоса от его производительности;

H — кривая зависимости напора, развиваемого насосом, от производительности;

N — кривая зависимости потребной мощности от производительности насоса;

$H_{вак}^{доп}$ — допустимая при различной производительности вакуумметрическая высота всасывания.

Помимо указанной графической характеристики, заводом-строителем насоса дается еще таблица, которая применительно к насосу 3К-6 имеет следующий вид (табл. 22).

Приведенная на рис. 88 характеристика насоса соответствует 2900 оборотам рабочего колеса в минуту.

* Подробные данные об этом и других насосах см. в каталоге-справочнике «Насосы», Машгиз, 1960.

Таблица 22

Производительность, Q		Полный напор H, м	Число оборотов n в минуту	Мощность N, квт		К. п. д. насоса $\eta_н$ %	Допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_{вак}^{доп}$, м	Диаметр рабочего колеса D_2, мм
м³/час	л/сек			на валу насоса	электродвигателя (реконтрдуговая)			
30	8,3	62	2900	9,4	14	54,4	7,7	218
45	12,5	57		10,1		63,5	6,7	
60	16,7	50		12,5	20	66,3	5,6	
70	19,5	44,5		13,4		63,0	4,7	

Если известны кривые, характеризующие зависимости $H=f(Q)$, $\eta=f_1(Q)$ и $N=f_2(Q)$ при различных числах оборотов колеса, то становится ясной полная картина работы центробежного насоса при различных режимах.

Такими подробными характеристиками особенно удобно пользоваться при выборе насосов или подборе двигателей к имеющимся насосам.

Рационально подобранным можно считать насос, который обеспечивает заданные производительность и напор при наивысшем к. п. д.

Типы лопастных насосов

Центробежный насос состоит из рабочего колеса (крыльчатки), помещенного внутри улиткообразного корпуса, подводящего и отводящего патрубков, вала, уплотнений и спускных отверстий, закрытых пробками. Некоторые центробежные насосы имеют дополнительное вакуумное устройство, позволяющее приводить насос в действие без предварительного заливания жидкости.

На рис. 89 показан центробежный насос общего назначения (консольного типа) производительностью 72 *м³/час* при создаваемом напоре 34 *м вод. ст.* и числе оборотов 2925 в минуту, приводимый в движение электродвигателем мощностью 12 *квт*.

Корпус *1* насоса укреплен на стойке *5*. Рабочее колесо *3* закреплено на конусе вала *4* шпонкой и гайкой. Корпус насоса имеет крышку *2*, в центре которой сделано отверстие для присоединения приемной трубы. В корпусе насоса имеется бронзовая втулка *6*, в которой вращается вал, опирающийся также на шариковый подшипник *9*, установленный в стойке насоса и предохраняемый от смещения вдоль вала стопорным кольцом *12*. Со стороны двигателя стойка закрыта крышкой *10* с войлочным уплотнением *11*. Смазка подается в подшипник масленкой *13*. Сальник в корпусе насоса имеет мягкую набивку *8* из промасленной пеньки и затягивается грундбуксой *7*. В верхней части улитки корпуса насоса установлен воздушный кран *15*, а в нижней части — спускная пробка *14*.

На рис. 90 показан общий вид и поперечный разрез центробежного насоса с двусторонним приемом.

Этот насос служит в качестве циркуляционного для прокачивания забортной воды через конденсатор главной машины.

Расчетная его производительность 100 *м³/час* при создаваемом напоре 6 *м вод. ст.* и числе оборотов рабочего колеса 600 в минуту.

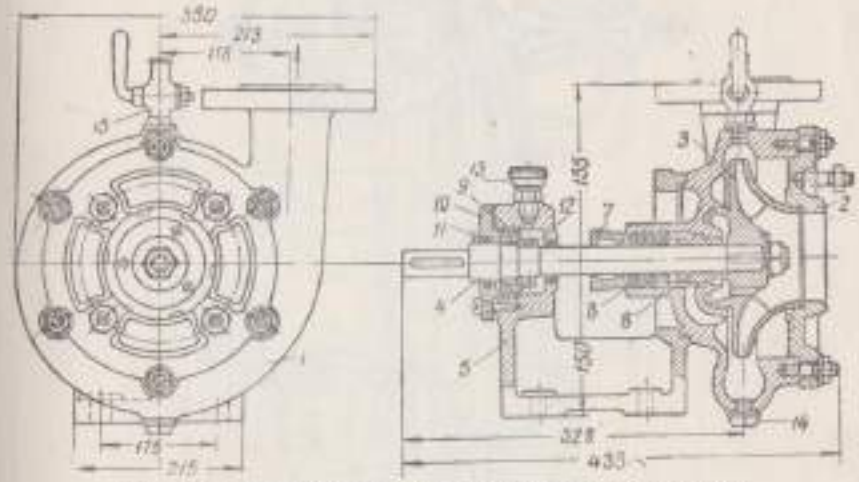


Рис. 89. Центробежный насос с односторонним приемом

В отличие от описанного ранее центробежного насоса с односторонним приемом, этот насос благодаря двустороннему подводу воды к рабочему колесу разгружен от усилий, вызывающих осевое смещение вала. Однако, как видно из рисунка, конструкция такого насоса сложнее.

Многоступенчатые центробежные насосы имеют различную конструкцию.

На рис. 91 изображен продольный разрез секционного многоступенчатого насоса типа НМГ, имеющего горизонтальный вал и рабочие колеса для одностороннего приема жидкости.

Производительность таких насосов достигает 54—90 *м³/час* при напоре 100—200 *м вод. ст.* Они получили распространение на речных газоходах и некоторых других судах в качестве охлаждающих, циркуляционных или насосов для перекачивания воды и подобных ей жидкостей.

Насосы НМГ состоят из отдельных секций *1*, размещенных на валу *2* между входной *3* и напорной *4* крышками, стянутыми шпильками *5*, проходящими через отверстия во фланцах этих крышек. Направляющие аппараты отлиты за одно целое

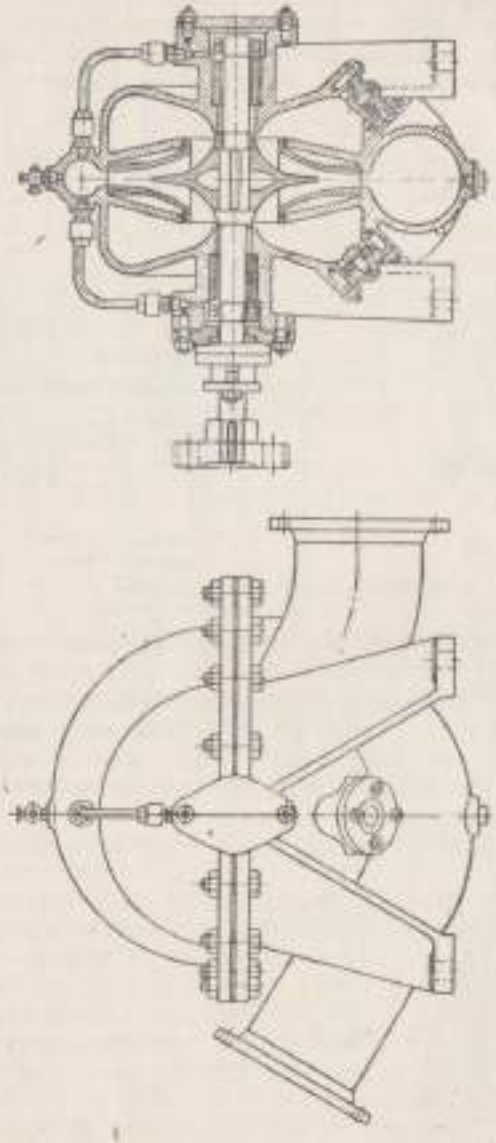


Рис. 90. Центробежный насос с двусторонним подводом и

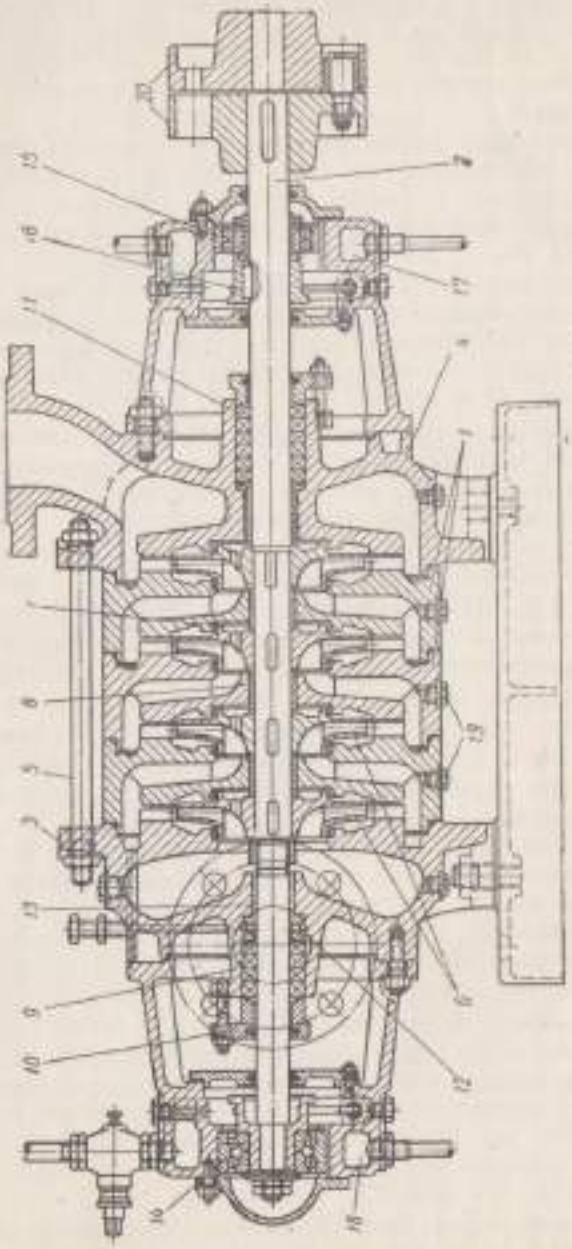


Рис. 91. Многоступенчатый центробежный насос НМГ

с корпусами секций *1*. Входной патрубок крышки *3* расположен горизонтально (под прямым углом к оси насоса). Напорный патрубок крышки *4* направлен вертикально (кверху). Для уплотнения и защиты от износа корпусов секций, крышек и рабочих колес *6* насоса установлены защитно-уплотнительные кольца *7*. Рабочие колеса закреплены на валу распорными втулками *8* и гайкой.

Насос снабжен двумя сальниками. Левый сальник состоит из корпуса *9*, отлитого за одно целое с крышкой *3* насоса, крышки сальника *10*, хлопчатобумажной набивки *11* и кольца *12* гидравлического уплотнения, выполненного совместно с грундбуксой *13*.

В пазуху кольца *12* подводится вода из первой секции насоса. Опорами вала *2* служат два шариковых подшипника *14* и *15*. Смазка подшипников жидкая, при помощи смазочных колец *16*. Корпусы подшипников охлаждаются водой, поступающей в камеры *17* и *18*.

Благодаря разгрузочным отверстиям в рабочих колесах насосы типа НМГ уравновешены в осевом направлении, так как давления в полостях по обеим сторонам колес одинаковы. Для восприятия случайных осевых сил, которые могут возникнуть при работе насоса, подшипник *14* выполнен как радиально-упорный. Секции *1* насоса снабжены сливными пробками *19*.

Насосы типа НМГ выпускаются с упругой муфтой *20* для непосредственного соединения с валом электродвигателя (или с валиком вентилятора двигателя, как на речных газоходах).

Пропеллерные насосы (рис. 92) применяются для подачи охлаждающей воды в конденсаторы главных машин, а также для откачивания балласта в плавучих доках и на судах.

Эти насосы отличаются сравнительно малыми размерами и способны перекачивать большие количества воды при низком напоре. Кроме того, пропеллерные насосы имеют высокий к. п. д. и могут работать с большим числом оборотов в минуту. Показанный на рис. 93 пропеллерный насос имеет расчетную производительность 120 *м³/час* при напоре 5,5 *м вод. ст.* и числе оборотов вала 2850 в минуту. Вес насоса 61,5 *кг*; мощность электродвигателя 2,4 *квт*.

Корпус насоса *1* соединен с камерой рабочего колеса *3*. В камере закреплен бронзовый направляющий аппарат, одновременно служащий корпусом резинового направляющего подшипника *8*. Рабочее колесо (пропеллерная головка) *2* закреплено на конусе вертикального вала *5* шпонкой и гайкой *7*. Вода подается к резиновому направляющему подшипнику *8* через обводную трубу *9* и кожух *6*, соединенные друг с другом в верхней части насоса. Так как обводная труба своим нижним концом соединена со штуцером во всасывающей зоне насоса, в ней создается разрежение, что обеспечивает поступление воды

на резиновый подшипник *8* в зазор между пропеллерной головкой и корпусом подшипника направляющего аппарата *4*.

Вертикальный вал имеет упорный шариковый подшипник *10*, предупреждающий осевое смещение вала во время работы насоса.

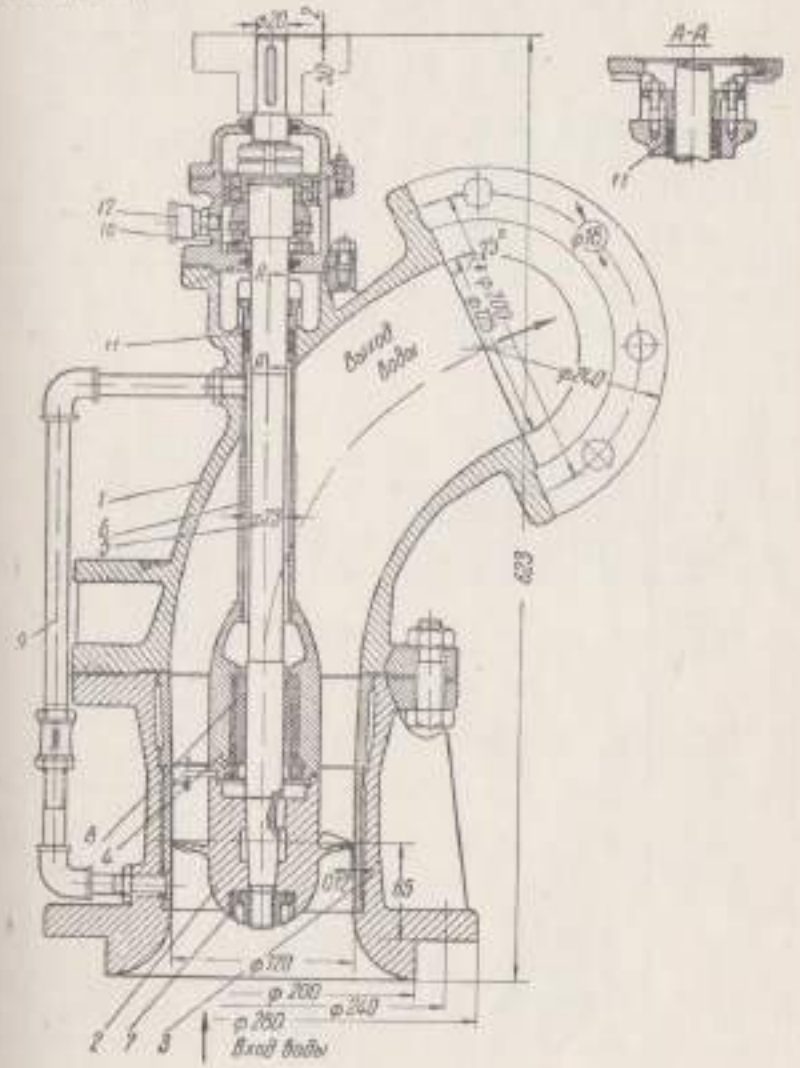


Рис. 92. Пропеллерный насос

В месте выхода вала из корпуса насоса установлен сальник с веньковой просаленной набивкой *11*. Шариковые подшипники смазываются посредством масленки *12*.

Таблица 23

Марка	Тип насоса	Производительность, м³/час	Напор, м вод. ст.	Высота всасывания, м вод. ст.	Число оборотов в минуту	Электродвигатель: Тип	Электродвигатель: Род тока	Электродвигатель: Мощность, квт	Электродвигатель: Напряжение, в	Вес агрегата, кг	Назначение
НЦВС40/20	Центробежный самовсасывающий вертикальный	40	20	6	2910	АОМ-42-2	Пер.	4,5	220/380	373	Балластно-осушительный, водоотливный
НЦВС40/80	То же	40	80	5	2910	АМ71-2	.	19,0	220/380	424	Пожарный,
НЦВС100/20	. .	100	20	6	2900	Техническая документация разрабатывается					балластно-осушительный, водоотливный
НЦВС160/10	. .	160	10	6	2900	То же					Балластный, водоотливный
НЦВС250/20	. .	250	20	6	1450	. .					То же
НЦВС400/20	. .	400	20	6	2900	. .					. .
НЦГС2/20	Центробежный самовсасывающий горизонтальный	2	20	5	1450	. .					Санитарный
НЦГС3/40	То же	3	40	5	2900	. .					.
НЦВС25/20	Центробежный самовсасывающий вертикальный	25	20	6	2900	. .					Балластно-осушительный, водоотливный
НЦВС25/65	То же	25	60	5	2900	. .					Пожарный
ЭСН16/1-II	. .	40—30	15—20	0—6	2870	МАК и МАКО	Пер.	3,6	220—380	65	Водоотливный переносный

1 ½КМ-6	Центробежный горизонтальный	6—14	20,5—14	6,6—6	2900	АО-32-2	Пер.	1,7	220/380		Общего назначения
2КМ-6а	То же	10—33	28,5—20	8,7—5,7	2900	АОН-42/2	.	2,8	220	70	То же
3К-9	. .	25—45	24,2—19,6	7—6	2870	А 42/2	.	4,5	220/380	97,7	. .
3К-6	. .	25—58	42—30	7,7—4,7	2400	ПН-68	Пост.	10	220	270	. .
2КМ-6	. .	10—30	34,5—24	8,7—5,7	2900	АОБ1/2-Н	Пер.	4,5	220	110	. .
2КМ-6а	. .	10—30	28,5—20	8,7—5,7	2900	АОН42/2	.	2,8	220	70	. .
3КМ-6	. .	30—70	62—44,5	7,7—4,7	2900	А62/2ТТ80	.	20	220	213	. .
3КМ-6а	. .	30—65	45—30	7,5—5,3	2900	А61/2ТТ80	.	14	220	200	. .
—	Осевой	120	5,5	1,9	2850	ПНВ-10	Пост.	2,4	220	200	Балластный
С-204	Центробежный самовсасывающий горизонтальный	100	14	6	1260	ПНЗ-299	.	7,8	220	880	водоотливной То же
		120	15	6	1440	АО-52-4	Пер.	7	220/380	360	. .
2 ½НФ	Центробежный фекальный	36—72	9,8—6,5	5,5	1450	ПН-28,5 ПН-45	Пост. .	2,8 4,5	110 или 220	295 310	Фекальный
2 ½НФ	То же	36—72	9,8—6,5	5,5	1450	АО42-4 АОБ1-4	Пер. .	2,8 4,5	220/380	260 300	.
ШНИПС-10	Двухопальный	10	1,1	—	1450	АОБ31-4-83	.	0,27	220/380	35	Для систем горячей воды
ШНИПС-20	То же	20	1,5	—	1450	АОБ31-4-83	.	0,27	220/380	35	То же
1ВС-09М	Вихревой	1—3,5	35—12,5	4	1500 1410	П-22М АОБ2-1	Пост. Пер.	0,85 1,0	110 и 220 220/380	84 66	Для автоматизированных систем
1,5ВС-1,3М	.	4—8	50—18	4	1500 1470	П-40М АОН2-4	Пост. Пер.	3,0 2,8	110 и 220 220/380	120 97	То же
2,5ВС-1,8М	.	11—18	60—20	4	1460	АОБ2-4	.	10	220/380	225	. .
3ВС-2,7М	.	20—35	80—35	4	1450	АО72-4	.	20	220/380	50	. .
НСЦВ-1,5М	.	0,6—1,5	20—12	—	1449	АОЛБ32-4	.	0,4	220/380	26,5	. .

Технические характеристики наиболее распространенных на речном флоте центробежных и осевых насосов приведены в табл. 23.

На новых и модернизированных судах получают распространение так называемые вихревые насосы, которые могут быть разделены на два основных типа: центробежно-вихревые (типа ЭСН2; ЭСН2/1-II; ЭСН1; ЭСН1/1; НЭВС 1,5/30; НЦВС 3/30) и вихревые (типа В, ВО и ВС).

Центробежно-вихревой насос типа ЭСН-1/1 представляет собой агрегат, состоящий из электродвигателя и двухступенчатого насоса, у которого первая ступень имеет обычное рабочее колесо, а вторая — вихревое. Этот насос самовсасывающий, он может поднимать жидкость во всасывающей трубе на высоту до 8 *м вод. ст.* Для пуска насоса достаточно залить перекачиваемой жидкостью только корпус насоса, не заполняя ею всасывающую магистраль. При последующих пусках насос не нуждается в заливке, так как количества оставшейся в его корпусе жидкости достаточно для обеспечения начала всасывания.

Вихревые насосы типа В* — консольные одноступенчатые с вихревым рабочим колесом (рис. 93). Предназначаются для перекачивания воды и других жидкостей, имеющих малую вязкость (до 5° усл. *град*) и не содержащих абразивных примесей. Производительность насосов составляет 1—35 $м^3/час$ при напоре от 9,5 до 90 *м вод. ст.* Их можно использовать для перекачивания жидкости с температурой до 90° С.

Существует пять размеров насосов этого типа: 1В-0,9; 1,5В-1,3; 2В-1,6; 2,5В-1,8 и 3В-2,7. Кроме того, насосы указанных марок выпускают в двух вариантах: ВО — обогревный и ВС — самовсасывающий.

Насосы ВС отличаются от насосов В дополнительным узлом, состоящим из воздушного колпака и стального воздухоотвода, служащих для начальной заливки жидкости в момент пуска насоса после его остановки.

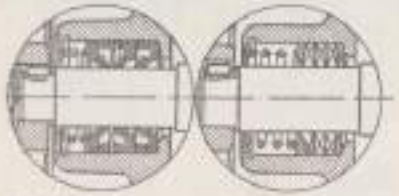
Насос типа ВС (см. рис. 93) состоит из чугунного корпуса *1*, имеющего канал-камеру *2—3*, который идет по направлению вращения рабочего колеса от входного *4* до напорного *5* патрубков.

Всасывающая полость отделена от нагнетательной перемычкой *6*. Передняя крышка *7*, примыкающая к корпусу *1*, образует канал-камеру *2—3*, в котором помещается рабочее (вихревое) колесо *8*. Внутренняя крышка *9* служит задней стенкой корпуса сальника и входит в опорную стойку.

Рабочее колесо *8* представляет собой стальной диск с выфрезерованными по окружности пазами, стенки между которыми

* Цифры в марке вихревых насосов этого типа (например, у насоса 3В-2,7) обозначают: 3 — диаметр входного и напорного патрубка в *мм*, деленный на 25, а 2,7 — коэффициент быстроходности насоса, уменьшенный в 10 раз и округленный.

служат лопастями колеса. Рабочее колесо закреплено на валу *10* шпонкой и специальным болтом с шайбой. Торцовый зазор между рабочим колесом и внутренней крышкой *9* регулируется набором регулировочных колец, а между колесом и передней крышкой *7* — паронитовой прокладкой. На напорном фланце насоса установлены воздушный колпак *11* и воздухоотвод *12*. Во внутренней крышке *9* имеется сальниковое (манжетное) уплотнение *13*, через которое проходит вал *10*, опирающийся на шариковые подшипники *14* и *15*, помещенные в стойке *16*.



Основной вариант сальника 13 с толстостенным уплотнением

Вариант сальника 13 с уплотняющим кольцом

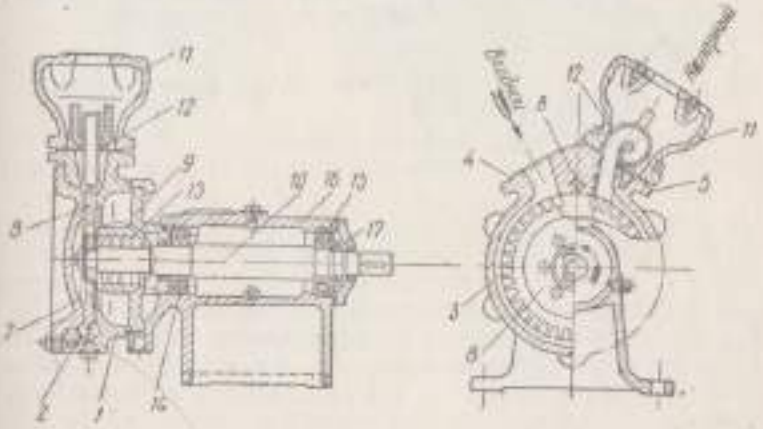


Рис. 93. Вихревой насос типа ВС

Конец вала *10*, выходящий наружу сквозь крышку *17*, служит для присоединения к электродвигателю.

Детали вихревого насоса показаны на рис. 94.

Хотя к. п. д. самовсасывающих вихревых насосов типа ВС составляет около 30% (значительно ниже, чем поршневых и центробежных), они широко используются во всех случаях, когда при периодической кратковременной работе насоса требуется автоматичность и быстрота пуска его в ход. Это особенно важно при создании автоматически действующих судовых систем.

Особенность самовсасывающих насосов заключается в том, что с повышением производительности от нуля до наибольшей у

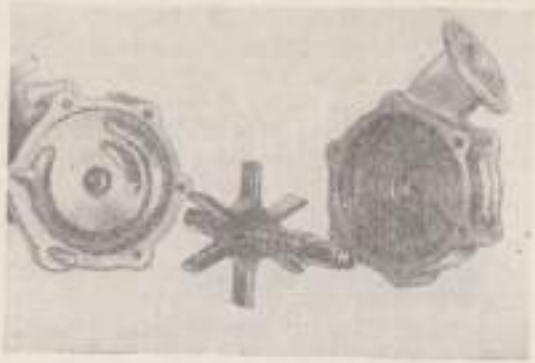


Рис. 94. Детали вихревого насоса

них увеличивается к. п. д., но развиваемый напор и затрата мощности на работу насоса при этом уменьшаются.

§ 23. РОТАЦИОННЫЕ НАСОСЫ

Ротационные насосы подразделяются на следующие основные типы: коловратные, зубчатоколесные (шестеренчатые) и винтовые.

По виду приводов они могут быть разделены на насосы с электрическим приводом и насосы с приводом от двигателя внутреннего сгорания (навешенные). Последний тип привода наиболее характерен для зубчатоколесных насосов.

К общим преимуществам ротационных насосов относятся их относительно малые вес и габариты, а также возможность использования для их привода быстроходных двигателей без редуктора.

В судовых условиях ротационные насосы применяют для перекачивания вязких жидкостей, а иногда используют также в качестве продувочных (у двухтактных двигателей внутреннего сгорания).

Чаще всего эти насосы служат неотъемлемой частью самого двигателя (топливоперекачивающий, циркуляционно-масляный или продувочные насосы). В качестве самостоятельных вспомогательных механизмов их используют сравнительно редко.

Простейший коловратный насос (рис. 95, *а*) состоит из цилиндрического корпуса *1* с приемным и нагнетательным патрубками и эксцентрично установленного ротора *2* с подвижными лопастями *3*.

В сквозном диаметральном пазе ротора с наружных сторон его вставлены две распираемые пружинами лопасти.

Ротор выполнен из двух половин, плотно соединяемых друг с другом винтами с потайной головкой.

Каждая из половин ротора имеет шейки, проходящие через отверстия корпуса и крышки, снабженные уплотнениями.

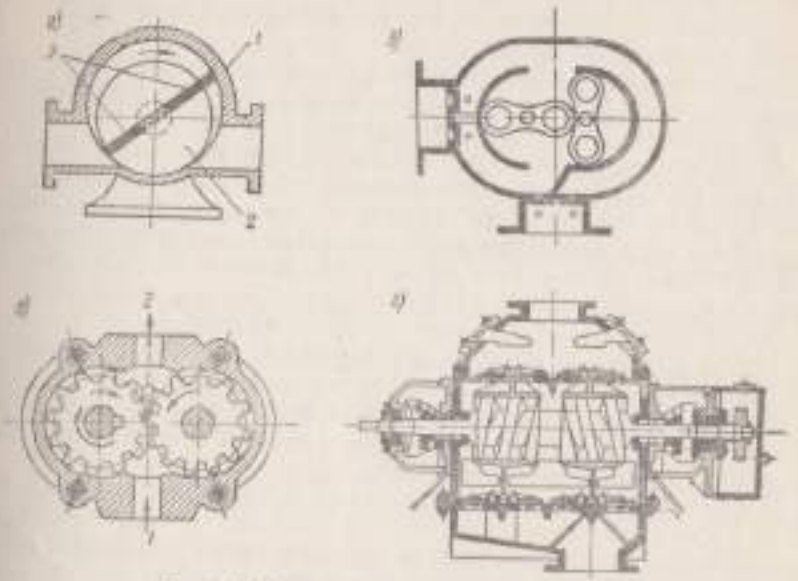


Рис. 95. Ротационные насосы вытеснения:
а — коловратный; *б* — ротационный с фигурными роторами; *в* — зубчатоколесный; *г* — одновинтовой, винтовой

При вращении ротора благодаря его эксцентричному расположению в корпусе насоса лопасти, вращаясь вместе с ротором, одновременно совершают поступательно-возвратное движение. При этом торцовые части лопастей все время оказываются прижатыми к корпусу под действием распирающих пружин.

Жидкость, находящаяся в пространстве между ротором и корпусом насоса, захватывается лопастью и перекачивается в нагнетательную часть.

Изменение направления вращения ротора приводит к изменению направления перекачивания жидкости.

Равномерный износ торцовых поверхностей лопастей (в определенном пределе) не влияет на напор и производительность насоса.

Что же касается зазоров между телом самого ротора и корпусом со стороны крышки и между торцом ротора и корпусом, то величина их не должна превышать 0,25 *мм* во избежание резкого снижения объемного к. п. д. насоса.

Рассмотренные двухлопастные насосы создают давление до 5—6 *кг/см*², но отличаются неравномерностью подачи жидкости.

Многолопастные коловратные насосы могут обеспечивать лучшую равномерность подачи и развивать относительно более высокое давление.

Количество лопастей у коловратных насосов может быть от двух до двенадцати и более.

Современные многолопастные коловратные насосы могут развивать давление до 70 *кг/см*².

Разновидностью коловратного насоса служит насос с фигурными роторами, используемый для подачи продувочного воздуха в двухтактных двигателях внутреннего сгорания.

Роторы этого насоса (рис. 95, *б*) спрофилированы в виде лекальных цилиндров, вращение которых в разные стороны с одним и тем же числом оборотов обеспечивается путем соединения их валов двумя цилиндрическими шестернями с равными модулем и числом зубьев (шестерни расположены вне корпуса насоса и на рисунке не показаны).

Зазор между поверхностями роторов менее 0,1 *мм*.

Насос с тремя фигурными роторами обладает более высоким объемным к. п. д., но более сложен и дорог в изготовлении.

Схема зубчатоколесного насоса показана на рис. 95, *в*. Такие насосы при перекачивании вязких жидкостей могут создавать давление, достигающее 50 *кг/см*².

Зубчатоколесные насосы работают следующим образом. Одно из зубчатых колес приводится во вращение двигателем (электродвигатель, паровая турбина или двигатель внутреннего сгорания) и, находясь в зацеплении с другим зубчатым колесом, заставляет его вращаться в противоположную сторону.

Зубья, находящиеся в зацеплении, отделяют полость всасывания *1* от полости нагнетания *2*.

При вращении колес в направлениях, указанных на схеме стрелками, жидкость, заполняющая промежутки между зубьями, переносится по внутреннему периметру корпуса насоса из полости *1* в полость *2*. Зубья, выходящие из зацепления в полости *1*, освобождают пространство для поступления жидкости во впадины, а зубья, входящие в зацепление, выдавливают жидкость из впадин в полость *2*.

Профиль зубьев у зубчатых колес выполняется эвольвентным.

Диаметр начальной окружности зубчатых колес может быть определен по формуле

$$D_{н.к} = 12{,}3\sqrt{\frac{Q'}{n}}\ мм, \qquad (112)$$

где Q' — производительность насоса в *л/мин*;

n — число оборотов шестерен в минуту.

Производительность зубчатоколесного насоса может быть определена по выражению

$$Q' = \frac{\pi}{4}(D_к^2 - D_{вп}^2)b n \eta_о\ л/мин, \qquad (113)$$

где $D_к$ — диаметр колес по головкам зубьев в *дм*;

$D_{вп}$ — диаметр колес по впадинам зубьев в *дм*;

b — ширина колес в *дм*;

$\eta_о$ — объемный к. п. д., составляющий 0,7—0,9 и зависящий от плотности соединений, вязкости перекачиваемой жидкости и окружной скорости зубчатых колес. Последняя обычно не превышает 5 *м/сек*.

Технические характеристики зубчатоколесных, винтовых и лопастных («шиберных») насосов, применяемых на речных и озерных судах, приведены в табл. 24.

Винтовые насосы применяют для тех же целей, что и зубчатоколесные.

Винтовые насосы разделяются на одновальные (рис. 95, *г*), двух- и трехвальные.

Они могут быть использованы для перекачивания любой жидкости, но работают лучше при перекачивании жидкостей с повышенной вязкостью. Обычно их применяют в качестве циркуляционномасляных и топливоперекачивающих.

Одновальные винтовые насосы неудобны тем, что в них нет герметичного разделения нагнетательной полости от всасывающей.

Винтовые насосы с двумя, а еще лучше с тремя винтами значительно более надежно гарантируют от обратной утечки перекачиваемой жидкости.

В трехвальных насосах при циклоидальном профиле нарезки сопряженных друг с другом винтов порции жидкости, поступившей в пространство между витками, непрерывно перемещаются в осевом направлении (как бы отделенные от всасывающей полости).

Винтовые насосы компактны, работают плавно, бесшумно, в любом положении в пространстве, сборка и разборка их просты. В отличие от ротационных насосов других типов они имеют высокие всасывающие качества, более постоянную производительность при изменяющемся напоре, более высокий и устойчивый коэффициент полезного действия (даже при значительном напоре). В винтовых насосах жидкость движется прямолинейно, равномерно (без пульсации).

При увеличении вязкости перекачиваемой жидкости производительность винтовых насосов изменяется сравнительно мало, а потребляемая мощность возрастает в значительно меньшей степени, чем у коловратных («шиберных»). Вместе с тем, все эти ценные качества винтовых насосов могут быть достигнуты только при условии высокого класса точности обработки поверхно-

Таблица 2

Марка	Тип насоса	Производительность, л/сек	Напор, м вод. ст.	Число оборотов в минуту	Высота всасывания, м вод. ст.	Электродвигатель: Тип	Мощность, квт	Род тока	Напряжение, в	Вес, кг: насоса	Вес, кг: агрегата
РЗ-3а	Зубчатоколесный	1,1	30	1450	5	ПН-17,5	1,75	Пост.	110 или 220	11	197
						АОЛ1-4	1,7	Перем.	220/380	11	65
РЗ-4,5а	То же	3,3	33	1450	3	ПН-17,5	1,75	Пост.	110 или 220	13	109
						АОЛ1-4	1,7	Перем.	220/380	13	68
РЗ-7,5	» »	5,0	33	1450	3	ПН-17,5	1,75	Пост.	110 или 220	15,5	112
						АОЛ1-4	1,7	Перем.	220/380	15,5	70
РЗ-30	» »	18,0	36	1000	6,5	ПН-85	5,6	Пост.	110 или 220	48	273
						АО52-6	4,5	Перем.	220/380	48	250
ЭМН-3	Трехвинтовой вертикальный	50	40	1500 1455	6	ПНВ-100	14,25	Пост.	220	154	625
						МАФ-82-62/4	13	Перем.	220/380	154	420
ЭМН-II/1-II	То же	45	80	1460	5	МАФ-82-72/4	25	Перем.	220	174	500
Л1Ф-5	Лопастной . .	0,3	650	950	—	—	1,12	С электродвигателями постоянного или переменного тока			
Л1Ф-35	»	2,1	650	950	—	—	4,65				

стей винтов и направляющих отверстий в строгой параллельности пазов.

Общий вид трехвального насоса показан на рис. 96.

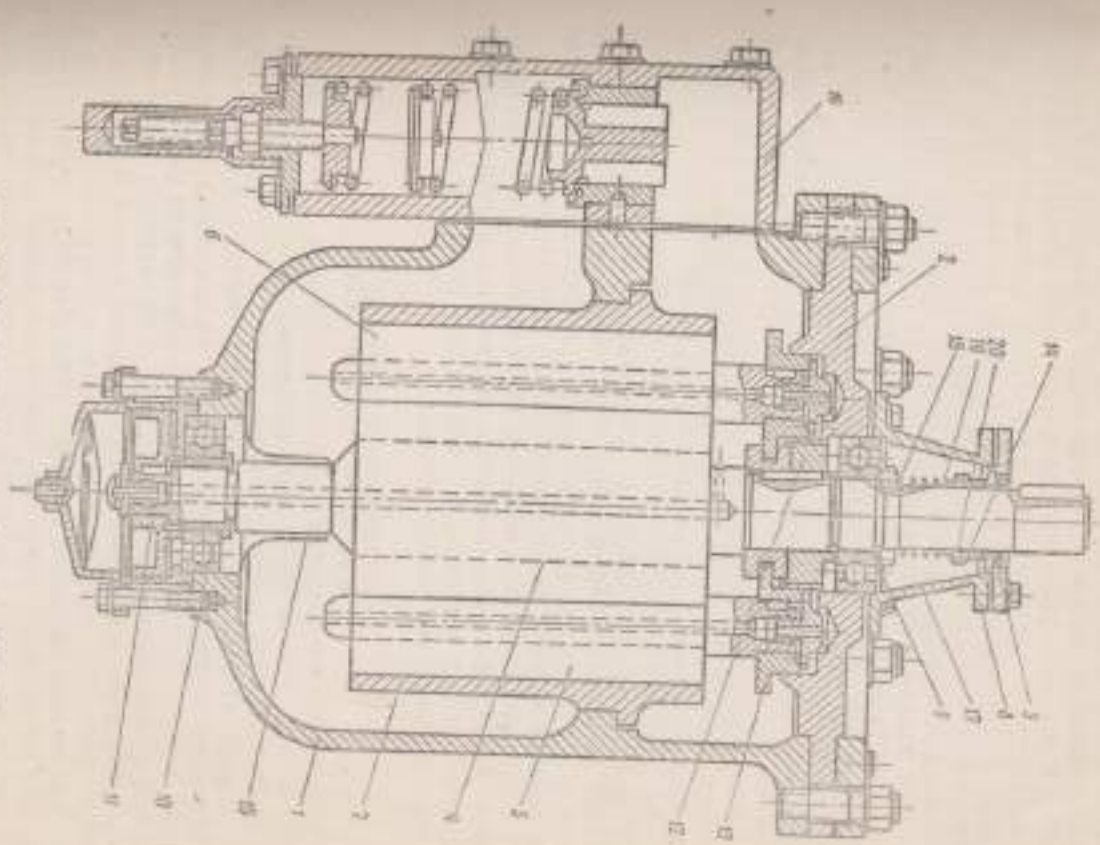


Рис. 96. Трехвальный винтовой насос НВВ-55

Вертикальные винтовые насосы (НВВ) обычно поставляют агрегатами (с электродвигателями); они бывают марок ЭМН-3, ЭМН-3/1 и т. д. (Э — электрический, М — масляный, Н — на-

сос, цифра — условное обозначение модели, целая 3 — постоянного тока, дробная 3/1 — переменного тока).

Насос типа ЭМН состоит из литого стального корпуса, с которым за одно целое отлиты приемный и нагнетательный патрубки. Внутри корпуса *1* помещаются ведущий *4* и два ведомых *5* и *6* винта, заключенные в бронзовой обойме *7*, имеющей три сквозные параллельные друг другу сообщенные полости. Винты с двухзаходной нарезкой — левой на ведущем и правой на ведомых винтах. Ведущий винт *4* имеет вверху радиальный шариковый подшипник *9*, а внизу — радиально-упорный *10*. Осевые усилия, действующие на ведущий винт, воспринимаются разгрузочными поршнями *11* и *12*. Ведомые винты удерживаются от осевых смещений дисками *13*. В крышке *2* корпуса имеются отверстия, в которые входят концы ведомых винтов. Конец ведущего винта во всасывающей полости насоса закрыт кожухом *15*.

Для перепуска перекачиваемой жидкости во всасывающую полость при чрезмерном повышении давления насос снабжен предохранительно-перепускным клапаном *16*.

Сальник насоса состоит из корпуса *17*, стальной пружины *18*, стального упорного кольца *19*, резинового уплотнения *20*, бронзового подпятника *14*, фланца *8*, в гнезде которого находится пята *3* с резиновым амортизатором. Детали насоса смазываются перекачиваемой жидкостью.

Винтовые насосы (например, трехвинтовые) широко применяют наряду с лопастными (коловратными) в гидравлических автоматических системах, а насосы типа НВВ — в системе механического распыливания топлива.

§ 24. СТРУЙНЫЕ НАСОСЫ

Общие сведения

Струйный насос представляет собой аппарат, в котором под действием струи жидкости или пара, быстро движущейся по каналу, имеющему специальную форму, достигается разность давлений во всасывающем и нагнетательном патрубках, благодаря чему обеспечивается возможность перекачивания жидкости или газа.

Различают струйные насосы с непрерывной подачей рабочей жидкости (пара) и струйные насосы с прерывистой струей. На речных и озерных судах используют главным образом струйные насосы первой группы.

В зависимости от вида рабочей жидкости судовые струйные насосы разделяются на пароструйные и водоструйные.

Пароструйные насосы применяют на судах в качестве запасных питательных средств паровых котлов, воздушных отсасывающих насосов для удаления воздуха из конденсаторов и рефулерных насосов, а также в качестве вентиляционных устройств при зачистке нефтеналивных емкостей судов.

Водоструйные насосы используют в судовых условиях для осушения отсеков и в качестве золо- и шлакоудалительных средств, а также в качестве рефулерных на землесосных снарядах (гидроземлесосы).

Пароструйные насосы, способные создать давление, превышающее котельное, называются *инжекторами*. Насосы, служащие для удаления (откачивания) жидкости, называются *эжекторами*.

К преимуществам струйных насосов относятся:

отсутствие движущихся частей (они не имеют ни поршней, ни роторов);

простота и компактность конструкции (малый вес и габариты);

способность перекачивать загрязненную жидкость;

способность «сухого» всасывания.

К недостаткам струйных насосов, резко ограничивающим область их применения, относятся чрезвычайно низкий общий к. п. д. (иногда 3—4%) и невозможность регулирования производительности.

Из-за указанных недостатков струйные насосы используют только на кратковременно действующих установках, где низкая экономичность окупается их простотой и надежностью действия.

Инжекторы и эжекторы

Как уже указывалось, инжекторы используют в качестве дополнительных питательных средств паровых котлов. Низкий к. п. д. их в данном случае компенсируется высоким термическим к. п. д., так как тепло, отдаваемое струей пара, идет на подогрев питательной воды (температура последней после прохождения через инжектор повышается).

Это обстоятельство отнюдь не служит основанием для того, чтобы считать инжекторы средством, пригодным для регулярного питания паровых котлов, так как по сравнению со специальными питательными насосами и водоподогревателями, использующими тепло отработавшего пара, инжекторы все же неэкономичны.

Известно много различных типов инжекторов (инжекторы Селерса, Жиффара, Кертинга, Натана, Фридмана, RS-II, Габеля, Заварина, «Рестартинг» и др.) однако на судах применяются лишь некоторые из них.

Наибольшее распространение получил инжектор типа «Ре-

стартинг». На судах старой постройки можно встретить инжектор Кертинга.

Инжекторы различаются по номерам, характеризующим их производительность.

Основные данные инжекторов Кертинга приведены в табл. 25.

Таблица 25

Основные данные	Номер инжектора													
	2	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Производительность, *л/мин* . . .	9	517,5	27	39	52	88	103	135	160	184	205	245	230	345
Диаметр паровых и водяных труб, *мм*	13	25	30	30	40	40	50	50	50	60	60	60	70	80

Наименьший диаметр расширительной насадки (нагнетательного конуса), выраженный в миллиметрах, определяет номер инжектора типа «Рестартинг», например, инжектор № 5 имеет минимальный диаметр расширительной насадки 5 *мм*.

Основные данные инжекторов «Рестартинг» приведены в табл. 26.

Таблица 26

Основные данные	Номер инжектора			
	5	7	9	11
Производительность, *л/час*, при давлении пара 6 *кг/см²*, высоте всасывания 1 *м вод. ст.* и температуре воды 15° С	2100	3900	6000	9000
Давление рабочего пара, *кг/см²*	2—13	4—14	4—14	2—13
Предельная высота всасывания, *м* при температуре воды 15° С и давлении пара 4 *кг/см²*	5	5	5	5
Предельная температура воды, °С, при высоте всасывания 1 *м* . . .	56	56	56	56
Внутренние диаметры парового и водяного патрубков, *мм*	25	32/30	36	50
Вес инжектора, *кг*	9,6	14	20	26

На рис. 97 показано устройство инжектора типа «Рестартинг». Для пуска в действие инжектора служит рукоятка *1*, при повороте которой валик с диском и эксцентрично расположенным на нем пальцем в прорези клапана *2* поднимает коническую тарелку *3* клапана. При этом пар, поступающий в паро-

вой конус *4*, увлекает за собой воду в смесительный конус *5* и расширительную насадку *6*, где скорость струи воды и сконденсировавшегося пара снижается, но зато давление образовавшейся смеси возрастает, и она через клапан *8*, находящийся во втулке *7*, поступает в нагнетательный трубопровод. Подача пара в инжектор регулируется вентилем на пароподводящей трубе.

В момент пуска инжектора вследствие наличия в нем воздуха полной конденсации пара не происходит. В этот период воздух выталкивается паром через клапан *9* в вестовой патрубок *10*.

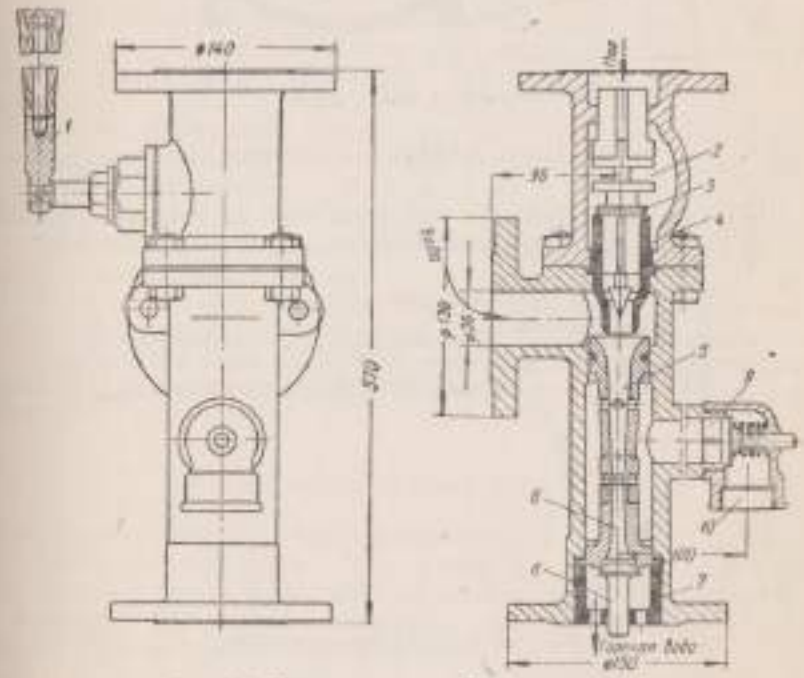


Рис. 97. Инжектор типа «Рестартинг» № 9

Инжекторы «Рестартинг» более сложной конструкции отличаются от описанной тем, что смесительный (конденсационный) конус у них имеет откидную щеку (полуконус) или сбрасывающее кольцо для обеспечения свободного выпуска из конусной части воздуха и воды при пуске или внезапной остановке инжектора вследствие прекращения подачи воды.

Однако и несколько упрощенная конструкция инжекторов этого типа (см. рис. 97) обеспечивает вполне надежную работу, в связи с чем такие инжекторы унифицированы и получили распространение на речных и озерных судах.

Пароструйные эжекторы используют в качестве водоотливных средств (водогонов) на паровых судах, особенно в небольших отсеках судна (например, в фор- и ахтерпиках).

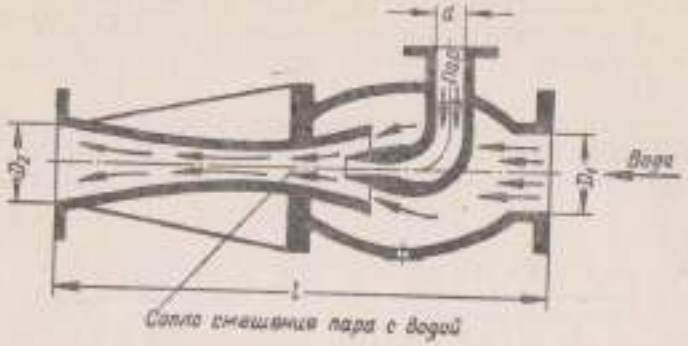


Рис. 98. Схема действия пароструйного эжектора

Действие пароструйного эжектора ясно из схемы, приведенной на рис. 98. Водоструйный эжектор показан на рис. 99.

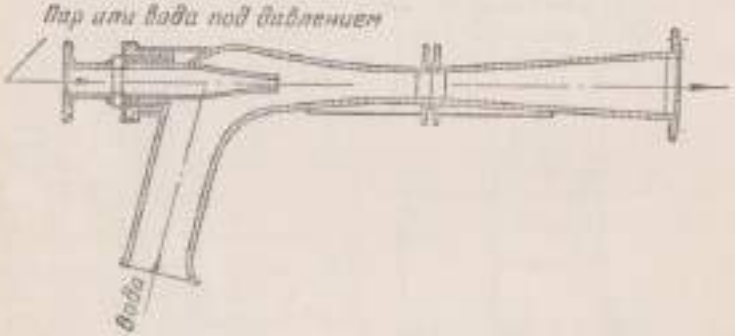


Рис. 99. Водоструйный эжектор

Основные данные пароструйных эжекторов приведены в табл. 27, а водоструйных — в табл. 28.

Таблица 27

Диаметр, *мм*					Длина *l*, *мм*	Производительность, *м³/час*
паровой трубы	всасывающей трубы, D_1	выходного патрубка D_2	парового сопла *d*	наименьший смесительного конуса		
20	45	45	8	30	230	16
25	80	80	14	34	380	50
40	110	110	20	46	450	95
50	130	130	24	58	785	120
80	180	180	27	82	1040	240

Таблица 28

Основные данные	Типы эжекторов		
	I	II	III
Производительность, *м³/час*	10	15	25
Высота нагнетания, *м вод. ст.*	1	4	2—4
Высота всасывания, *м вод. ст.*	2—3	3	2—4
Давление рабочей воды, *кг/см²*	3,4	4	3
Расход рабочей воды, *м³/час*	7,6	10	15
Вес эжектора, *кг*	11,8	11,35	20,68

У паровых эжекторов отдельных конструкций подача пара регулируется путем введения иглы (штревеля) в сопло (паровой конус), а у простейших эжекторов — вентилем на трубе, подводящей пар.

В области разработки методов расчета струйных насосов известны исследования К. К. Баулина, И. С. Бермана, С. А. Бутакова, П. Н. Каменева, С. Ф. Конева, С. А. Соколова и др.

Методика проф. П. Н. Каменева предусматривает ведение расчета, исходя из наименьших потерь в смесительном патрубке и диффузоре струйного насоса.

В данном учебнике методики расчета струйных насосов подробно не рассматриваются. В связи с тем, что область применения струйных насосов (особенно паровых) постепенно сокращается, приводятся основы расчета лишь водоструйного насоса (эжектора).

Расчет водоструйного насоса

Если известны $Q_н$ — производительность, которую должен иметь водоструйный насос, $H_н$ — напор в *м вод. ст.*, который он должен развивать и высота всасывания $H_{вс}$, то расход рабочей жидкости $Q_р$ можно определить, зная коэффициент подсасывания, принимаемый обычно равным

$$\frac{Q_н}{Q_р} = 1{,}15 \div 1{,}2.$$

Напишем уравнение Бернулли для начального и конечного сечений смесительного конуса, исходя из предположения, что давление в конце камеры смешения равно давлению во всасывающем патрубке насоса. Тогда

$$H_{вс} + \frac{v_г^2}{2g} = H_н + \frac{v_н^2}{2g} + h_д, \qquad (114)$$

где $h_д$ — гидравлическое сопротивление диффузора;
$v_г$ — скорость смеси в горловине;
$v_н$ — скорость смеси в нагнетательном патрубке.

Угол конусности диффузора берем в пределах 6—10°. Величина $h_п$ может быть найдена как произведение

$$\xi \frac{v_п^2}{2g},$$

где

$$\xi = \left(1 - \frac{f_1}{f_2}\right)^2 \sin \frac{\delta}{2}$$

(формула Флингера, в которой f_1 и f_2 — соответственно площади входного и выходного сечений конусов, а δ — угол конусности).

Скорость $v_г$ смеси в горловине может быть найдена из выражения

$$v_г = \sqrt{\left[(H_п - H_{вс}) + \frac{v_п^2}{2g} + h_п\right] 2g}, \qquad (115)$$

которое является не чем иным, как уравнением (114), решенным относительно $v_г$.

Значением скорости $v_п$ в напорном патрубке обычно задаются в пределах 2—2,5 *м/сек*.

Диаметр горловины

$$d_г = \sqrt{\frac{4(Q_р + Q_п)}{v_г \pi}} \ м.$$

Поскольку расчет ведется с известными допущениями, определенный таким образом диаметр горловины следует увеличить на 30—50%.

Как следует из уравнения количества движения и принятого условия постоянства давления в камере смешения насоса, скорость $v_с$ жидкости, вытекающей из сопла, равна

$$v_с = \frac{Q_п}{Q_р}(v_г - v_в \cos \alpha) + v_г \ м/сек, \qquad (116)$$

где $v_в$ — скорость жидкости во всасывающем патрубке, значением которой обычно задаются в пределах 1,5—2 *м/сек*;

α — угол, под которым расположена ось всасывающего патрубка по отношению к оси сопла.

Диаметр сопла (в выходном сечении)

$$d_с = \sqrt{\frac{4Q_р}{v_с \pi}} \ м. \qquad (117)$$

Пренебрегая скоростным напором рабочей жидкости перед соплом, можно принять, что скорость истечения из сопла равна

$$v_с = \varphi \sqrt{2g(H_р - H_{вс})} \ м/сек, \qquad (118)$$

где φ — коэффициент скорости, равный 0,95—0,97;

$H_р$ — напор рабочей жидкости.

Из выражения (118) может быть определен напор рабочей жидкости перед соплом.

$$H_р = \frac{v_с^2}{\varphi^2 2g} + H_{вс} \qquad (119)$$

Расстояние l от сопла до горловины расширительного конуса насоса может быть определено по эмпирической формуле инж. Теперина и Замарина:

$$l = 4{,}65\left(\frac{v_с}{v_г}\right)^{1{,}2} d_с. \qquad (120)$$

Поскольку напор у входа в насос для рабочей жидкости составляет

$$H_р + \frac{v_р^2}{2g},$$

для подаваемой жидкости

$$H_{вс} + \frac{v_г^2}{2g},$$

а на выходе из насоса уменьшается до

$$H_п + \frac{v_п^2}{2g},$$

на работу водоструйного насоса затрачивается мощность

$$N = Q_р \gamma_в \left[(H_р - H_п) + \frac{v_р^2 - v_п^2}{2g}\right] \ кгм/сек. \qquad (121)$$

Отсюда же полезно используемая мощность будет

$$N_е = Q_п \gamma_в \left[(H_п - H_{вс}) + \frac{v_п^2 - v_в^2}{2g}\right] \ кгм/сек. \qquad (122)$$

К. п. д. насоса — отношение полезно используемой мощности к затраченной

$$\eta = \frac{N_е}{N}. \qquad (123)$$

Как уже указывалось выше, струйные насосы имеют весьма низкий к. п. д., значение которого даже для насосов наиболее совершенных конструкций обычно не превышает 25%, а чаще составляет 15—18%.

§ 25. ЭКСПЛУАТАЦИЯ СУДОВЫХ НАСОСОВ

Пуск поршневого насоса должен производиться в следующем порядке.

После тщательного внешнего осмотра насоса и проверки, не мешают ли его работе какие-либо предметы, необходимо убедиться, поступает ли смазка к трущимся деталям насоса. За-

тем открывают спускные краны, насос проворачивают вручную и закрывают спускные краны.

Перед пуском поршневого насоса необходимо открыть клапан на нагнетательном, а затем на всасывающем трубопроводе.

Во время работы насоса необходимо следить за тем, чтобы не было стуков и шума, не свойственных его нормальной работе. При обнаружении указанных недостатков насос должен быть остановлен и осмотрен для устранения причины, вызвавшей ненормальный стук. Смазка должна подаваться к трущимся частям экономно, но в достаточном количестве, чтобы детали насоса не подвергались повышенному нагреву. Сорт смазочного масла должен соответствовать предусмотренному техническими условиями на эксплуатацию насоса. Следует также следить за действием воздушных колпаков, поддерживая в них нормальное количество воздуха при помощи воздушных кранов.

Заданный режим работы насоса контролируется по количеству двойных ходов поршня в минуту (числу оборотов вала) и показаниям контрольно-измерительных приборов.

При остановке насоса надо соблюдать следующую очередность операций:

закрыть клапан на приемной магистрали;

остановить двигатель (или прекратить поступление пара в паровые цилиндры прямодействующего насоса);

закрыть отливной клапан;

выпустить жидкость из гидравлических цилиндров посредством спускных кранов;

закрыть спускные краны, осмотреть и обтереть насос.

Если насос перекачивал раньше одну жидкость (например, мазут), а затем потребовалось перекачивать другую жидкость (например, бензин), то насос и магистрали трубопроводов необходимо предварительно промыть, прокачивая воду, которая затем должна быть удалена через спускные краны (или пробки).

Причинами, снижающими производительность насоса или развиваемое им давление, служат:

износ, а также плохое обжатие сальников штоков или неправильное расположение колец набивки;

забои на клапанах и их седлах, попадание под клапаны посторонних предметов, поломка или нарушение регулировки пружин клапанов;

повышение температуры невязких жидкостей или понижение температуры тяжелых нефтепродуктов;

засоренность приемных сеток и фильтров;

неисправность прокладок в соединениях и фланцах трубопроводов;

просос воздуха через неплотности во всасывающей магистрали;

износ уплотнительных поршневых колец.

Ненормальные шумы и стуки могут появляться не только

вследствие слабин в соединениях деталей насоса, но также в результате наличия в цилиндрах посторонних предметов, избытка или отсутствия воздуха в воздушных колпаках, нарушения регулировки клапанов (поломки или ослабления пружин, излишне большой высоты подъема клапанов), при отрыве всасываемой жидкости от поршня вследствие чрезмерно большой скорости его движения, неправильной регулировки парораспределения, при увеличении зазоров вследствие сильного износа уплотнений поршня и сальников.

В центробежные насосы, если они не имеют невозвратных клапанов или расположены выше уровня ватерлинии, перед их пуском в действие приходится заливать перекачиваемую жидкость. Жидкость заливают через клапан на всасывающем трубопроводе до тех пор, пока она не заполнит всасывающий трубопровод и корпус насоса (о чем свидетельствует появление жидкости в воздушных краниках).

В насосы, снабженные приспособлениями, создающими вакуум на всасывающей части или находящиеся под напором, заливать жидкость перед пуском не требуется.

При пуске центробежного насоса клапан на нагнетательной магистрали вначале держат закрытым, а затем медленно открывают. Продолжительная работа насоса с перекрытой нагнетательной магистралью может вызвать перегрев его деталей. Поэтому работать насосом при закрытом клапане нагнетательного трубопровода разрешается только в течение нескольких минут.

Для остановки центробежного насоса надо остановить двигатель, закрыть клапан на нагнетательной магистрали, закрыть краны вакуумметра, гидравлических затворов и клапан на всасывающем трубопроводе.

К наиболее частым неполадкам в работе центробежного и роторного насосов относятся:

перекосы вала вследствие износа вкладышей или неравномерной их затяжки;

нарушение нормальных условий смазки из-за расстройства смазочной системы или неисправностей деталей и как следствие этого — нагревание частей насоса выше допустимых пределов;

падение напора или производительности в результате увеличения зазоров между крылаткой и корпусом насоса и подсоса воздуха во всасывающей магистрали.

Струйные насосы могут перестать действовать при неплотностях, разработке или засорении конусов (насадок), а также при резком уменьшении давления рабочей жидкости (пара, воды).

Если эжектор сразу «не забрал», то необходимо быстро закрыть запорный клапан и снова его открыть.

Нормальная работа инжекторов зависит от правильности пригонки и установки конусов и насадок, подводки трубопроводов, а также от качества приделки клапанов и других деталей.

В процессе эксплуатации инжекторов возможны следующие неисправности:

ненормальный кольцевой зазор между паровым и смесительным конусами в результате неправильности установки парового конуса;

отклонение расстояния между смесительным конусом и расширительной насадкой от проектного;

изменение профиля и размеров внутренних поверхностей конусов вследствие механического изнашивания и коррозии;

отложение накипи в конусах и клапанах;

перегрев инжекторов, вызывающий «запаривание» — неправильную (пульсирующую) подачу воды и выброс пара в вестовой патрубок.

Первые два вида неисправностей устраняют подгонкой и выверкой правильности взаимного расположения конусов путем замены прокладок. При разработке (увеличении) внутреннего диаметра парового конуса и расширительной насадки на 1 *мм* и смесительного конуса на 0,5 *мм* их следует заменять.

Конусы очищают от отложений накипи механическим методом с применением специальных разверток или химическим методом путем выдерживания их в 15-процентном водном растворе соляной кислоты в течение 15—20 *мин* с последующей очисткой мягкой металлической щеткой и промывкой в воде.

Все неисправности в работе насоса должны быть своевременно обнаружены и устранены во избежание его аварии. Ненормальная работа или внезапная остановка насоса может вызвать тяжелые последствия, связанные с расстройством и поломкой систем, механизмов, которые данный насос обслуживает.

В процессе эксплуатации насосов часто приходится изменять количество подаваемой ими жидкости. Этот процесс называется регулированием производительности насоса. Так, в частности, приходится регулировать производительность питательного, конденсатного, циркуляционного и ряда других насосов. Производительность паровых поршневых прямодействующих насосов можно изменять посредством парозапорного вентиля, величина открытия которого влияет и на число двойных ходов поршня в минуту. Однако при этом следует иметь в виду, что сильное прикрытие парозапорного вентиля может вызвать резкое понижение давления пара в золотниковой коробке насоса и снижение давления жидкости в нагнетательном трубопроводе. У приводных поршневых насосов производительность варьируется путем изменения числа оборотов коленчатого вала.

Производительность центробежного насоса регулируют изменением числа оборотов в минуту рабочего колеса (крылатки) или искусственным увеличением сопротивления в нагнетательном трубопроводе.

Первый метод регулирования производительности может применяться в диапазоне изменения числа оборотов электродвигателя (дизеля, паровой машины, турбины), приводящего в движение насос, допускаемых для данного двигателя. В этом случае пользуются заводской характеристикой QH центробежного насоса, построенной для различных чисел оборотов рабочего колеса в минуту.

На рис. 100 показано семейство кривых QH при различных числах оборотов рабочего колеса в минуту.

На этом рисунке AC — линия, соответствующая геометрической высоте подъема перекачиваемой жидкости, а AB — характеристика трубопровода, ординаты которой равны сумме геометрической высоты подъема перекачиваемой жидкости и потерь напора Σh, возрастающих с увеличением производительности насоса.

Если насос работает с числом оборотов крылатки в минуту n_1, то его производительность Q_1 определяется абсциссой точки 1 пересечения кривой QH (при n_1) с характеристикой трубопровода (линией AB).

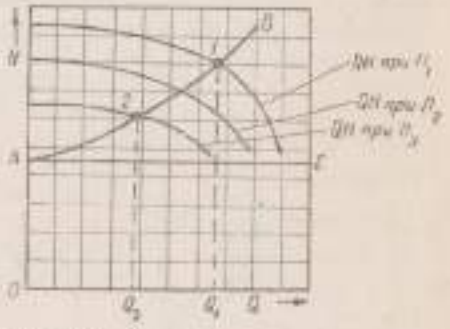


Рис. 100. Регулирование производительности центробежного насоса изменением числа оборотов рабочего колеса

При переходе на новое число оборотов крылатки, например на n_2, производительность насоса изменится и будет иметь значение Q_2, соответствующее абсциссе точки 2 пересечения кривой QH (при n_2) с характеристикой трубопровода.

Следует иметь в виду, что при указанном способе регулирования производительности к. п. д. центробежного насоса изменяется сравнительно мало. Однако использование этого экономичного метода регулирования производительности насоса практически лимитируется возможностями двигателя насоса и позволяет изменять производительность лишь в ограниченных пределах.

Второй метод регулирования производительности, наоборот, позволяет изменять ее в очень широком диапазоне (от нуля до максимума), но он неэкономичен, так как сопротивление в нагнетательном трубопроводе искусственно увеличивают путем частичного перекрытия клапана или клинкета (задвижки). При этом, естественно, возрастает напор, который должен преодолеть насос, снижается производительность и весьма заметно падает к. п. д.

В практике иногда бывает необходима совместная работа насосов.

Если два насоса, имеющие отдельные всасывающие трубопроводы, нагнетают жидкость в общую магистраль, их работа называется параллельной.

Если один насос подает жидкость во всасывающий патрубок другого насоса, а последний нагнетает ее в напорную магистраль, такая работа насосов называется последовательной.

При последовательной работе насосов производительность остается такой же, как у одного насоса, а напор H возрастает, но получается несколько меньше суммы напоров, развиваемых насосами в отдельности.

При параллельной работе двух одинаковых центробежных насосов производительность будет выше производительности одного насоса, а развиваемый напор изменится сравнительно мало.

Рассмотрим, какова будет характеристика QH при параллельной работе двух одинаковых центробежных насосов.

Показанная на рис. 101 кривая BC_1 — характеристика одного насоса.

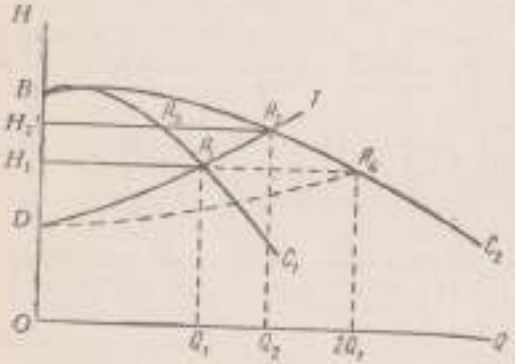


Рис. 101. Параллельная работа центробежных насосов

Для двух одинаковых насосов их суммарная характеристика BC_2 может быть получена удваиванием абсцисс точек характеристики одного насоса BC_1, а именно: точка A_2 может быть получена путем увеличения длины абсциссы A_3 на равный ей отрезок; точка A_4 — соответственно путем удлинения абсциссы A_1 на равную ей величину и т. д.

Поскольку с переходом насосов на параллельную работу трубопровод остается без изменений, точка A_1 пересечения характеристик одного насоса и трубопровода уже не характеризует данный режим.

Режим определяется характеристикой суммарной кривой BC_2 и кривой DT — характеристикой трубопровода, пересекающимися в точке A_2.

Таким образом, если при работе одного насоса при напоре H_1 производительность равнялась Q_1, то в результате параллельной работы насосов их суммарная производительность будет Q_2 (а не $2Q_1$) и напор, развиваемый при этом, достигнет величины H_2 (а не останется равным H_1).

§ 26. СУДОВЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

Для перемещения газа и повышения его давления (до 1500 *мм вод. ст.*) применяют вентиляторы.

По принципу действия вентиляторы могут быть разделены на центробежные и осевые.

Кроме того, различают вентиляторы вдувные, вытяжные и циркуляционные (ветрогоны).

По развиваемому напору различают вентиляторы:
низкого давления (с напором до 100 *мм вод. ст.*);
среднего давления (с напором 100—300 *мм вод. ст.*);
высокого давления (с напором 300—1500 *мм вод. ст.*).

В зависимости от чистоты перемещаемого газа применяются вентиляторы:
для перемещения чистого газа;
для перемещения загрязненных газов (пылевые).

Судовые вентиляторы обеспечивают действие некоторых систем и используются для искусственной вентиляции помещений, а также как побудители тяги в котельных установках.

Поскольку параметры перемещаемых газов резко изменяются в зависимости от температуры и давления, производительность вентилятора принято относить к так называемому стандартному воздуху, под которым понимается воздух при температуре 20° С и давлении 760 *мм рт. ст.* с относительной влажностью 50% при объемном весе 1,2 *кг/м*³.

Подбор вентилятора для вентиляции судовых помещений производится с учетом необходимого числа обменов воздуха в час, которое нормируется в зависимости от назначения помещений (табл. 29).

Таблица 29

Помещения	Число обменов воздуха в час при вентиляции	
	вдувной	вытяжной
Пассажирские и служебные	10—15	—
Салоны, рестораны и т. п.	15—20	10—15
Душевые и бани	—	10—20
Камбузы	5—10	40—60
Ванные, уборные, прачечные	—	15—20
Машинные и котельные отделения	30	35

Коэффициент быстроходности $\overline{n}_s'$ *вентилятора показывает число оборотов рабочего колеса у вентилятора, подобного данному, который при производительности* $Q_s = 1$ *м*³*/сек и при транспортировке стандартного воздуха развивает*

напор H=30 мм вод. ст. и без учета потерь потребляет мощность 0,4 л. с:

$$n_s' = 11{,}3\,\frac{n\sqrt{Q_c}}{\sqrt[4]{\left(\frac{H}{\gamma}\right)^3}}, \qquad (124)$$

где Q_c — производительность вентилятора в *м³/сек*;
H — напор в *мм вод. ст.*;
n — число оборотов рабочего колеса вентилятора в минуту;
γ — вес 1 *м³* газа в *кг*.

Коэффициент быстроходности у тихоходных вентиляторов $n_s' < 700$; у вентиляторов средней быстроходности $n_s' = 800 \div 1400$ и у быстроходных вентиляторов $n_s' > 1500$.

Судовой центробежный вентилятор показан на рис. 102. Вентиляторы такого типа применяются в системах кондиционирования воздуха, а также для вентиляции жилых и служебных помещений на судах.

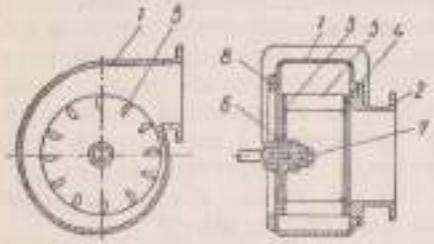


Рис. 102. Центробежный вентилятор

К сварному корпусу *1* вентилятора присоединен приемный патрубок *2* с фланцем. Внутри корпуса помещено рабочее колесо, состоящее из сплошного *3* и кольцевого *4* дисков с вваренными между ними корытообразными штампованными лопатками *5*. Сплошной диск *3* рабочего колеса прикреплен винтами к конической втулке-ступице *6*, посаженной на валу при помощи шпонки. Со стороны всасывания на вал вентилятора навинчена гайка-обтекатель *7*, удерживающая втулку-ступицу от осевого перемещения.

Вентилятор может быть присоединен к фланцу электродвигателя посредством болтов, для чего на корпусе вентилятора имеется кольцо *8*. Число лопаток рабочего колеса вентилятора равно двенадцати.

Напор, создаваемый вентилятором, представляет собой сумму статического $H_{ст}$ и динамического $H_{дин}$ напоров, выраженных в миллиметрах водяного столба:

$$H = H_{ст} + H_{дин}\ мм\ вод.\ ст. \qquad (125)$$

В свою очередь статический напор состоит из двух слагаемых: напора всасывания $H_в$ и напора нагнетания $H_н$.

Динамический напор $H_{дин}$ зависит от скорости движения газа в нагнетательном патрубке вентилятора и может быть определен по выражению

$$H_{дин} = \frac{c^2}{2g}\gamma\ мм\ вод.\ ст., \qquad (126)$$

где c — скорость движения газа в *м/сек*;
g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 *м/сек²*.

Таким образом, общий напор, создаваемый вентилятором, выражается суммой трех слагаемых:

$$H = H_в + H_н + \frac{c^2}{2g}\gamma\ мм\ вод.\ ст. \qquad (127)$$

Если вентилятор всасывает газ (воздух) непосредственно из атмосферы, то $H_в = 0$ и общий его напор

$$H = H_н + \frac{c^2}{2g}\gamma\ мм\ вод.\ ст. \qquad (128)$$

Такой вентилятор называется нагнетательным.

Если вентилятор установлен так, что его нагнетательный патрубок открыт в атмосферу, то $H_н = 0$, а общий его напор

$$H = H_в + \frac{c^2}{2g}\gamma\ мм\ вод.\ ст. \qquad (129)$$

Такой вентилятор называется всасывающим.

Наконец, если вентилятор установлен в помещении без трубопроводов, то $H_в = H_н = 0$, а общий его напор

$$H = \frac{c^2}{2g}\gamma\ мм\ вод.\ ст. \qquad (130)$$

Такой вентилятор называется безнапорным, так как он не создает статического напора, а лишь перемещает воздух в помещении.

Потребляемую вентилятором мощность можно определить по выражению

$$N = \frac{HQ_c}{102\eta}\ квт, \qquad (131)$$

где Q_c — производительность вентилятора в *м³/сек*;
H — общий напор в *мм вод. ст.* или в *кг/м²*;
η — общий к. п. д. вентилятора.

Обычно к. п. д. центробежных вентиляторов находится в пределах 0,45—0,70.

Данные по судовым центробежным электровентиляторам серии ЦС переменного тока приведены в табл. 30.

Электровентиляторы таких же параметров, как указано в табл. 30, выпускаются с электродвигателями постоянного тока.

Во время эксплуатации вентиляторов необходимо следить за их состоянием и смазкой подшипников, так как появление значительной слабины (люфта) или нарушение балансировки ротора (рабочего колеса с валом) может привести к аварийному состоянию вентилятора. При больших числах оборотов вала в этом случае возникают динамические нагрузки, которые могут вызвать поломку рабочего колеса.

Таблица 30

Производительность, м³/час	Полное давление мм вод. ст.	К.п.д. %	Общий уровень шума, дб	Вес, кг	Мощность, квт
300	60	70	70	12	0,25
800	60	63	76	13	0,25
1 00	60	70	80	23	0,45
3000	60	63	84	34	1,0
6500	60	67	87	66	2,2
7500	60	63	90	109	3,2
300	110	70	70	12,6	0,25
800	110	70	75	15,3	0,45
1500	110	67	80	20,0	0,80
3000	110	60	85	34,8	2,2
4500	110	70	86	51	2,2
6300	110	67	93	94	4,5
9000	110	63	95	95	4,5

Нужно также следить за профилем рабочих лопаток, так как их деформация приводит к снижению к. п. д. вентилятора.

РАЗДЕЛ IV

СУДОВЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ КАК ЧАСТЬ СУДОВОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Глава VI

СУДОВЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И СИСТЕМЫ

§ 27. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О РАЗВИТИИ ХЛАДОТЕХНИКИ НА РЕЧНОМ ТРАНСПОРТЕ

Мясо, рыба, овощи, фрукты, ягоды, молочные и некоторые другие пищевые продукты при температуре окружающего воздуха 8—30° С (и выше) в результате биохимических реакций разложения подвергаются быстрой порче. В связи с этим они получили название скоропортящихся. Период времени, за который такие продукты могут быть доставлены к месту потребления в сохранном состоянии, весьма невелик.

При обычной окружающей температуре (особенно в летний период) под влиянием бактерий и плесени указанные пищевые продукты быстро начинают разлагаться. Это приводит не только к утрате вкусовых качеств продуктов, но и к появлению в них ядовитых веществ, делающих их непригодными к употреблению.

Для предохранения пищевых продуктов от порчи при длительной транспортировке применяется их охлаждение. Для этого используют источники естественного холода (лед) и холодильные машины.

Существуют два способа консервирования скоропортящихся продуктов посредством холода — *охлаждение* и *замораживание*.

При охлаждении продукт доводится лишь до такой температуры (обычно 2° С), при которой клетки не разрушаются образующимся в них льдом и клеточный сок остается жидким.

Замораживание — более надежное средство консервирования продуктов, но оно часто сопряжено с нарушением целост-

ности клеток тканей продукта и потерей вкусовых и питательных его качеств. Поэтому оно не всегда может быть применено для сохранения при перевозке таких продуктов, как фрукты, овощи и т. п.

Организация доставки скоропортящихся продуктов от места их производства до места потребления осуществляется путем создания так называемой холодильной цепи, которая включает: 1) охлаждаемые склады (холодильники) на бойнях, рыбных промыслах, маслозаводах и т. п.; 2) специально приспособленный транспорт (вагоны-ледники, рефрижераторные суда и др.); 3) портовые и станционные склады-холодильники; 4) холодильники распределительных складов и магазинов.

Холодильными установками оборудуют специальные рефрижераторные суда, которые предназначены для перевозки скоропортящихся продуктов, и грузо-пассажирские, грузовые и буксирные суда, на которых холод вырабатывается для нужд пассажиров и экипажа команды (холодильники пищеблока и установки для кондиционирования воздуха).

Рефрижераторные суда разделяются на промысловые и транспортные. Промысловые суда предназначаются для лова рыбы, ее консервирования (охлаждения) и доставки в порт (на рыбозавод), а транспортные — только для перевозки.

На водном транспорте первая удачная попытка доставки свежего мяса на морском судне была сделана в 1874 г. (при помощи льдосоляной смеси).

В 1888 г. для перевозки рыбы из Астрахани по Волге была построена первая речная рефрижераторная баржа грузоподъемностью 160 *т*, оборудованная воздушными холодильными машинами.

Вторая такая баржа «Север», но с углекислотными холодильными машинами и рассольным охлаждением, была построена на Енисее в 1904 г.

В 1907 г. была построена для перевозки рыбы в Хабаровск от устья Амура баржа грузоподъемностью 500 *т* с холодильной машиной, имеющей холодопроизводительность 80 000 *ккал/час*.

В Советском Союзе строительство рефрижераторного флота получило дальнейшее развитие. Сначала грузо-пассажирские суда переоборудовались в рефрижераторные (пароходы «Павлодар» и «Хохряков» Северо-Западного пароходства, теплоходы типа «Борис Щукин» на Волге, пароходы «Совет», «Сибирь» и «Карл Маркс» в восточных бассейнах). Позже начали строить суда специально для этой цели (теплоходы «Адмирал Макаров», «Адмирал Нахимов», «Адмирал Ушаков» и др.)

В настоящее время серийно строят рефрижераторные грузовые теплоходы грузоподъемностью 200—350 *т*, мощностью 300 *л. с.*, имеющие два специальных трюма для перевозки мяса и рыбопродуктов при температуре —8° С и один трюм для перевозки овощей, фруктов и молочных продуктов, в котором

обеспечивается охлаждение грузов до 2° С и поддержание этой температуры в процессе перевозки.

Количество груза, помещаемое в рефрижераторный трюм судна, зависит от **погрузочной плотности**, под которой подразумевают отношение веса груза к объему, занимаемому им при погрузке в рефрижераторный трюм (величину, обратную этому отношению, называют **погрузочным удельным объемом**).

Указанные величины, используемые в расчетах грузовместимости трюмов рефрижераторного судна, устанавливают опытным путем (табл. 31).

Таблица 31

Род груза	Погрузочная плотность, *т/м*³	Погрузочный удельный объем, *м*³/*т*
Мясо охлажденное (в подвешенном виде)	0,3 —0,27	3,3—3,7
Мясо мороженое (навалом)	0,43—0,37	2,3—2,7
Бекон	0,45—0,41	2,2—2,4
Масло коровье	0,5 —0,41	2,0—2,4
Рыба мороженая	0,4 —0,33	2,5—3,0
Яйца (в ящиках)	0,33—0,28	3,0—3,0
Фрукты	0,45—0,35	2,2—2,8
Овощи	0,28—0,25	3,5—4,0

Создание рефрижераторных линий из однотипных судов позволяет обеспечить регулярную доставку скоропортящихся продуктов на большие расстояния без ущерба для их вкусовых и питательных качеств.

Наряду с этим холодильные установки получают широкое распространение и на большинстве судов других типов для сохранения пищевых продуктов членов судовых команд и пассажиров. Современные комфортабельные пассажирские озерные суда оборудуются также установками для кондиционирования воздуха, в которых холодильные машины играют весьма важную роль.

§ 28. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ХЛАДОТЕХНИКИ

Чтобы охладить то или иное тело, необходимо отнять у него определенное количество тепла. Этого можно достичь с помощью естественного источника холода (например, льда) или искусственных средств (охлаждающих смесей).

Если растворить, например, 1 *кг* азотнокислого аммония NH_4NO_3 в 1 *кг* воды, то температура такого раствора окажется на 26°С ниже первоначальной температуры составных частей.

При этом такая смесь (в количестве 2 *кг*) оказывается способной отнять из окружающей среды 36,4 *ккал* тепла. Этот способ неэкономичен, так как для того чтобы выпарить воду из полученного раствора и снова выделить 1 *кг* азотнокислого аммония в кристаллическом виде, требуется затратить 600 *ккал* тепла.

Наиболее дешевой и практически пригодной охлаждающей смесью служит смесь битого льда с поваренной солью.

Льдосоляные смеси применяют в изотермических вагонах, стационарных холодильниках и на рыболовных судах.

Изменение температуры охлаждения при применении льдосоляной смеси достигается путем добавления поваренной соли.

Влияние количества поварной соли в смеси на температуру ее таяния можно установить из табл. 32.

Таблица 32

Содержание соли на 100 частей льда, %	Температура таяния льдосоляной смеси, °С
0	0
2	— 1,1
4	— 2,4
6	— 3,5
8	— 4,9
10	— 6,1
12	— 7,5
14	— 9,0
16	—10,5
18	—12,1
20	—13,7
22	—15,2
24	— 6,4
26	—18,7

Дальнейшее, даже значительное увеличение содержания поваренной соли почти не оказывает влияния на температуру таяния смеси.

Важное значение имеет криогидратная (эвтектическая) концентрация[1], обеспечивающая полное замерзание раствора при понижении температуры до определенного значения. Это свойство позволяет создать аккумуляторы холода (сосуды, наполненные раствором, имеющим эвтектическую концентрацию), которые при малом весе и объеме обладают большой аккумулирующей способностью, так как в них используется не столько теплоемкость рассола, сколько скрытая теплота его таяния. Температура стенок этого сосуда остается постоянной в течение всего времени таяния эвтектики.

Краткие сведения об эвтектических растворах приведены в табл. 33.

Таблица 33

Соль	Количество соли в эвтектике, % (по весу)	Температура замерзания раствора, °С	Скрытая теплота таяния, *ккал/кг*
Нашатырь NH_4Cl	18,7	—15,8	68,4
Поваренная соль NaCl	22,4	—21,2	56,4
Хлористый кальций $CaCl_2$	29,9	—55,0	50,8

[1] Эвтектической концентрацией называется такая концентрация раствора, при которой кристаллизация компонентов происходит одновременно (при одной температуре).

К искусственным хладоносителям можно также отнести охлаждающие растворы кислот и солей.

Эти растворы, однако, в судовых условиях обычно не используют для получения холода.

В настоящее время широко применяют так называемый «сухой лед» — твердую углекислоту, которая получается при быстром испарении жидкого углекислого газа CO_2.

В процессе испарения углекислоты часть ее выделяется в виде снега, который прессуют в брикеты «сухого льда».

«Сухой лед» имеет удельный вес 1,56 и находится в твердом состоянии при температуре — 56° С. При атмосферном давлении он из твердого состояния непосредственно переходит в газообразное, не выделяя при этом влаги (поэтому он и называется сухим).

Холодопроизводительность 1 *кг* «сухого льда» составляет 158,75 *ккал* (считая от 0° С), т. е. значительно выше, чем у обыкновенного льда.

Кроме того, в «сухой лед» не нужно добавлять поваренную соль, а получающийся при его испарении углекислый газ легко может быть удален в окружающую среду.

Благодаря этим свойствам «сухой лед» как источник холода получает все более широкое распространение, несмотря на то, что стоимость его примерно в 10 раз больше, чем стоимость естественного льда.

Если потребность в холоде значительна, то для его получения вместо льда и охлаждающих смесей применяют специальные холодильные машины.

В качестве веществ, с помощью которых осуществляется получение и передача холода, в большинстве существующих рефрижераторных установок используются различные химические соединения, находящиеся в природе или искусственно создаваемые. Эти вещества получили название хладагентов (холодильных агентов).

До начала XX в. в качестве хладагентов применялись главным образом сернистый ангидрид SO_2, аммиак NH_3, углекислота CO_2, хлорметил CH_3Cl.

В настоящее время кроме них применяют фреоны.

Фреоны — фторопроизводные газа метана CH_4 и других углеводородов, широко используются в технике не только как хладагенты, но также в качестве незамерзающих жидкостей для охлаждения двигателей.

Наиболее широкое распространение в качестве хладагента получил фреон-12* (дифтордихлорметан) CCl_2F_2 — метан, у которого атомы водорода замещены двумя атомами хлора и двумя атомами фтора[1].

* Кроме фреона-12, в холодильной технике используются также фреон-11, фреон-22 и фреон-142.

[1] Поэтому фреоны относятся к так называемым галогенозамещенным веществам.

Фреон-12 широко используется в судовых рефрижераторных установках и в бытовых холодильниках.

Безводный фтористый водород не действует на сталь, монель-металл и красную медь, что позволяет при применении фреона-12 обходится аппаратурой, изготовленной из распространенных в технике материалов.

При выборе того или иного хладагента для судовых установок необходимо учитывать:

безвредность для людей, безопасность в пожарном отношении, отсутствие вредного действия на материалы;

давления, при которых будет работать холодильная установка;

термодинамические свойства хладагента (теплота парообразования, удельный объем, теплоемкость жидкости и сухого насыщенного пара, критические температурные точки и пр.).

Чтобы избежать проникновения воздуха в холодильную машину, желательно, чтобы во всей системе давление было выше атмосферного.

Абсолютные давления насыщенных паров различных хладагентов (в *кг/см²*) при различных температурах приведены в табл. 34.

Таблица 34

Температура, °С	Хладагенты						
	Водяной пар H_2O	Эфир	Сернистый ангидрид SO_2	Аммиак NH_3	Углекислота CO_2	Хлористый CH_3Cl	Фреон-12 CCl_2F_2
—20	0,00131	0,09	0,65	1,91	20,015	1,2	1,54
—10	0,00294	0,15	1,04	2,966	26,99	1,784	2,23
0	0,00622	0,25	1,58	4,379	35,53	2,571	3,15
10	0,0125	0,39	2,34	6,271	45,91	3,622	4,31
20	0,0238	0,59	3,35	8,741	58,36	4,985	5,78

Из этой таблицы видно, что холодильная машина, работающая на водяном паре, должна была бы работать при сильном разрежении. Поэтому водяной пар в качестве хладагента применять нецелесообразно. По этой же причине, а также ввиду огнеопасности эфир как хладагент оказывается тоже малопригодным. Давления в холодильных машинах, работающих на углекислоте, получаются сравнительно большими, что также неудобно.

Желательно, чтобы теплота парообразования, отнесенная к единице объема, у хладагента была наибольшей. При этом можно получить наименьшие габариты рефрижераторной установки.

Значения теплоты парообразования (в калориях), отнесенные к единице объема, для различных хладагентов приведены в табл. 35.

Таблица 35

Температура, °С	Хладагенты						
	Водяной пар H_2O	Сернистый ангидрид SO_2	Аммиак NH_3	Углекислота CO_2	Хлористый CH_3Cl	Фреон-12 CCl_2F_2
—20	0,6	183	503	3480	287	355
—10	1,3	284	738	4400	413	476
0	2,3	407	1040	5450	576	561

Объемной холодопроизводительностью называется отношение холодопроизводительности 1 *кг* хладагента к его удельному объему при условиях испарения.

Величина объемной холодопроизводительности зависит от температуры испарения хладагента и температуры перед дроссельным (регулирующим) вентилем.

В этом отношении применение углекислоты, резко отличающейся по своей объемной холодопроизводительности от других хладагентов, позволяет для одних и тех же условий работы получить компрессорные установки наименьших габаритов.

Например, при температуре испарения —10° С и температуре жидкого хладагента перед дроссельным вентилем 15° С объемная холодопроизводительность для углекислоты составляет 3388, для аммиака 674 и для фреона 415 *ккал/м³*.

Рабочий объем у углекислотного компрессора получается, таким образом, в 5 раз меньше, чем у аммиачного, и в 8 раз меньше, чем у фреонового.

Значения критических точек различных хладагентов приведены в табл. 36.

Таблица 36

Константа	Хладагенты				
	Сернистый ангидрид SO_2	Аммиак NH_3	Углекислота CO_2	Хлористый CH_3Cl	Фреон-12 CCl_2F_2
Критическая температура, °С	157	133	31	143	111,5
Абсолютное критическое давление, *кг/см²*	77,65	112,3	72,85	65,93	39,56
Температура кипения при атмосферном давлении, °С	—10	—33	—79	—24	—29,8
Температура замерзания, °С	—75	—78	—56,6	—91,5	—155

По вредному действию на организм человека (токсичности) хладагенты разделяются на классы, приведенные в табл. 37.

Как видно из табл. 37, наименее ядовитые хладагенты — углекислота и фреон-12.

Таблица 37

Хладагент	Класс вредности	Смертельное действие или тяжелое поражение организма	
		Количество хладагента в воздухе по объему, %	Предположительное время пребывания человека в загазованном помещении, мин
Сернистый ангидрит SO_2	1	0,5—1	5
Аммиак NH_3	2	0,5—1	30
Хлорметил CH_3Cl	4	2—2,5	120
Углекислота CO_2	5	29—30	30
Фреон-12 CCl_2F_2	6	30	120

Однако к недостаткам фреона-12 следует отнести то, что он, не являясь сам сильно токсичным веществом, при высоких температурах и больших концентрациях может, разлагаясь, выделять газ фосген.

Поэтому при эксплуатации холодильной фреоновой установки приходится особенно внимательно следить за состоянием фланцевых соединений и уплотнений сальников. Кроме того, нельзя курить и пользоваться открытым пламенем в отделениях, где находится фреоновая установка.

Аммиак и сернистый ангидрид имеют резкий неприятный запах. Другие хладагенты малопахучи, а углекислота запаха не имеет.

Самый дешевый хладагент — углекислота. Хлорметил и фреон-12 сравнительно дороги.

В связи с этим, а также по другим причинам хлорметил применяют главным образом в холодильных установках малой производительности.

Сернистый ангидрит используют в качестве хладагента сравнительно редко, главным образом только в автоматически действующих установках, где важно, что SO_2 в жидком состоянии может служить смазывающим веществом.

Углекислота, как уже указывалось, отличается от других хладагентов высокой объемной холодопроизводительностью. Однако при высоких температурах забортной воды объемная холодопроизводительность ее резко снижается в результате того, что при этом процесс в холодильной установке будет протекать вне области насыщения.

Таким образом, при учете всех свойств различных хладагентов в судовых условиях предпочтение отдают фреоновой компрессорной холодильной установке, тем более, что в настоящее время при систематическом улучшении технологии получения фреона-12 отпускная стоимость его последовательно снижается.

Машины, посредством которых может быть искусственно получен холод (холодильные машины), по принципу действия разделяются на четыре основные группы: абсорбционные, компрессионные, вакуум-машины, холодильные установки, работающие по принципу использования свойств полупроводников [1].

Принцип действия абсорбционной холодильной машины основан на свойстве воды интенсивно поглощать аммиак с образованием нашатырного спирта и на свойстве аммиака быстро выделяться из полученного раствора при нагревании.

Для работы аммиачной абсорбционной холодильной установки необходимы источник тепла и охлаждающая вода.

Действие простой абсорбционной аммиачной установки разделяется на два периода: а) период, в течение которого она вырабатывает холод, б) период регенерации аммиака из раствора.

Сдвоенная абсорбционная холодильная машина представляет собой две установки периодического действия, попеременно вырабатывающие холод и производящие регенерацию.

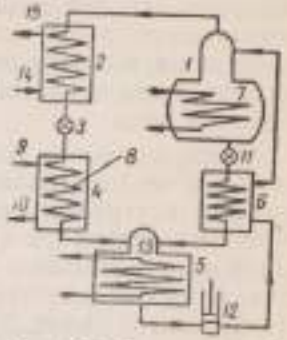


Рис. 103. Схема абсорбционной холодильной машины

Применяются также непрерывно действующие абсорбционные машины. Схема такой машины показана на рис. 103. Она состоит из генератора (кипятильника) *1*, конденсатора *2*, регулирующего клапана *3*, испарителя *4*, абсорбера (поглотителя) *5* и теплообменника *6*.

Нашатырный спирт, находящийся в генераторе *1*, при нагревании его паром, проходящим по змеевику *7*, выделяет аммиак. В конденсаторе *2* пары аммиака охлаждаются забортной водой, поступающей по трубам *14* и *15*, и через регулирующий клапан *3* проходят в змеевик *8* испарителя *4*.

В змеевике аммиак испаряется за счет тепла, отбираемого от рассола, поступающего в испаритель по рассольному трубопроводу.

Непрерывное поступление рассола в испаритель *4* по трубопроводу *9* обеспечивается специальным насосом. Охлажденный в результате испарения аммиака рассол возвращается в батареи холодильных камер по трубопроводу *10*.

[1] Полупроводниками называются окислы и сернистые соединения металлов, некоторые сплавы металлов, а также химические элементы (германий, селен, кремний и ряд других). Они замечательны своими необычными свойствами. Одни из них, например, проводят электрический ток в одном направлении и не проводят в другом. Другие под действием света или тепла вырабатывают электрический ток и т. п. Свойство некоторых полупроводников поглощать тепло при прохождении по ним электрического тока использовано для создания холодильной установки, работающей по этому принципу.

Пары аммиака из змеевика *8* направляются в абсорбер *5*, где поглощаются слабым раствором аммиака, поступающим из генератора *1* через змеевик теплообменника *6*. Подача слабого раствора аммиака в абсорбер регулируется клапаном *11*.

Крепкий раствор аммиака, образующийся в абсорбере *5*, насосом *12* подается в генератор *1* через теплообменник *6*. Последний устанавливают для того, чтобы за счет тепла слабого раствора, идущего из генератора *1* в абсорбер *5*, подогреть крепкий раствор аммиака, поступающий в генератор *1*. Благодаря предварительному подогреву крепкого раствора аммиака в теплообменнике несколько сокращается расход греющего пара, подаваемого в змеевик *7* генератора.

При поглощении аммиака водой выделяется много тепла. Для отбора этого тепла в абсорбер *5* по змеевику *13* подается забортная вода.

Абсорбционные холодильные установки могут работать, используя тепло отработавшего пара или отходящих газов двигателей внутреннего сгорания. Благодаря этому абсорбционные установки могут быть весьма экономичны по сравнению с холодильными машинами других типов, если их холодопроизводительность соответствует количеству подлежащего использованию (отбросного) тепла. Если же для подогрева аммиачного раствора в генераторе приходится использовать свежий, а не отработавший пар, то абсорбционные холодильные машины уже менее экономичны по сравнению с компрессионными, работающими на легкоожижаемых газах.

Абсорбционные холодильные машины расходуют больше охлаждающей воды, чем холодильные машины других типов. Однако в судовых условиях это недостаток несущественный.

Основное неудобство применения на судах абсорбционных холодильных установок заключается в том, что пары раствора аммиака обладают токсическим действием (ядовиты) и вызывают сильные коррозийные разрушения стали.

К достоинствам абсорбционной холодильной машины относится то, что при небольшой ее мощности можно создать установку, не имеющую движущихся частей, для обслуживания которой не нужен квалифицированный персонал.

В морском рыбопромысловом флоте успешно эксплуатируются пароходы типа «Невельск», оборудованные абсорбционными машинами.

Схема воздушной холодильной машины изображена на рис. 104. Такая холодильная машина работает следующим образом. Воздух из верхней части охлаждаемого помещения *1* по трубе *6* засасывается компрессором *2* и сжимается им до давления 3—6 *кг/см²*.

Сжатый воздух поступает в змеевик холодильника *3*, где охлаждается холодной забортной водой, подаваемой циркуляционным насосом по трубе *7*. Труба *8* служит для отвода нагревшейся в холодильнике воды.

Сжатый и охлажденный воздух поступает затем в расширительный цилиндр *4*, где, действуя на поршень, как пар в паровой машине помогает двигателю *5* вращать коленчатый вал.

Расширительный цилиндр имеет отсечной золотник, посредством которого достигается бо́льшая степень расширения воздуха.

При расширении воздуха температура его понижается, благодаря чему в конце процесса расширения холодный воздух по трубе *9* направляется в нижнюю часть охлаждаемого помещения.

В охлаждаемом помещении нагревающийся воздух поднимается постепенно кверху и всасывается компрессором, а снизу непрерывно поступает охлажденный воздух.

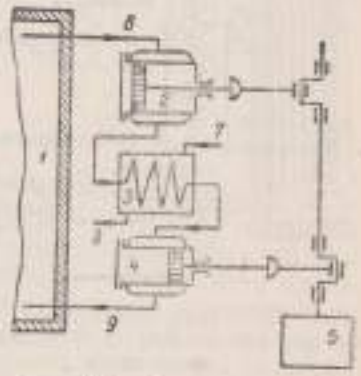


Рис. 104. Схема воздушной холодильной машины

Воздушные холодильные машины имеют следующие преимущества перед другими рефрижераторными машинами:

рабочее вещество (воздух) безвредно, находится в природе в изобилии и его получение не связано с затратами;

давление, развиваемое машиной, сравнительно невелико, благодаря чему облегчается конструкция уплотнительных устройств;

изменяя отсечку в расширительном цилиндре, можно изменять температуру подаваемого холодного воздуха в широких пределах;

нет надобности в рассольных трубопроводах и батареях, так как машины не требуют промежуточных хладоносителей (рассола);

более устойчивый холодильный коэффициент, который в результате колебаний температуры охлаждающей (забортной) воды изменяется в меньшей степени, чем у машин других типов.

Для установок с большой холодопроизводительностью воздушные холодильные машины неудобны, так как менее экономичны и имеют бо́льшие габариты. Это становится понятным, если учесть, что теплоемкость воздуха невелика (0,238 *ккал/кг·град*). Для установки с большой холодопроизводительностью необходимы в связи с этим достаточно большие размеры компрессора, чтобы через него можно было пропускать в единицу времени бо́льшие массы воздуха.

Этого недостатка в некоторой степени можно избежать, если вместо поршневого компрессора применить турбокомпрессор. Однако повышении экономичности воздушной холодильной ма-

щины возможно достигнуть лишь при увеличении габаритов расширительного цилиндра, что для судовых условий также не всегда приемлемо.

Наиболее удобно применять воздушные холодильные машины в установках для кондиционирования воздуха.

Широкое распространение в судовой холодильной технике получают компрессионные холодильные машины, работающие на легкоожижаемых газах.

Схема холодильной установки с холодильной машиной такого типа показана на рис. 105.

Машина работает следующим образом. В охлаждаемом помещении установлены батареи (змеевики) *1*, куда направляется рабочее вещество (хладагент) в виде влажного пара, испаряющееся во время движения по змеевику.

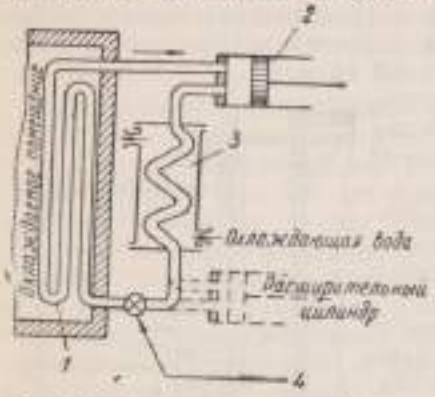


Рис. 105. Схема холодильной установки, работающей на легкоожижаемых газах

При испарении хладагента батареи отнимают тепло у воздуха, находящегося в охлаждаемом помещении, в результате чего температура помещения понижается.

Компрессор *2* забирает хладагент, находящийся в виде сухого пара, и сжимает его до определенного давления. Сжатый хладагент направляется в конденсатор *3*, где он переходит в жидкое состояние. Далее жидкий хладагент, проходя через регулирующий клапан *4*, поступает в виде сильно увлажненного пара опять в батареи и т. д.

Расширительного цилиндра (показанного на схеме пунктирными линиями), как в воздушных холодильных машинах, эти машины не имеют. Здесь процесс расширения заменен дросселированием (мятием) пара хладагента. Регулирующий клапан открывается неполностью. Поэтому давление в батареях оказывается ниже, чем в трубопроводе, находящемся между регулирующим клапаном и компрессором.

Змеевик в конденсаторе охлаждается забортной водой.

Рассмотренная схема относится к холодильным установкам с непосредственным испарением хладагента. Кроме этих установок, имеются компрессионные холодильные машины с рассольным охлаждением (рис. 106).

Хладагент в такой установке подается компрессором *1* в змеевик конденсатора *2*, охлаждаемого водой. Далее, проходя через регулирующий клапан *3*, хладагент поступает в испаритель *4*, где змеевик при испарении хладагента отнимает теплоту

от находящегося в испарителе рассола. Рассольные батареи *5* находятся в охлаждаемом помещении (рефрижераторном трюме, холодильной камере и т. п.). Специальный насос *6* перекачивает рассол из батарей в испаритель, где рассол охлаждается и затем вновь поступает в батареи.

Система трубопроводов, рассольных батарей и насоса здесь действует так же, как система водяного отопления, с той лишь разницей, что помещение, в котором находятся батареи, не обогревается, а наоборот, охлаждается. Температура рассола изменяется в зависимости от степени закрытия регулирующего клапана. Это позволяет поддерживать нужную температуру в рефрижераторном трюме (камере).

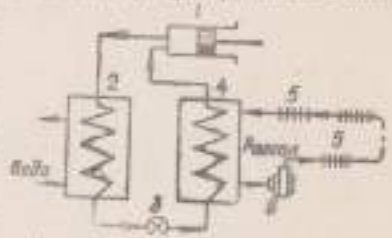


Рис. 106. Схема холодильной установки с рассольным охлаждением

В современных холодильных установках подобного типа температура регулируется автоматически.

При необходимости поддержания низких температур (—15° С и ниже) в охлаждаемых помещениях судов, эксплуатируемых в районах, где в летний период продолжительное время стоит сильная жара (рр. Аму-Дарья, Урал и т. п.), применяют двухступенчатые холодильные машины. В таких машинах пары хладагента после сжатия в цилиндре низкого давления компрессора поступают в промежуточный холодильник, где охлаждаются забортной водой, и только после этого поступают в цилиндр высокого давления компрессора и далее в конденсатор холодильной установки.

Двухступенчатая холодильная машина более экономична, но несколько более сложна по сравнению с одноступенчатой. В связи с этим двухступенчатые холодильные машины применяют в случаях, когда требуется большая холодопроизводительность (при ограниченной мощности источника электроэнергии).

Концентрация рассола измеряется ареометром в градусах Боме (° Be) при 15° С.

Объемный вес рассола $\gamma_р$ связан с концентрацией в градусах Боме следующей формулой:

$$\gamma_р = \frac{145}{145 - {}^\circ\text{Be}} \quad кг/м^3. \qquad (132)$$

В зависимости от температуры охлаждаемого помещения подбирается необходимая концентрация рассола в градусах Боме (табл. 38).

Рассол приготовляют с таким расчетом, чтобы температура его замерзания была на 5—8° С ниже температуры испарения хладагента. Чрезмерное повышение концентрации нежелательно, так как при этом увеличиваются плотность и вязкость рас-

Таблица 38

Температура испарения, °С	Рассол с NaCl		Рассол с $CaCl_2$	
	°Be	γ_p кг/м³	°Be	γ_p кг/м³
0	16	1125	20	1162
— 2	18	1142	21	1171
— 4	20	1162	22	1180
— 6	21	1171	23	1190
— 8	—	—	24	1200
—10	—	—	25	1210
—12	—	—	26	1220
—14	—	—	27	1231
—16	—	—	28	1241

сола, что связано с большим расходом энергии, потребляемой насосом, и понижением коэффициента теплопередачи.

При температуре испарения хладагента до —15° С применяют раствор поваренной соли NaCl, а при более низкой температуре — раствор хлористого кальция $CaCl_2$.

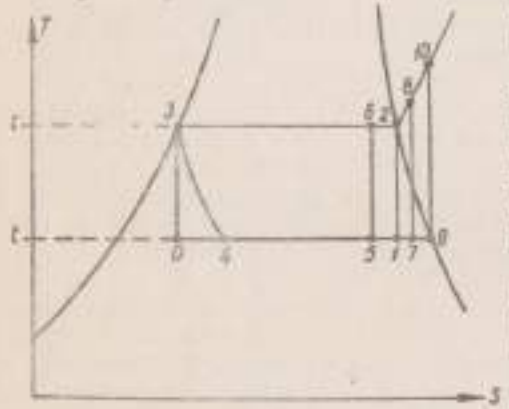


Рис. 107. Рабочий цикл холодильной компрессорной установки в TS-диаграмме

Расчеты, связанные с получением холода в компрессионной холодильной установке, требуют изучения термодинамических явлений в рабочих циклах холодильных машин.

На рис. 107 изображен рабочий цикл холодильной компрессионной машины в TS-диаграмме[1].

Простые холодильные циклы делятся на влажные и сухие.

Под влажным циклом в отличие от сухого понимается такой цикл, при котором пар хладагента не перегревается (остается насыщенным).

Влажный цикл на рис. 107 изображается контуром *1—2—3—4—1*, однако в условиях эксплуатации осуществить такой цикл практически весьма сложно.

Чаще всего холодильная машина работает по циклу, характеризуемому контуром *5—6—3—4—5*, или по циклу *7—8—2—3—4—7*.

[1] TS-диаграммы для различных хладагентов приведены в книге В. Л. Сурвилло «Судовые холодильные установки», Речиздат, 1951.

В первом случае разность теплосодержания хладагента используется неполностью, а во втором случае, благодаря тому, что после сжатия в компрессоре пары хладагента получаются перегретыми, холодильная машина работает по сухому циклу.

Холодильный эффект 1 *кг* хладагента при сухом цикле равен разности теплосодержаний $i_5 - i_4$, а при влажном $i_5 - i_4$ (см. рис. 107).

Теоретический цикл холодильной компрессионной машины, который должен идти по контуру *1—2—3—0—1*, ограничен двумя изотермами *0—9* и *3—2* и двумя адиабатами *0—3* и *9—10*. Такой цикл, как это видно из рис. 108, является не чем иным, как обратным циклом Карно.

В действительном цикле линия *3—4* не адиабата, а политропа.

Холодильный коэффициент установки есть отношение действительной холодопроизводительности Q_0 в *ккал/час* к произведенной двигателем работе:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{632 N_e}, \qquad (133)$$

где произведение $632 N_e$ равновелико работе двигателя за тот же период времени (час), выраженной в килокалориях.

Кроме того, для сравнения холодильных машин друг с другом пользуются так называемой удельной холодопроизводительностью

$$k = \frac{Q_2}{N_e} \; ккал/э.\,л.\,с.\,ч, \qquad (134)$$

где N_e — эффективная мощность двигателя холодильной установки в *л. с.*

Помимо рассмотренных холодильных установок, для производства холода могут быть использованы тепло низкого потенциала, а также избытки пара в турбинах. Простейшая схема предусматривает применение эжекторных установок, которые менее экономичны, чем компрессионные и абсорбционные, но зато могут использовать низкий потенциал тепла, не требуют вакуума в испарителе и конденсаторе и могут работать на фреоне-12.

В судовых условиях использование низкопотенциального тепла целесообразно только в установках для кондиционирования воздуха. При этом могут быть достигнуты коэффициенты эжекций, равные до 0,4. Фреоновые эжекторы для этих целей более эффективны, чем пароводяные.

Развитие новой техники позволит в ближайшем будущем создать более экономичные холодильные установки, не нуждающиеся в дорогостоящих хладагентах и рассольных батареях.

Весьма интересна в этом отношении холодильная установка, работающая по принципу использования полупроводников. Осо-

бенно ценны в судовых условиях такие преимущества холодильных установок с полупроводниками электрического тока, как надежность в работе и малый вес оборудования.

§ 29. ОБОРУДОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

В зависимости от типа холодильной установки комплектуется состав ее оборудования.

Ввиду недостатка места здесь приведены сведения только по наиболее распространенным и имеющим некоторую дальнейшую перспективу судовым холодильным установкам, работающим на легкоожижаемых газах.

Некоторые данные о речных и озерных судах, оборудованных холодильными установками, приведены в табл. 39.

Наиболее часто в судовых условиях в настоящее время применяют холодильные шкафы «ЗИЛ—Москва», «Саратов» и др., холодильные шкафы, холодильные прилавки (для буфетов), установки ФАК-07 производительностью 700 *ккал/час* (рис. 108), РКФ-09, ГАК-07 и др.



Рис. 108. Агрегат фреоновый компрессорно-конденсаторный ФАК-07, холодопроизводительностью 700 *ккал/час*

На плавучих лавках имеются холодильные камеры и установка АК-ФВ-4м холодопроизводительностью:

при $t = +5 \div +35°$ С — 9700 *ккал/час*;

при $t = -15 \div +30°$ С — 4600 *ккал/час*.

Установка АК-ФВ-4м состоит из четырех испарительных баллонов ИРСН-125; осушителя-фильтра фреонового ОФФ-10А, двух терморегулирующих вентилей ТРВ-2м; компрессора ФВ-6; электродвигателя А-42-4 220/380 *в*, 1420 *об/мин*, 2,8 *квт*; конденсатора КТР-4м; водорегулирующего вентиля ВР-15; реле давления РД-1 и теплообменника ТФ-20м. Вес агрегата 195 *кг*, габариты 1200×430×700 *мм*.

Холодильное оборудование грузового рефрижераторного теплохода грузоподъемностью 200—350 *т* включает три агрегата ПМАК-ФУ-25, каждый из которых состоит из компрессора марки ФУ-25, конденсатора МКТР-18, электродвигателя ПН-205,

Таблица 39

Судно	Емкость, *л*	Грузовместимость, *т*	Грузовые трюмы: количество	Грузовые трюмы: общий объем, *м*³	Холодопроизводительность установки, *ккал/час*	Хладагент	Температура в грузовом трюме, °С	Тип установки
«Адмирал Макаров»	720	1000	6	2952	300 000	Аммиак	−8	2АВ/ВП-180/24 (4АВ/ВП-180/4)
«Советская Сибирь»	800							
«Дальний Восток»	700							
«Адмирал Нахимов»	700							
«Адмирал Корнилов»	400	310	2	895	129 000	Аммиак	−10	Установка завода «Бодэкер»
«Адмирал Ушаков»								
«Узбекистан»	300	97,8	3	274	69 000	»	−15	ВФ-3М завода «Красный факел»
«Грузия»								
«Урал»	300	75	2	370	19 000	Углекислота	−6	—
Грузо-пассажирские теплоходы типа «Донатор»	1200	80	2	111,7	33 000	Фреон-12	+1, −2	—
Рефрижераторный теплоход (проект № 585 завода «Лебединая кузница»)	600	200—350	3	720	60 000	Фреон-12	+2, −6	Три агрегата ПМАК-ФУ-25 с компрессорами 4ФУ-10

фреонового фильтра ФФ-25 и реле давления РДК-2-53, смонтированных на общей раме.

Холодильная установка на этом судне рассчитана на хранение предварительно замороженных продуктов при температуре —8° С в первом и втором трюмах, а также на охлаждение продуктов при перевозке и поддержание температуры 2° С в третьем трюме.

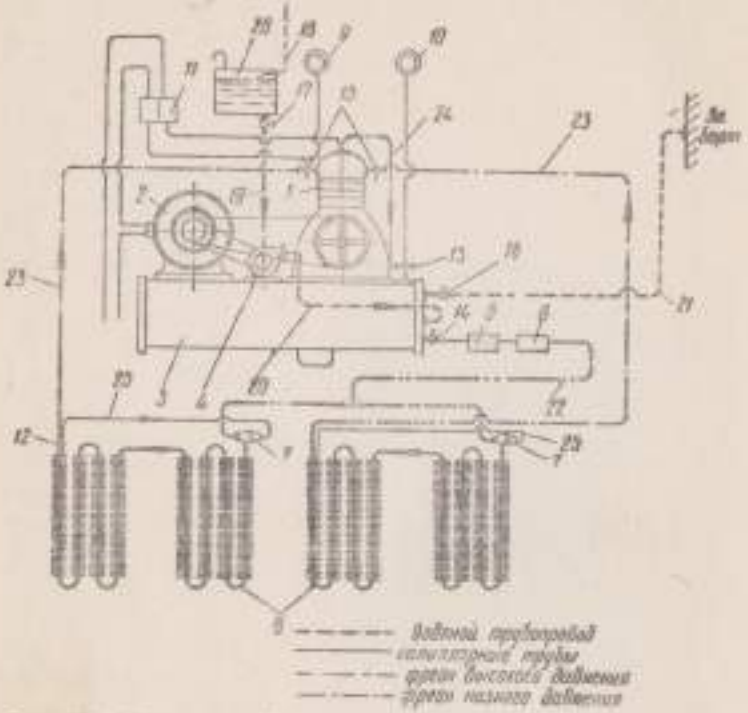


Рис. 109. Принципиальная схема холодильной установки ВФ-3: *1* — компрессор ВФ-3; *2* — электродвигатель; *3* — конденсатор; *4* — насос ЦНШМ-18; *5* — дегидратор (водоотделитель); *6* — фильтр; *7* — терморегулирующие вентили; *8* — испарители; *9* — манометр низкого давления; *10* — манометр высокого давления; *11* — прессостат и манвакуумметр; *12* — термочувствительные патроны; *13* — нагнетательный вентиль; *14* — запорный вентиль; *15* — всасывающий вентиль; *16* — многократно-запорные вентили; *17* — разобщительный клапан; *18* — трубопровод к водяному баку; *19* — водяной трубопровод к насосу; *20* — трубопровод воды к конденсатору; *21* — трубопровод воды от конденсатора за борт судна; *22* — фреоновый трубопровод от конденсатора к испарителям; *23* — фреоновый трубопровод от испарителей к компрессору; *24* — фреоновый трубопровод от компрессора к конденсатору; *25* — капиллярные трубки от терморегулирующих вентилей к чувствительным патронам; *26* — водозаборный бак с поплавковым клапаном

Установка снабжена термометрическим комплектом ЭТК-50 в виде приборов охлаждения и автоматических термореле, установленных на рассольной системе. Изменения температуры в разных пунктах грузовых трюмов контролируется с помощью дистанционных термометров.

Современные транспортные холодильные компрессорные установки выпускаются холодопроизводительностью 700—185 000 *ккал/час* в одном агрегате.

На судне, однако, выгодно иметь не один, а несколько холодильных агрегатов. Это позволяет регулировать в широком диапазоне температурный режим в рефрижераторных трюмах и иметь необходимый резерв холодопроизводительности на случай выхода из строя одного из агрегатов.

Удельный расход мощности на 1000 *ккал* у холодильных машин различных конструкций колеблется в довольно широких пределах (от 1,9 до 0,3 *квт*) и зависит не только от конструкции, но и от холодопроизводительности установки.

Так, например, удельная мощность установки с холодопроизводительностью 875 *ккал/час* составляет 1,14 *квт*/1000 *ккал/час*, а такой же установки, но с холодопроизводительностью 15000 *ккал/час* значительно ниже (только 0,5 *квт*/1000 *ккал/час*).

Для работы установок с противоточным кожухотрубным конденсатором требуется меньшая удельная мощность, чем для работы установок с воздушными конденсаторами.

На рис. 109 показана принципиальная схема компрессорной фреоновой холодильной установки ВФ-3.

Компрессоры судовых холодильных установок в зависимости от расположения осей цилиндров, кратности действия, способа наполнения цилиндров и типа двигателя классифицируются следующим образом:



Рис. 110. Общий вид фреонового прямоточного компрессора 4FV-19 холодопроизводительностью 130 тыс. *ккал/час*

по расположению оси цилиндров — на горизонтальные, вертикальные и V-образные (рис. 110). В судовых холодильных установках преимущественно применяют компрессоры с вертикальным расположением осей цилиндров. В отличие от других конструкций у них не происходит одностороннего изнашивания цилиндров, так как силы веса движущихся частей компрессоров в процессе работы не оказывают существенного влияния на боковое давление и, следовательно, на повышение трения поршня о стенки цилиндра;

по кратности действия — двойного и простого действия. В судовых условиях чаще встречаются компрессоры простого действия;

по способу наполнения цилиндров — прямоточные и непрямоточные. Благодаря тому, что всасывание и сжатие у прямоточных компрессоров происходит в одном и том же направлении, коэффициент подачи и экономичность их выше, чем непрямоточных;

по роду двигателя — на паро- и электроприводные.

В современных судовых холодильных установках широко применяют компрессоры с электродвигателями. Работу таких компрессоров легче автоматизировать благодаря чему обеспечивается поддержание заданного постоянного температурного режима в охлажденном помещении.

Некоторые технические данные аммиачных и фреоновых компрессоров, выпускаемых отечественной промышленностью, приведены в табл. 40.

Таблица 40

Марка	Число цилиндров	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Число оборотов в минуту	Часовой объем, м³/час	Холодопроизводительность, стандартных ккал/час
Аммиачные компрессоры						
2АВ-8/500	2	80	80	500	24	8
2АВ-8/720	2	80	80	720	35	12
2АВ-8/960	2	80	80	960	46	16
4АУ-8/720	4	80	80	720	70	24
4АУ-8/960	4	80	80	960	93	32
2АВ-15/480	2	150	140	480	142,5	50
2АВ-15/720	2	150	140	720	214	75
4АУ-15/480	4	150	140	480	285	100
4АУ-15/720	4	150	140	720	428	150
Фреоновые компрессоры						
2ВФ-10/500	2	100	80	500	38,0	9
2ВФ-10/720	2	100	80	720	54,3	11
2ВФ-10/960	2	100	80	960	72,5	16
4ФУ-10/720	4	100	80	960	108,5	22
4ФУ-10/960	4	100	80	960	145	32
2ФВ-19/480	2	190	140	480	228	50
2ФВ-19/720	2	190	140	720	342	63
4ФУ-19/480	4	190	140	480	456	100
4ФУ-19/720	4	190	140	720	684	130

На рис. 111 показан четырехцилиндровый V-образный прямоточный фреоновый компрессор ФУ-25 (4ФУ-10) холодопроизводительностью 60 000—30 000 *ккал/час* при $t=5°$ С и $t=15°$ С

и числе оборотов коленчатого вала 960 в минуту. Диаметр цилиндра 100 *мм*, ход поршня 80 *мм*.

Картер и цилиндры *1* компрессора отлиты в одном блоке и снабжены чугунными гильзами *2*. Поршни *3* в своей верхней части снабжены тремя уплотнительными кольцами и имеют по одному маслосъемному кольцу в нижней части. Всасывающие клапаны *4* компрессора ленточные, размещены в розетках в

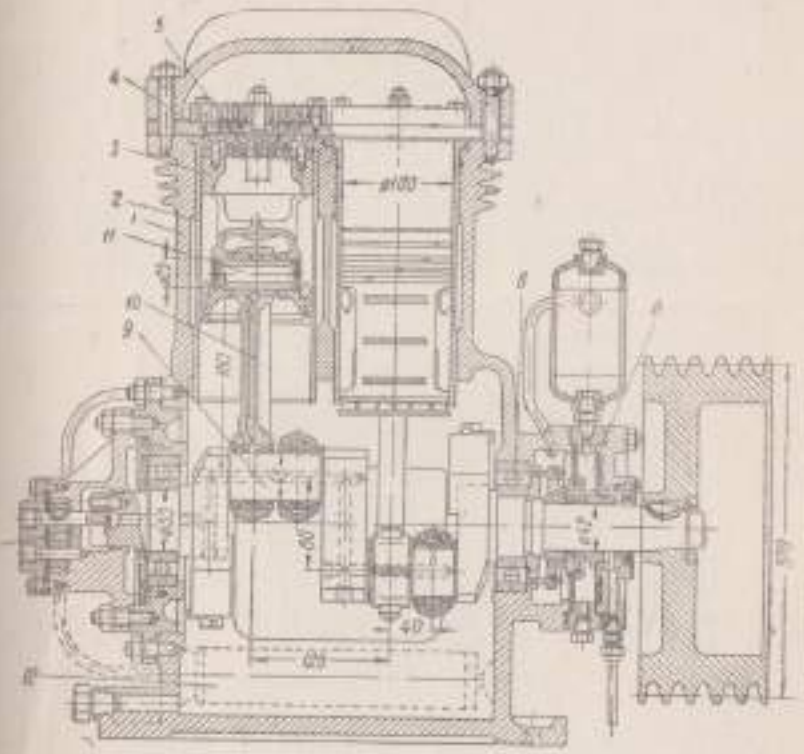


Рис. 111. Фреоновый V-образный блок-картерный компрессор ФУ-25 (4ФУ-10)

верхнем сечении каждого из поршней. Нагнетательные клапаны *5* пластинчатые, расположены на плите, служащей одновременно крышкой рабочей полости цилиндров. Опорные шариковые подшипники *6* находятся в торцовых крышках картера. В одной из крышек картера смонтирован масляный насос *7*, а в другой мембранный сальник *8* (такой же, как изображенный на рис. 114).

Коленчатый вал *9* имеет две кривошипные шейки, расположенные под углом 180° друг к другу, и снабжен двумя противовесами. На каждую из шеек вала опираются по два стальных шатуна *10*. Нижние головки шатунов разъемные, с вкладышами,

залитыми баббитом, а верхние неразъемные, с запрессованными в них бронзовыми втулками, в которые вставлены стальные (легированные и термообработанные) плавающие пальцы *11*.

Принудительная подача смазочного масла производится с помощью зубчатоколесного насоса *7*, установленного в картере компрессора ниже уровня масла во избежание выделения из него паров фреона во всасывающую магистраль насоса (что может вызвать перерывы в подаче смазки). На всасывающей линии масляного насоса имеется масляный фильтр *12*.

На рис. 112 изображен аммиачный вертикальный прямоточный компрессор марки АВ-75 холодопроизводительностью 75 000 ст. *ккал/час*. Он имеет два цилиндра, отлитых в общем блоке *1*, прикрепленном к картеру *2*. Для сборки и осмотра подшипников кривошипа картер снабжен крышкой *3*. Всасывающая труба *4* компрессора подведена к камере *5*, которая постоянно сообщена с пространством, заключенным между верхней и нижней частями поршня. Всасывающие клапаны расположены в

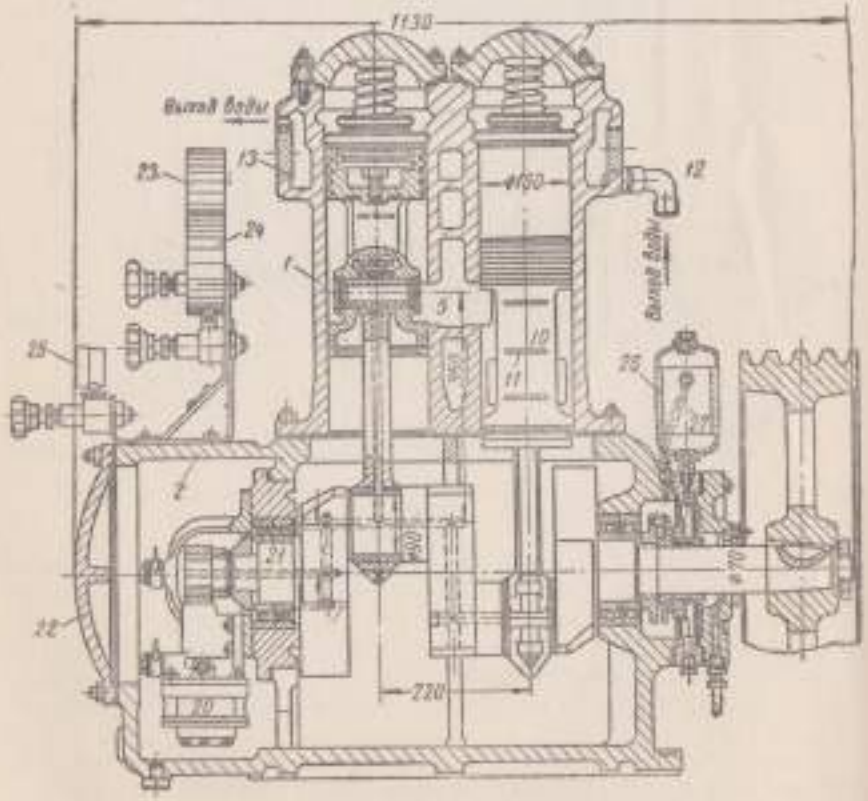


Рис. 112. Аммиачный вертикальный

крышке *6*, свободно лежащей на заплечиках цилиндра и прижатой пружиной *7*.

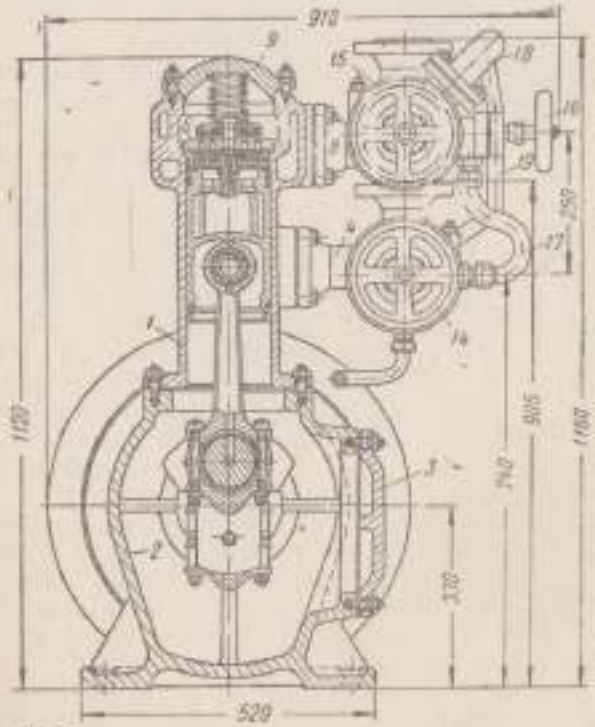
Всасывающие клапаны при ходе поршня вниз открываются, и пары аммиака из камеры *5* поступают в верхнюю полость цилиндра, где при обратном движении поршня сжимаются и через нагнетательные клапаны подаются в нагнетательную магистраль *8* и в конденсатор.

Возможность повреждения крышки *9* при гидравлическом ударе, который может произойти в случае попадания жидкого аммиака в цилиндр компрессора, исключается благодаря тому, что крышка *6* в этом случае, сжимая пружину *7*, пропускает жидкий аммиак в нагнетательную магистраль.

Поршень *10* пустотелый, имеет в средней части канавки *11*. В верхней части он снабжен четырьмя уплотнительными кольцами, а в нижней части имеет одно уплотнительное и одно маслосъемное кольца.

Вода подается в водяную рубашку компрессора по патрубку *12*, а уходит из нее по патрубку *13*.

На всасывающей трубе установлен запорный вентиль *14*, а на нагнетательной — вентиль *15*. Для облегчения пуска комп-



компрессор АВ-75

рессора имеется байпасный клапан *16*, при открытии которого нагнетательная полость компрессора соединяется со всасывающей через трубу *17*. Предохранительный клапан *18* на нагнетательном патрубке в случае чрезмерного повышения давления обеспечивает перепуск аммиака во всасывающий патрубок через трубу *19*.

Смазка компрессора при помощи шестеренчатого насоса *20* производится под давлением. Насос расположен в картере компрессора и приводится во вращение от его коленчатого вала. В картер компрессора заливают специальное масло фригус (или веретенное 2). Оно поступает в насос через масляный фильтр (на рис. 112 не показан), подается по каналу *21* в коленчатом валу на подшипники кривошипа и через сверления в шатунах — на пальцы и головные подшипники компрессора.

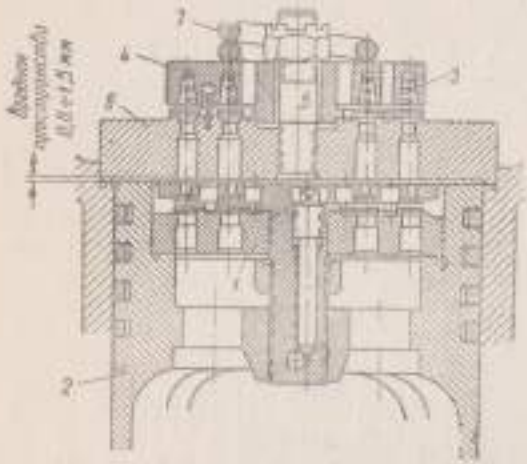


Рис. 113. Всасывающие и нагнетательные клапаны компрессора АВ-75

Опорные подшипники коленчатого вала шариковые. Так же, как и внутренние поверхности цилиндров, они смазываются путем разбрызгивания масла кривошипами.

Для осмотра масляного насоса и выемки коленчатого вала имеется съемная крышка *22* картера. На картере установлены два манометра *23* и *24* для измерения давления во всасывающем и нагнетательном трубопроводах, а также манометр *25*, показывающий давление в системе смазки компрессора.

На рис. 113 показаны в увеличенном масштабе всасывающие и нагнетательные клапаны компрессора АВ-75. Такие клапаны имеет фреоновый компрессор ФУ-25 (4ФУ-10).

Клапаны двухкольцевые пластинчатые из легированной стали толщиной 1,5 мм. Решетки *1* всасывающих и *6* нагнетательных клапанов имеют по окружности два ряда отверстий, перекрытых пластинами клапанов. Всасывающие клапаны не имеют пружин. Они открываются и закрываются под действием сил инерции при движении поршня *2* вниз и вверх: в верхней мертвой точке при движении поршня вниз пластины клапанов открывают окна, отставая от движения поршня, а в нижней мертвой точке — плотно прижимаются к поршню (при движении его вверх) и закрывают окна.

Нагнетательные клапаны снабжены пружинами *3*, находящимися в гнездах розетки *4*. В последней имеется два ряда отверстий, смещенных относительно отверстий в решетке *6*, благодаря чему при подъеме нагнетательных клапанов хладагент свободно выходит в нагнетательную трубу.

Розетка *4* крепится к клапанной решетке *6* посредством шпильки *5* с гайкой. С помощью тугой буферной пружины *7* обеспечивается плотное прижатие розетки к клапанной решетке.

Мембранный сальник компрессора в крупном масштабе изображен на рис. 114. Муфта *1* навернута на резьбу вала и вращается вместе с ним. К муфте *1* гужоном *2* притягивается фланец *3*, соединенный резьбой с муфтой *4*. Последняя сидит на валу на шариковой шпонке. Таким образом, детали *1*, *3* и *4* вращаются вместе с валом. Между заплечиком вала и муфтой *4* положена прокладка *5*. Неподвижными деталями сальника являются две кольцевые диафрагмы *6* и *7*. По внешней кромке эти диафрагмы зажаты между крышками *8* и *9* сальника. К внутренней кромке диафрагмы *6* прикреплено кольцо *10*, а к внутренней кромке диафрагмы *7* — муфта *11*. Кольцо *10* и муфта *11* плотно прилегают к торцовой фаске муфты *4*.

В пространство между диафрагмами через боковое отверстие (на рисунке не показанное) подается масло от масляного насоса. При помощи отверстия *12* пространство между диафрагмами сообщается с бачком *26*, снабженным сливной трубой *27* (см. рис. 112). Благодаря такому устройству обе диафрагмы находятся под небольшим гидравлическим давлением.

Диафрагма *6*, прогибаясь влево, прижимает кольцо *10* к муфте *4*. Диафрагма *7*, изгибаясь вправо и опираясь на кольцевой выступ *13*, прижимает муфту *11* к муфте *4*. Для подвода масла к трущимся поверхностям муфта *11* имеет сверленые каналы. Отверстие *14* служит для спуска масла из пространства между диафрагмами, а отверстие *15* — из пространства, находящегося правее диафрагмы *7*. Чтобы масло не растекалось по валу, поставлены полукольца *16* углового профиля, которые стянуты пружиной *17* и удерживаются крышкой *18*.

Как уже указывалось выше, прямоточные компрессоры более экономичны.

Устройство прямоточного фреонового компрессора судовой холодильной установки с непосредственным испарением показано на рис. 115. Этот компрессор приводится в действие от электродвигателя через клиноременную передачу.

В выточку картера *1* вставляется торцовая крышка *2* из антифрикционного чугуна, одновременно служащая рамовым подшипником. Левый рамовый подшипник и подшипники кривошипов имеют вкладыши из свинцовистой бронзы.

Смазка подшипников производится путем разбрызгивания кривошипами масла, залитого внутрь картера. На левый конец коленчатого вала *3* посажен шкив клиноременной передачи.

Там же имеется сальник сильфонного типа [1], состоящий из двух плотно пригнанных к корпусу картера неподвижных колец *4*, распираемых пружиной *5*. Пружина помещена в сильфон *6*, один конец которого припаян к левому кольцу *4*, а другой — к

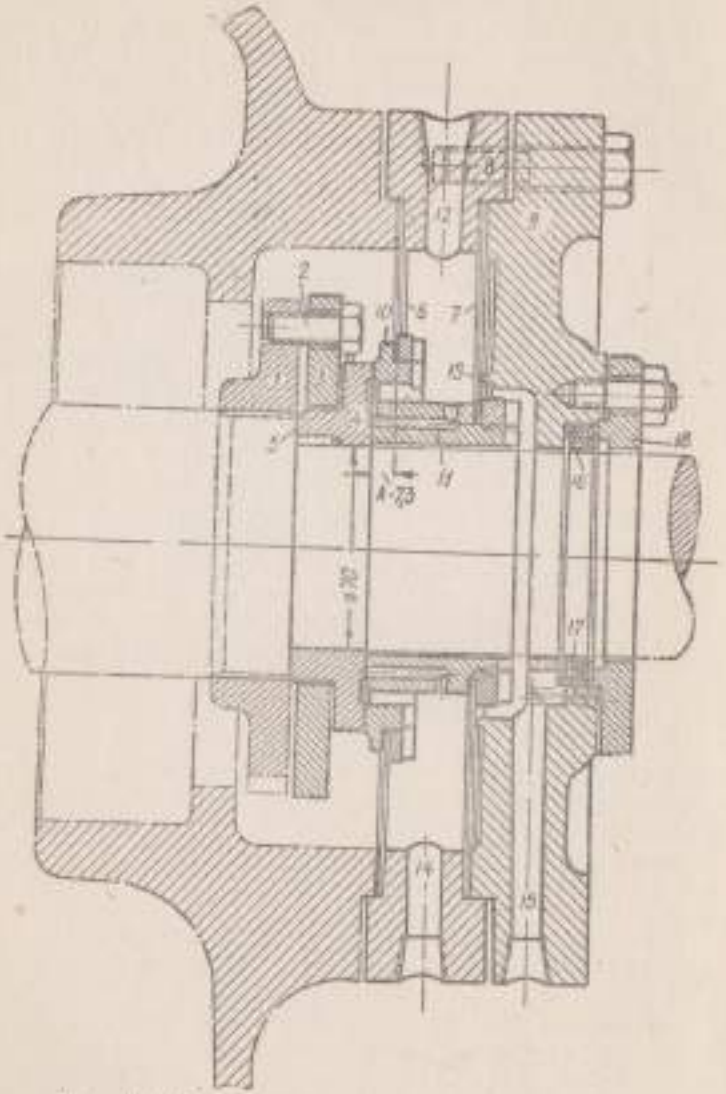


Рис. 114. Мембранный сальник компрессора АВ-75

[1] Сильфон представляет собой тонкостенную гофрированную трубку в виде меха гармоники. Плотно закрывая внутреннюю полость, он не препятствует аксиальному перемещению деталей, припаянных к его концам.

шайбе *7*, зажатой между крышкой сальника и корпусом картера. Цилиндры компрессора отлиты из чугуна в одном блоке и укреплены на картере посредством шпилек. Поршни изготовлены из алюминиевого сплава и снабжены тремя уплотнительными и одним маслосъемным кольцами. В донышке поршня имеется всасывающий пластинчатый клапан *8* со стопорным кольцом *9*, ограничивающим подъем клапана. Блок цилиндров закрывается крышкой *10*, в которой установлены пластинчатые

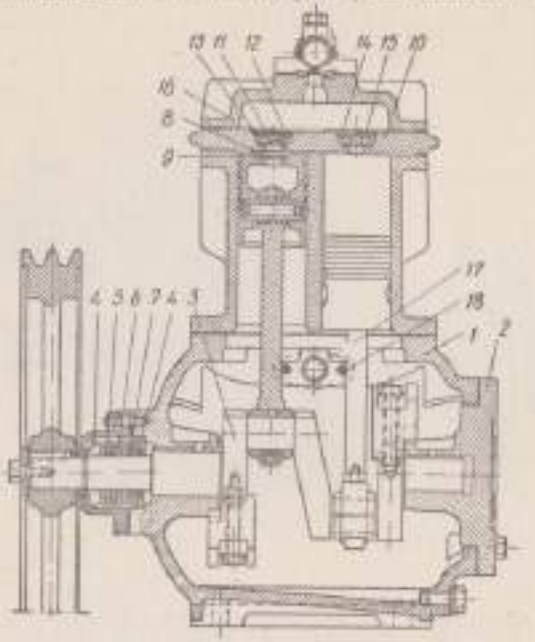


Рис. 115. Прямоточный фреоновый компрессор

нагнетательные клапаны *11*. Высота подъема этих клапанов ограничивается втулкой *12* со стопорным кольцом *13*, в которое упирается пружина *14*, поднимающая втулку при снятии стопорного кольца. Пластинка нагнетательного клапана снабжена конической пружиной *15*, обеспечивающей ее плотное прижатие к седлу во время всасывающего хода поршня. Оба цилиндра поверх крышки с нагнетательными клапанами объединяются в общий нагнетательный коллектор *16*.

Всасывающий трубопровод *17*, снабженный запорным вентилем, присоединен к фланцу *18* в верхней части картера компрессора.

Во время работы компрессора верхняя часть картера заполнена парами фреона при давлении 1,2—1,5 *ата*. При движении поршня вверх в картер из всасывающего трубопровода поступает фреон. При движении поршня вниз в цилиндре компрессора

происходит разрежение, и фреон через всасывающий клапан в поршне поступает в цилиндр. При последующем движении поршня вверх фреон сжимается и выталкивается через нагнетательные клапаны в магистраль. Поскольку пары фреона у этого компрессора вследствие прохождения их через картер содержат значительное количество масла, на нагнетательной магистрали необходимо устанавливать маслоотделители.

Сильфонный сальник, широко применяемый у фреоновых компрессоров, показан на рис. 116.

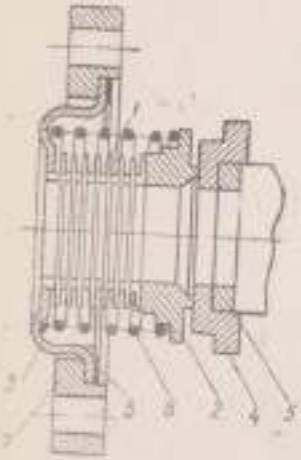


Рис. 116. Сильфонный сальник фреонового компрессора



Рис. 117. Общий вид аммиачного компрессорно-конденсаторного агрегата 4AV-40/30 холодопроизводительностью 32 тыс. *ккал/час*

Сильфон *1* представляет собой тонкостенную гофрированную трубку. Один конец ее припаян к уплотнительному кольцу *2*, а другой — к стакану *3*. Уплотнительное кольцо *2* плотно пригнано к кольцу *4*, надетому на вал компрессора на прокладке *5* из маслостойкой резины. Пружина *6*, опирающаяся своим левым торцом на стакан *3*, плотно прижимает кольца *2* и *4* друг к другу. Стакан *3* фланцем *7* прикреплен на прокладке *8* к картеру компрессора. При вращении коленчатого вала компрессора совместно с ним вращается кольцо *4*, а уплотнительное кольцо *2*, сильфон *1*, пружина *6* и стакан *3* неподвижны.

На рис. 117 показан общий вид аммиачного компрессорно-конденсаторного агрегата 4AV-40/30 холодопроизводительностью 32 000 *ккал/час*.

Современные непрямоточные компрессоры с ходом поршня 40—50 *мм* выполняют в виде блок-картерных бессальниковых

конструкций со встроенными электродвигателями, корпуса которых охлаждаются воздухом или парами хладагента, просасываемыми через электродвигатель.

Компрессоры с ходом поршня 70—130 *мм* обычно прямоточные. Их строят в виде блок-картерных машин с водяным охлаждением.

В судовых холодильных установках применяются кожухотрубные и погруженные конденсаторы.

В современных аммиачных и фреоновых установках обычно применяют многоходовые кожухотрубные конденсаторы, отличающиеся высоким коэффициентом теплопередачи (800—1800 *ккал/м²час·град*).

На рис. 118 показан четырехходовый кожухотрубный конденсатор, который имеет сварной цилиндрический барабан *1* с приваренными к нему трубными досками *2*. В отверстия последних, расположенные в шахматном порядке, вставлены и завальцованы цельнотянутые медные трубки диаметром 18 *мм*. Общая теплообменная поверхность трубок конденсатора 14 *м²*.

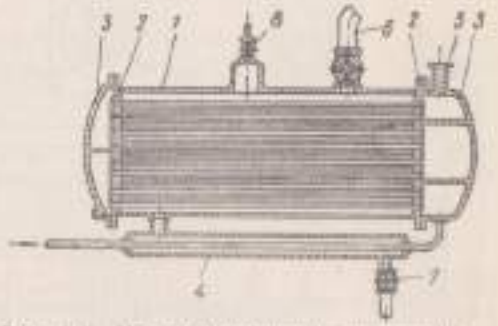


Рис. 118. Четырехходовый кожухотрубный конденсатор

К торцам барабана прикреплены съемные крышки *3* с ребрами (приливами), благодаря которым циркулирующая по ним охлаждающая вода изменяет направление движения при прохождении через конденсатор.

Ресивер *4*, укрепленный в нижней части барабана, служит для сбора жидкого хладагента и одновременно выполняет роль переохладителя, так как поступающая в конденсат забортная охлаждающая вода проходит по трубопроводу, находящемуся внутри ресивера. Из конденсатора охлаждающая вода выходит за борт через патрубок *5*.

Хладагент в парообразном состоянии поступает в конденсатор через патрубок *6* и выходит в сжиженном виде через вентиль *7*. Для выпуска воздуха из внутренней полости конденсатора пользуются вентилем *8*.

Коэффициент теплопередачи у таких конденсаторов зависит от состояния теплообменных поверхностей. В связи с этим необходимо периодически очищать конденсатор от отложений грязи и накипи.

Погруженные конденсаторы представляют собой змеевики или батареи, помещенные в резервуар с проточной водой. Они имеют простое устройство, но нуждаются в более тщательном

уходе, обеспечении плотности большого количества разъемных соединений и, вследствие малой скорости движения охлаждающей воды, обладают сравнительно низким коэффициентом теплопередачи (180—200 *ккал/м²·час·град*).

Внутри змеевиков (батарей) у таких конденсаторов находится хладагент.

Погруженные конденсаторы используют преимущественно в углекислотных холодильных установках, где конденсация хладагента происходит при высоком давлении.

Испарители, применяемые в судовых холодильных установках, устроены почти так же, как конденсаторы.

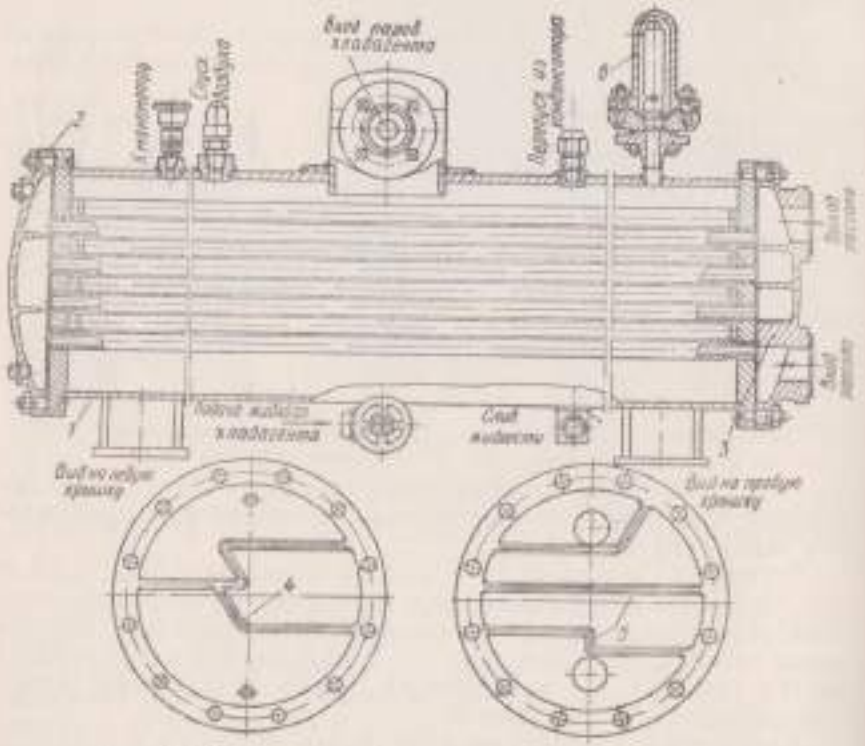


Рис. 119. Кожухотрубный фреоновый испаритель МИТР-12

Кожухотрубный фреоновый испаритель МИТР-12 изображен на рис. 119. Корпус *1* с трубными решетками и медными трубками закрыт левой *2* и правой *3* крышками, имеющими перегородки *4* и *5*, плотно примыкающие к трубным решеткам. Благодаря этим перегородкам рассол последовательно омывает то одну, то другую группу трубок, совершая при этом путь, равный восьмикратной длине испарителя. Хладагент, находящийся внутри испарителя, соприкасается с наружными стенками трубок. Испаритель снабжен предохранительным клапаном *6*, а также патрубками и штуцерами для присоединения к соответствующим трубопроводам.

Секционные испарители имеют более высокий коэффициент теплопередачи, чем кожухотрубные. Такие испарители состоят из рассольного бака со съемной стенкой, сваренного из стальных листов, защищенного снаружи тепловой изоляцией и обшитого жестью. Внутри бака устанавливают и прочно укрепляют испарительные секции, состоящие из верхнего и нижнего коллекторов, соединенных стальными цельнотянутыми трубками.

В нижний коллектор через дроссельную форсунку подается жидкий хладагент, который после перехода в парообразное состояние (в результате отнятия теплоты у рассола) отсасывается компрессором из верхних коллекторов испарительных секций.

Для улучшения теплообмена испарители снабжают мешалкой, приводимой в движение от электродвигателя. Охлажденный рассол, забираемый циркуляционным насосом, направляется в батареи холодильных камер.

Для фреоновых холодильных установок непосредственного охлаждения широко применяют змеевиково-ребристые испарители (рис. 120).

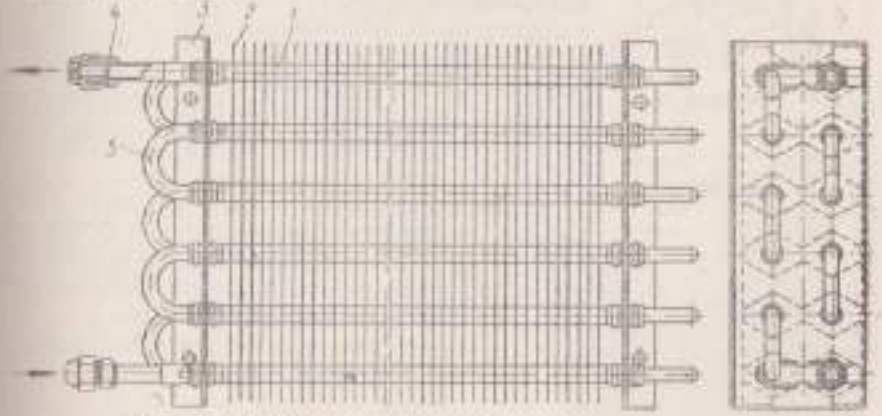


Рис. 120. Змеевиково-ребристый фреоновый испаритель
1 — трубки; *2* — ребра; *3* — стойка; *4* — штуцер; *5* — «калачи»

Змеевиково-ребристые испарители устанавливают в охлаждаемом помещении. Они состоят из медных трубок *1*, соединенных «калачами» *5*. Для увеличения поверхности охлаждения к трубкам припаяны латунные пластины (ребра) *2*; трубы и ребра снаружи покрыты защитной пленкой (полужены). Жидкий фреон от регулирующего клапана поступает в нижний коллектор испарителя, а из верхнего (уже в парообразном состоянии) его забирает компрессор.

Во время работы компрессора смазочное масло, попадающее в систему хладагента, оседает на теплообменных поверхностях, снижая коэффициент теплопередачи. Чтобы предотвратить это, современные холодильные установки снабжают маслоотделителями.

На рис. 121 показана схема маслоотделителя фреоновой холодильной установки.

В цилиндрическом сварном корпусе *1* с нижней съемной крышкой *2* помещена стальная труба *3*, имеющая на своем нижнем конце отбойный конус *4*. К трубе *3* прикреплены решетки, пространство между которыми заполнено слоями колец Рашига (пустотелые керамические цилиндрики диаметром 10 *мм*, с толщиной стенки 1 *мм*). Решетки, поддерживающие слои колец, разделены втулкой *5*.

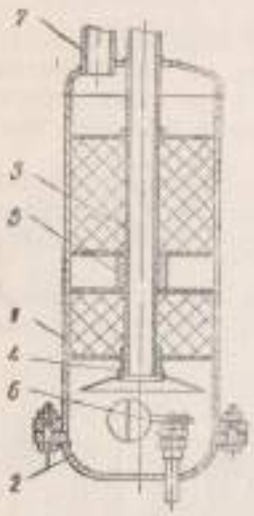


Рис. 121. Схема маслоотделителя фреоновой холодильной установки

В нижней части маслоотделителя находится поплавковый клапан *6*, автоматически выпускающий отделившееся масло в картер компрессора при его накоплении до определенного уровня.

Фреон, содержащий масло, поступает по центральной трубе в нижнюю часть маслоохладителя и, поднимаясь вверх, проходит через слои колец Рашига. При этом масло осаждается на поверхности колец и по мере накопления стекает вниз. Очищенный фреон через патрубок *7* уходит в конденсатор.

Для отделения воды от хладагента применяют силикагельные водопоглотители (рис. 122). Силикагель представляет собой кристаллическое вещество, получаемое из жидкого стекла. По внешнему виду он похож на светлый кварцевый песок.

Силикагель обладает способностью активно поглощать влагу в количестве до 25% собственного веса, не увеличиваясь в объеме.

Водоотделитель необходимо периодически осматривать, так как силикагель постепенно теряет свою поглотительную способность и нуждается в замене. Потеря поглотительной способности силикагелем может быть установлена по его внешнему виду (потускнение кристаллов). При невозможности замены отработавшего силикагеля его можно регенерировать прокаливанием при температуре 120—130° С.

Для очистки хладагента от механических примесей на всасывающем трубопроводе компрессора устанавливают сетчатые фильтры-грязевики (рис. 123), которые имеют вставную сетку

с фильтрующим элементом. Фильтры также нуждаются в периодическом осмотре и промывке керосином (обычно не реже одного раза в 3 месяца).

Разность давления между конденсатором и испарителем достигается применением регулирующих вентилей и дроссельных форсунок.

Регулирующий вентиль, с помощью которого давление хладагента снижается от давления конденсации до давления испарения, показан на рис. 124. Он состоит из корпуса *1*, шпинделя *2*, клапана *3*, крышки *4*, сальника *5*, накидной гайки *6* и маховика *7*.

Хладагент (аммиак) проходит под клапан *3* снизу, через суженное сечение.

Дроссельная форсунка (рис. 125) состоит из корпуса *1*, накидной гайки *2* и сопла *3* с калиброванным коническим отверстием. Трубка *4* служит для спуска жидкого фреона из отделителя, а трубка *5* — для пропуска масла из испарителя.

Жидкий хладагент из конденсатора поступает по трубопроводу *6* и, проходя через сужающуюся часть сопла, движется с повышенной скоростью. Выброшенная через калиброванное отверстие в области пониженного давления струя хладагента, испаряясь, быстро образует смесь пара и жидкости, которая по соплу двойной конусности поступает в коллектор испарителя. Сопло такой формы и размеров обеспечивает быстрое прохождение смеси в испаритель.

Холодильные машины выпускают в настоящее время, как правило, автоматическими, чтобы исключить возможность аварии и обеспечить поддержание заданного температурного режима в холодильной камере (трюме) при изменении

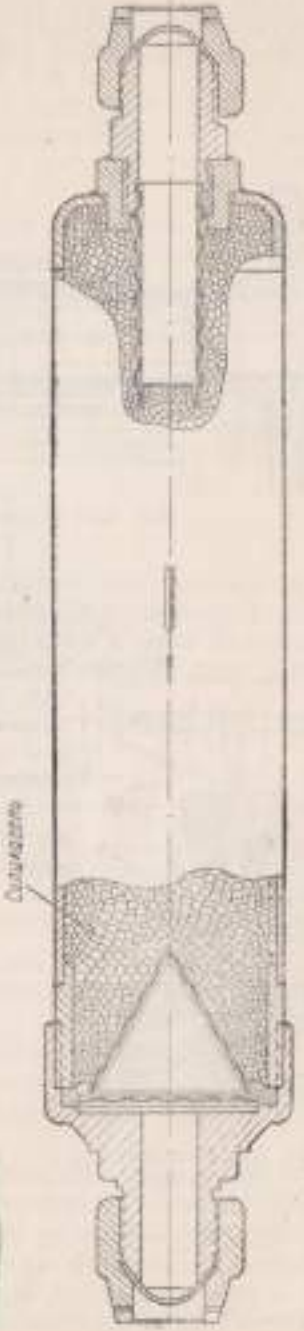


Рис. 122. Силикагельный водопоглотитель (осушитель фреона)

внешних условий без участия человека. Это позволяет снизить стоимость эксплуатации установки благодаря высвобождению обслуживающего персонала.

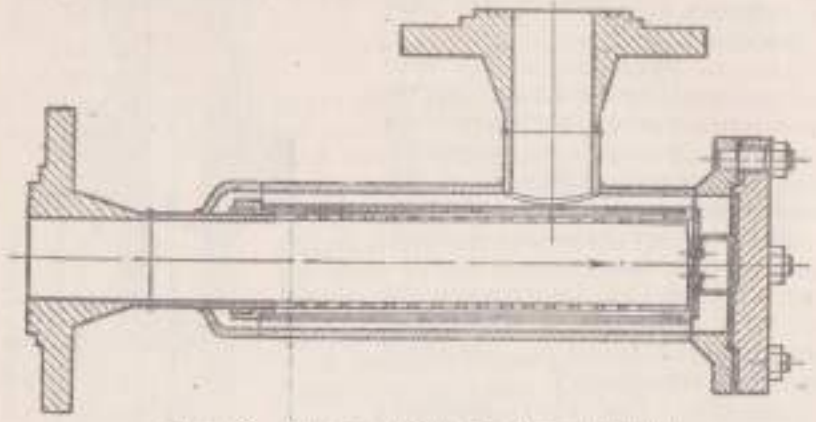


Рис. 123. Угловой фреоновый фильтр-грязевик

Автоматы, предупреждающие аварии, устанавливают на нагнетательном трубопроводе компрессора и на магистрали, подающей воду в конденсатор. Первый из автоматов останавливает электродвигатель компрессора при повышении давления, а второй при внезапном прекращении подачи воды в конденсатор. Для этой цели обычно используют автоматы мембранной конструкции.

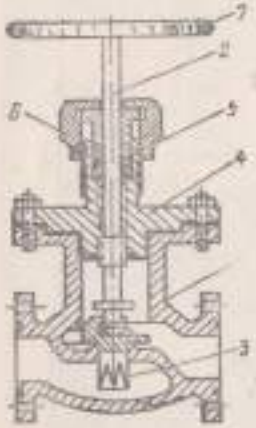


Рис. 124. Регулирующий вентиль

В качестве примера расположения автоматических приборов в холодильной установке рассмотрим схему, изображенную на

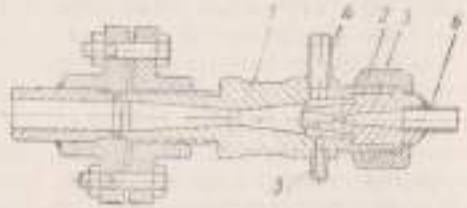


Рис. 125. Дроссельная форсунка

рис. 126. В компрессор *1*, приводимый в движение электродвигателем *2*, поступают пары хладагента из батарей по трубе *3*. На всасывающем патрубке компрессора установлено реле *4* с мембранным автоматом, останавливающим компрессор при по-

нижении давления хладагента во всасывающей магистрали. Реле *5* на нагнетательном патрубке останавливает компрессор в случае повышения давления в патрубке. Кроме того, на обоих патрубках имеются запорные клапаны *6* и *7*.

Из компрессора сжатый хладагент поступает в маслоотделитель *8*, затем в кожухотрубный конденсатор *9* и далее (сжиженный) по трубе *10* подходит к регулирующим клапанам.

Клапан *11* автоматический, а клапан *12* ручной. При включенном автоматическом клапане запорные клапаны *13* и *14* должны быть открыты, а ручной клапан *12* — закрыт.

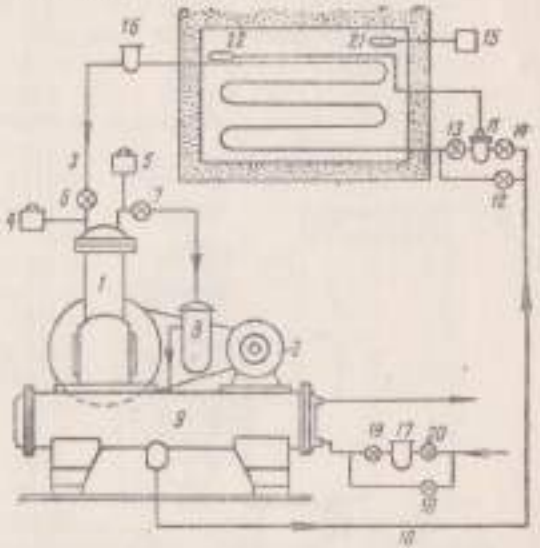


Рис. 126. Схема расположения приборов автоматики у компрессорной холодильной машины, обслуживающей промышленную камеру (непосредственного испарения)

Для обслуживания установки при неработающих автоматах (из неисправности) надо закрыть клапаны *13*, *14* и пользоваться клапаном *12*.

Холодильная камера снабжена реле температуры *15*, контролирующим заданный температурный режим. При повышении температуры (сверх нормы) реле пускает в ход компрессор и открывает запорные клапаны *16* (для хладагента) и *17* (для воды).

В случае неисправности электроприводного (соленоидного) клапана *17* подачу воды в конденсатор можно регулировать клапаном *18*, закрыв предварительно клапаны *19* и *20*.

Внутри холодильной камеры помещаются датчики *21* и *22* реле температуры и регулирующего клапана.

Общий вид фреоновой регулирующей станции показан на рис. 127.

На регулирующей станции смонтированы запорный вентиль *1*, регулирующий вентиль *2*, угловой вентиль *3*, осушитель фреона *4*, фреоновый фильтр *5*, соленоидный клапан *6*, терморегулирующий клапан *7*, фреоновый манновакуумметр *8*, запорный вентиль *9* и терморегулятор *10*. Все оборудование регулирующей станции, спроектированное для судовой установки

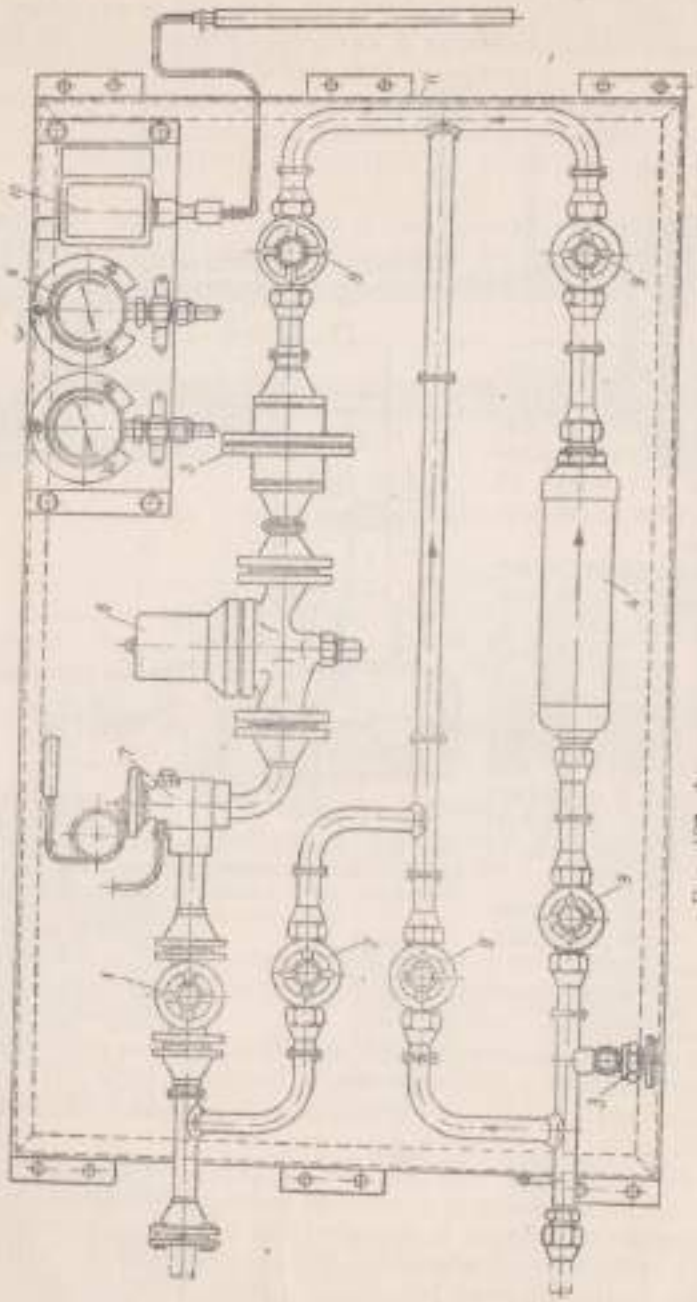


Рис. 127. Фреоновая регулирующая станция.

холодопроизводительностью 30 000 *ккал/час*, смонтировано на щите *11* размером 1340×790 *мм*.

К числу приборов, устанавливаемых в схемах автоматизации холодильных установок, относятся:

поплавковые регуляторы ПР и автоматические регулирующие вентили ТРВ *;

соленоидные вентили;

сильфонные водорегулирующие вентили;

реле температуры (термостаты) с датчиками, имеющими биметаллические спирали и реле давления, состоящее из прессостата и манроконтроллера.

Схема реле давления показана на рис. 128. Прессостат присоединен трубкой к всасывающей магистрали компрессора и служит для автоматического пуска в ход двигателя холодильной машины при наступлении заданного давления хладагента в системе. Маноконтроллер присоединен трубкой к нагнетательному трубопроводу компрессора и предназначен для автоматического выключения компрессора при повышении давления конденсации сверх допустимого предела. Оба прибора смонтированы в общей металлической коробке и связаны с одной системой электрических контактов. К сильфону *2* прессостата подводится хладагент. При повышении давления всасывания хладагента во всасывающем трубопроводе сильфон *2* сжимается и рычаг *3* поворачивается вокруг оси *1* (по часовой стрелке), благодаря чему тяга *5* опускается, сдвигая рамку *13* и пластину *9*; контакты *11* замыкаются, и электродвигатель приводится в ход.

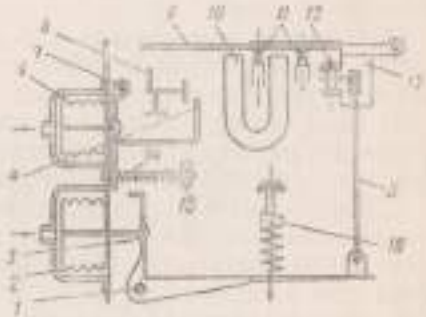


Рис. 128. Схема реле давления

При понижении давления всасывания сильфон растягивается, возвращая тягу *5* в первоначальное положение. Тяга *5* стремится оторвать пластину *9* от контактов *11*. Когда усилие пружины *16* преодолеет силу давления на сильфон *2* и силу притяжения магнита *10*, пластина *9* отрывается от контактов *11*, электрическая цепь размыкается и двигатель (а вместе с ним и компрессор) останавливается.

Маноконтроллер включен в нагнетательный трубопровод и регулируется на предельно допустимое давление хладагента.

Увеличение давления нагнетания сверх допустимого вызывает сжатие сильфона *6*. Его игла, упираясь в рычаг *7*, вызовет

* См. А. Г. Аксенов, Судовые холодильные установки, изд-во «Речной транспорт», 1960, стр. 74—77, рис. 58—61.

поворот последнего и сжатие пружины *14*. Рычаг *4*, двигаясь вверх, через пружину упрется в угловой рычаг *8*, и когда он отклонит пластину *9*, контакты *11* разомкнутся и электродвигатель компрессора будет остановлен.

Регулированием винта *12* изменяется продолжительность остановки компрессора. Поворот этого винта по часовой стрелке уменьшает продолжительность остановки, а против часовой стрелки — увеличивает; в последнем случае компрессор включается при более высокой температуре в охлаждаемой камере.

Маноконтроллер регулируют посредством изменения натяжения пружины *14*. При повороте гайки *15* по часовой стрелке давление, при котором компрессор останавливается, увеличивается, и наоборот, при вращении ее против часовой стрелки — уменьшается.

У фреонового компрессора обычно регулируют маноконтроллер на максимальное давление 10—12 *атм*, а у аммиачного — 15—18 *атм*.

Благодаря применению в холодильной установке реле давления с прессостатом и маноконтроллером исключается необходимость установки реле температуры в охлаждаемом помещении. Если же прессостат отсутствует, а имеется только реле температуры, надо устанавливать маноконтроллер на нагнетательном трубопроводе компрессора.

Электродвигатель, приводящий в движение компрессор автоматизированной холодильной установки, должен быть снабжен магнитным пускателем. Магнитный пускатель — исполнительный механизм, получающий импульс от реле давления, термореле или другого датчика; он замыкает или размыкает контакты, включающие электродвигатель в сеть. Одновременно магнитный пускатель выполняет функцию защиты электродвигателя при перегрузке или выключении одной из фаз.

На рис. 129 показана принципиальная схема автоматической фреоновой холодильной установки ПМАК-ФУ-25, принятой на строящихся серийных рефрижераторных судах (проект № 585).

Установка состоит из компрессора ФУ-25, смонтированного на кожухотрубном конденсаторе МКТР-18, кожухотрубного испарителя МИТР-25, ресивера ВРЛ-0,05 и регулирующей станции ФРС-25.

Регулирующая станция ФРС-25 представляет собой щит, на котором смонтированы терморегулирующий вентиль *14*, соленоидный вентиль *13*, фильтр *12*, осушитель *9*, реле температуры *22*, мановакуумметры *27*, ручной регулирующий вентиль *16* и запорная арматура *3*, *8*, *10*, *11*, *17*, *21* и *25* к указанным выше приборам.

В схеме установки имеются фреоновый теплообменник *7* и угловой фильтр *20*. У входа охлаждающей воды в конденсатор установлен второй соленоидный вентиль. Из конденсатора *5* жидкий фреон поступает в ресивер *6* и затем в теплообменник *7*.

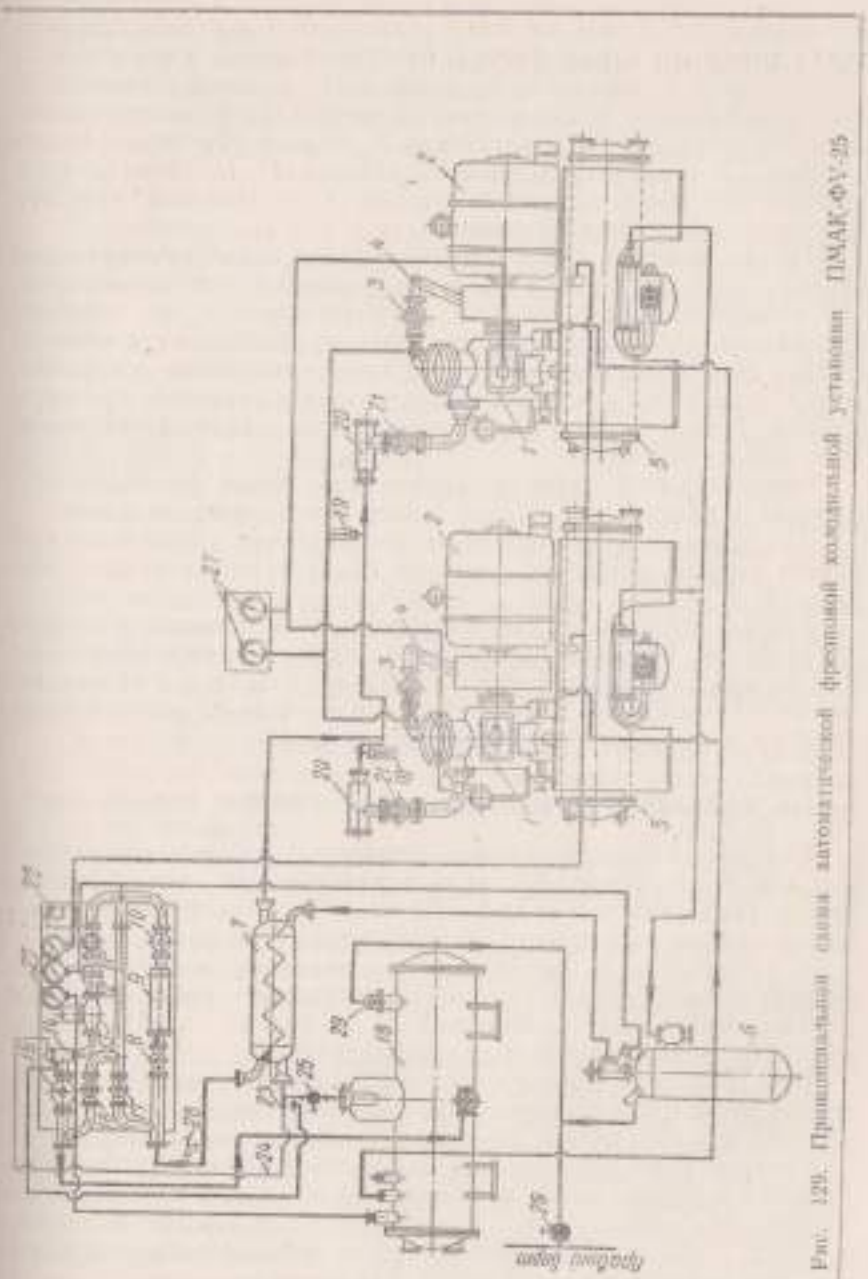


Рис. 129. Принципиальная схема автоматической фреоновой холодильной установки ПМАК-ФУ-25

где происходит переохлаждение хладагента в результате отдачи тепла холодным парам фреона, поступающим из испарителя *18* в компрессор *1*, приводимый в действие электродвигателем *2*. Переохлажденный фреон в регулирующей станции последовательно проходит через осушитель *9*, фильтр *12*, соленоидный вентиль *13*, терморегулирующий вентиль *14* (с капиллярной трубкой *24*). Здесь хладагент очищается и давление его снижается до давления испарения.

Парожидкостная смесь фреона, пройдя терморегулирующий вентиль, поступает в испаритель. В последнем для кипения фреона отбирается тепло рассола, циркулирующего по трубкам испарителя. Из испарителя пары фреона поступают в угловой фильтр *20* и далее отсасываются и вновь сжимаются компрессором. После этого хладагент подается в конденсатор, где пары фреона, отдавая тепло циркулирующей по трубкам забортной воде, конденсируются.

Термометр *19* показывает температуру паров фреона, поступающих в конденсатор. Схема имеет ручное регулирование.

Для перехода с автоматического на ручное управление требуется закрыть запорные вентили *17*, *11* и *15* и открыть вентиль *16*.

Вентиль *28* служит для заполнения и дозарядки установки хладагентом. Кроме того, на схеме показаны: обратный клапан *26*, предохранительный клапан *29*, трубопровод *4* от конденсатора к компрессору и уравнительный вентиль *23* трубопровода, идущего к терморегулирующему вентилю *14*.

§ 30. КАНАЛИЗАЦИЯ ХОЛОДА. ИЗОЛЯЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Как уже указывалось выше, современные судовые холодильные установки выполняют с непосредственным теплообменом между хладагентом и воздухом в охлаждаемом помещении и с теплообменом посредством хладоносителя (рассола).

В установках с рассольным охлаждением в батареях рефрижераторной камеры (трюма) циркулирует рассол (водный раствор натриевых, кальциевых и магниевых солей), охлаждаемый в испарителе холодильной установки.

При сравнении системы непосредственного охлаждения с системой теплообмена посредством хладоносителя (рассола) можно отметить следующие их преимущества и недостатки.

Система непосредственного охлаждения (безрассольная) отличается меньшим весом и габаритами по сравнению с системой теплообмена посредством хладоносителя, а также позволяет получать более низкие температуры в рефрижераторных камерах при одинаковом количестве хладагента в системе.

Большое количество разъемных соединений в системе непосредственного охлаждения для судовой установки представляет некоторое неудобство ввиду возможности утечки хладагента через неплотности, которые могут возникнуть при качке, крене или дифференте судна.

Установки с непосредственным теплообменом применяют главным образом для провизионных холодильных камер на транспортных судах, а также в качестве дополнительных охлаждающих средств в грузовых трюмах промысловых судов (одновременно с пересыпкой пойманной рыбы дробленым льдом).

На специальных рефрижераторных судах холодильные установки (особенно при большой холодопроизводительности) выполняют преимущественно с рассольным или с воздушным охлаждением.

Несмотря на большой вес и габариты, установка с рассольным охлаждением обладает весьма ценным свойством — она аккумулирует холод, и при остановленном на некоторое время компрессоре охлаждение батарей благодаря циркуляции рассола в системе не прекращается.

Общий вид рассольной батареи показан на рис. 130.

Батарея представляет собой змеевик, медный — во фреоновой установке и стальной — в аммиачной, прикрепленный на специальных стойках к стенке охлаждаемого помещения.

Для обеспечения необходимой чистоты рассольной системы и предотвращения засорения рассольных батарей в этой системе обычно предусматривают специальный фильтр (рис. 131). Он состоит из корпуса *1*, крышки *2*, фильтрующего сетчатого стакана *3* и патрубков *4* и *5*.

Состав оборудования рефрижераторных трюмов и холодильных камер неодинаков, к обычным элементам этого оборудования относятся изоляция помещений и батарей-змеевики, подводящие хладоноситель.

Следует отметить, что основная часть тепла проникает из внешней среды в рефрижераторные помещения все же через изоляцию.

Толщина слоя изоляционного материала, его свойства, а также конструкции изолирующих стенок определяют их способность сохранять низкую температуру в охлаждаемом помещении.

Изолировать холодильные трюмы ввиду наличия набора корпуса довольно затруднительно. Для закрытия всех выступающих частей набора требуется очень толстый слой изолирующего материала, что уменьшает полезную кубатуру трюмов, а при большом весе изоляции — провозную способность судна.

Надежная изоляция уменьшает продолжительность работы холодильной машины, необходимую для поддержания заданного температурного режима в охлаждаемом помещении, или позволяет обойтись установкой с меньшей холодопроизводительностью.

Вопросам выбора легкой и надежной изоляции холодильных

камер и рефрижераторных трюмов в настоящее время уделяется большое внимание. Проводятся научно-исследовательские работы по изысканию новых методов расчета изоляции и применению синтетических материалов для термоизоляции.

Изоляция рефрижераторного трюма состоит из теплоизоляционного материала, крепежа и внутренней обшивки.

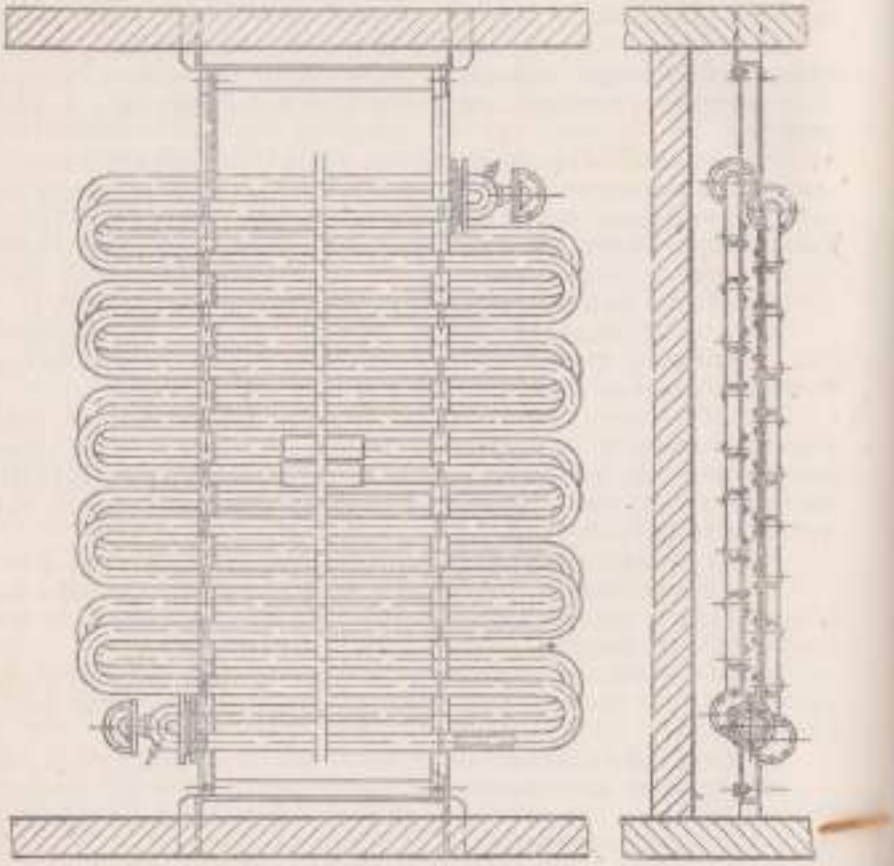


Рис. 130. Рассольная батарея БМ-3,7

Судовой термоизоляционный материал должен удовлетворять следующим требованиям:

иметь малый коэффициент теплопроводности ($\lambda = 0{,}03 \div 0{,}05$ *ккал/м²·час·град*) и низкую отражательную способность;

иметь малый объемный вес ($\gamma = 75 \div 300$ *кг/м³*);

быть долговечным (не подвергаться гниению, не разрушаться под влиянием сырости, обладать достаточными прочностными качествами и не деформироваться при тряске и качке судна);

не служить жилищной средой для грызунов;

быть нейтральным по отношению к материалу набора и обшивки корпуса;

не поглощать и не издавать запахов;

быть малогигроскопичным;

не терять со временем своих термоизоляционных качеств;

быть огнестойким;

быть дешевым и удобным в технологическом отношении.

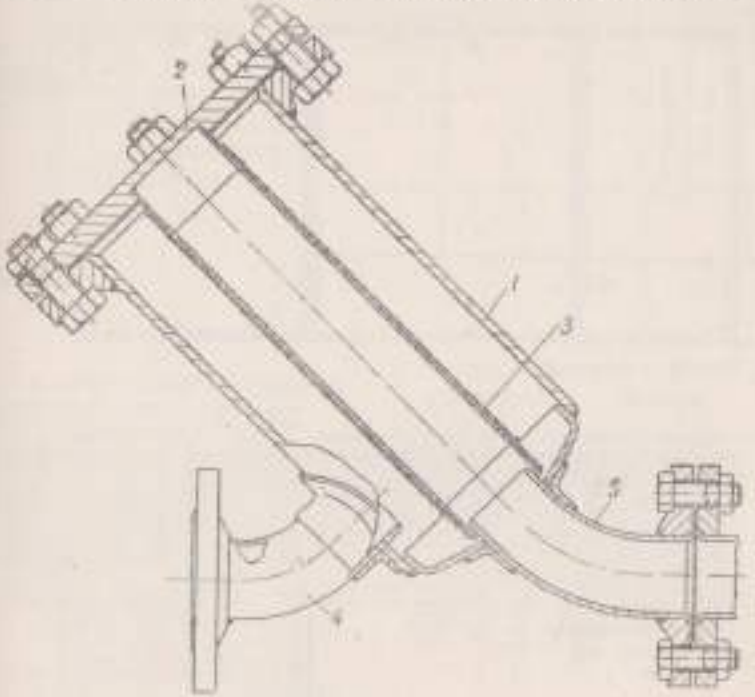


Рис. 131. Рассольный фильтр ФРМ-40

Из известных в настоящее время термоизоляционных материалов перечисленным требованиям наиболее полно удовлетворяют альфоль, мипора и пробка.

Альфоль (гофрированная алюминиевая фольга толщиной 0,08—0,011 *мм*, выпускаемая рулонами шириной 440 *мм*) обладает высокими термоизоляционными качествами благодаря тонким воздушным прослойкам между листами фольги и способности алюминия отражать тепловые лучи. Альфоль имеет малый коэффициент теплопроводности, малый объемный вес, негигроскопичен, огнестоек. Однако изоляция из альфоля подвергается окислению и может быть легко разрушена грызунами, если она не защищена слоем стальной сетки.

Мипора имеет вид твердой пены. Обладает небольшим объемным весом, малым коэффициентом теплопроводности, удобна

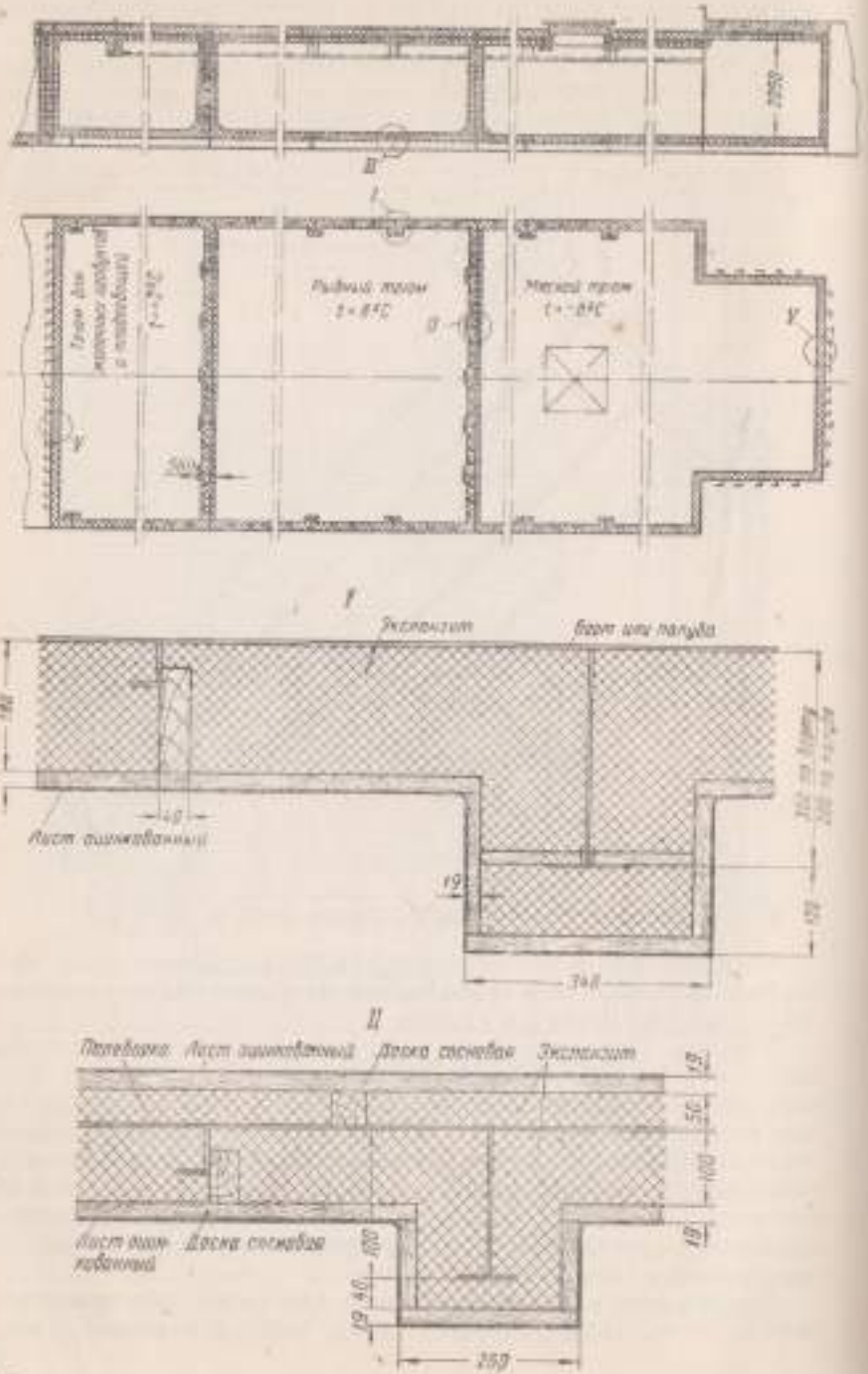
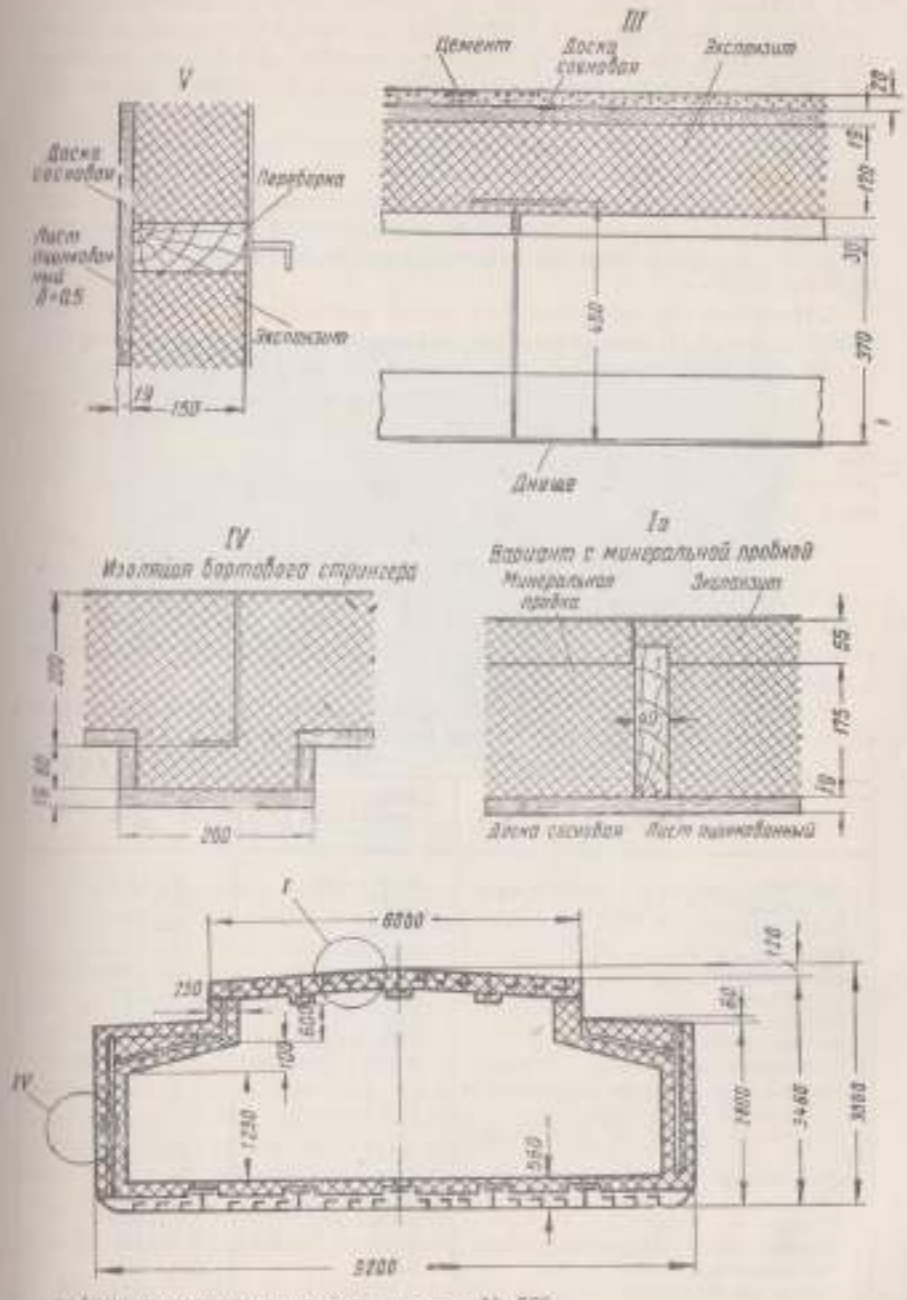


Рис. 132. Схема изоляции грузовых трюмов



рефрижераторного теплохода проекта № 585

для монтажа. Вместе с тем она гигроскопична и имеет низкую механическую прочность. Указанный недостаток компенсируется нанесением ее вместе с расплавленным битумом или помещением мипоры в специальные каркасы в запаянных пакетах из органической пленки.

Пробка применяется в виде различных плит, спрессованных из пропитанной и крошеной пробковой коры (экспанзит). Пробка имеет малую теплопроводность и объемный вес, малую гигроскопичность, но она дорога и дефицитна. Поэтому при изготовлении из нее изоляционных плит часто добавляют минеральную пробку.

Стекловойлок представляет собой материал из тонких стеклянных нитей. Помимо ряда полезных свойств (малые коэффициент теплопроводности и влагопроницаемость, негорючесть и др.), этот материал имеет существенные недостатки: разрушается под влиянием вибрации корпуса судна, дорог и отчасти вреден (мельчайшая стеклянная пыль плохо отражается на здоровье монтажников, в связи с чем соблюдение требований техники безопасности представляет известные затруднения).

Кроме названных, в настоящее время известно много других термоизоляционных материалов: пенопласт — один из видов пластмассы, пиатерма — набор фольги и др. Все они также применяются при строительстве рефрижераторных судов, но стоимость их в настоящее время еще высока, что ограничивает возможность их использования.

Коэффициенты теплопроводности и объемные веса некоторых термоизоляционных материалов приведены в табл. 41.

Таблица 41

Материал	Коэффициент теплопроводности λ, ккал/м·час·°С	Объемный вес γ, кг/м³
Альфоль	0,034—0,05	6—15
Пенопласт	0,025	160
Пиатерма	0,025	30—60
Мипора	0,03 —0,04	15—25
Пробковая плита	0,031—0,050	112—170
Экспанзит	0,03 —0,05	150—180
Пробковая мелочь	0,03 —0,04	50—90
Минеральная пробка	0,06 —0,08	200—250
Волосяной войлок	0,031	270
Минеральная шерсть (плавковая вата средней плотности)	0,034	200
Минеролит (плиты из стекловойлока)	0,04	50—60
Стекловойлок в матах	0,04	120
Изофлекс	0,04	11
Пенобетон	0,035—0,080	200—400
Асбодревесная плита	0,055	210—240
Асбовермикулитовая плита	0,070	200—250
Доска еловая судан	0,12 —0,14	546
» сосновая »	0,13 —0,30	550
Сталь	40,0 —50,0	7850

Использование термоизоляционного материала в чистом виде обычно представляет некоторые неудобства и не всегда может дать надлежащий эффект. Как правило, изоляция рефрижераторных трюмов представляет собой сложную конструкцию, в которой наряду с изоляционными материалами весьма эффективно используются термоизоляционные свойства воздушных прослоек.

Существует несколько способов расчета изоляции охлаждаемых помещений. Достаточно надежный результат дает способ расчета А. Е. Ниточкина, принятый в отечественном судостроении.

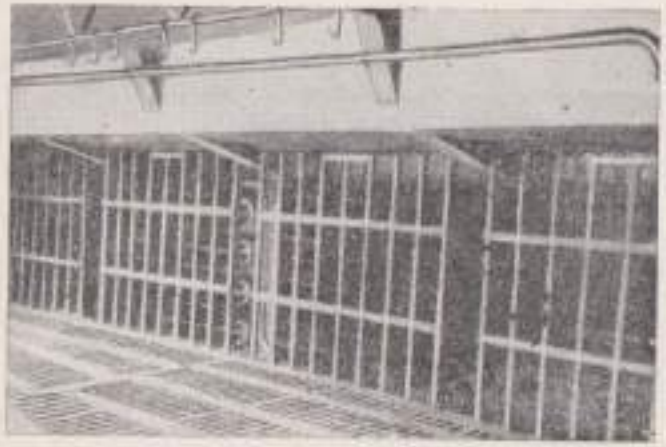


Рис. 133. Трюм для перевозки мясных продуктов на рефрижераторном теплоходе СТР-355

Схема изоляции грузовых трюмов первого рефрижераторного теплохода СТР-355 грузоподъемностью 200 *т*, построенного по проекту № 585, показана на рис. 132. Как видно из рисунка, отдельные узлы изоляции (*I*—*V*) имеют различное конструктивное исполнение. Расход экспанзита для изготовления узла *I а* сокращен благодаря его использованию слоем толщиной 55 *мм* с минеральной пробкой слоем толщиной 175 *мм*. Изоляция в днищевой части защищена досками, покрытыми слоем цемента. Поверх этого защитного слоя в рефрижераторных трюмах имеется решетчатый щитовой настил, а изолированные бортовые стенки, на которых размещены ребристые рассольные батареи, ограждены съемными решетками (рис. 133).

§ 31. ЭКСПЛУАТАЦИЯ СУДОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Исправность и надежность действия холодильной установки зависят не только от качества изготовления, но в значительной степени от организации ее технического обслуживания. По экс-

плуатационным затратам, потребности в ремонте, расходу запасных частей и материалов можно судить о качестве технической эксплуатации холодильного оборудования.

Техническая эксплуатация — совокупность мероприятий по обеспечению высокопроизводительной, надежной, длительной работы оборудования при минимальном расходе энергии, материальных и денежных средств.

Обслуживание холодильной установки заключается в подготовке ее к работе, пуске в действие, регулировании подачи хладагента в испарительную систему и обеспечении заданного температурного режима в охлаждаемом помещении, уходе за установкой во время ее работы, остановке и подготовке к ремонту.

Важным документом, в котором фиксируются все данные по обслуживанию установки, является специальный журнал.

Непременное условие нормальной эксплуатации холодильной установки — содержание в чистоте оборудования и помещений.

К управлению холодильной установкой допускаются механики и мотористы, имеющие подготовку и свидетельство, выдаваемое квалификационной комиссией.

Автоматические холодильные установки эксплуатируются без постоянной вахты у агрегатов, но тем не менее их должны периодически контролировать квалифицированные специалисты, которые в случае необходимости могут своевременно устранить неполадки.

Вид хладагента, применяемого в данной холодильной установке, и конструктивные особенности холодильной машины определяют конкретные требования, предъявляемые к ее эксплуатации (заполнение хладагентом, испытание плотности системы, пуск, остановка и регулирование машины, периодичность пополнения хладагента, удаление воздуха и масла из системы и т. п.). Физико-химические свойства хладагента и его токсичность определяют объем требований техники безопасности при обслуживании холодильной установки. Например, в аммиачной холодильной установке при удалении масла из системы пользуются противогазами и резиновыми перчатками при включенной вытяжной вентиляции, масло спускают из маслоотделителя только в маслосборник и т. п. [1].

Фреоновую холодильную установку заполняют хладагентом в такой последовательности. Из рабочего баллона и из системы удаляют воздух и влагу. Для этого закрывают все спускные вентили и, сообщив нагнетательный вентиль одного из компрессоров с атмосферой, сначала вручную, а затем от электрического привода вращают коленчатый вал этого компрессора. Все

[1] Более подробные сведения по эксплуатации аммиачных холодильных установок см. в книге А. Г. Аксенова «Судовые холодильные установки», М., изд-во «Речной транспорт», 1960, стр. 117—128.

остальные вентили в системе хладагента (в том числе и вентили манометров) должны быть при этом открыты. Компрессор в данный период отсасывает из системы воздух, о чем свидетельствует увеличение вакуума во всасывающем трубопроводе (это можно проследить по показанию стрелок мановакуумметров).

После того как компрессор проработает в течение 10 *мин*, его останавливают, нагнетательный трубопровод разобщают с атмосферой и подают в систему 1 *кг* фреона. Затем нагнетательный трубопровод компрессора вновь сообщают с атмосферой и запускают компрессор для удаления из системы смеси воздуха и фреона. Подобную операцию повторяют два-три раза для полного удаления воздуха и влаги.

Если после этого в системе в течение 1,5—2 *час* разрежение не уменьшается, ее можно заполнять фреоном. Для этого включают циркуляционный насос конденсатора, закрывают запорный вентиль ресивера и, убедившись, что все проходные клапаны в системе открыты, пускают в действие компрессор и постепенно открывают вентиль на баллоне.

Фреон надо подавать в систему постепенно, не более 1 *кг* в течение 10 *мин*. После заполнения системы фреоном необходимо убедиться в плотности соединений, что проверяют нанесением мыльного раствора на соединение или пламенем галоидной горелки. Далее закрывают вентиль на баллоне и открывают вентиль ресивера. Количество поданного в установку хладагента определяют взвешиванием; оно должно соответствовать паспортному.

Если во время работы всасывающий трубопровод от компрессора к испарителю сделается сухим и теплым, значит хладагента в установке недостаточно и его следует добавить. Считается нормальным, когда этот трубопровод покрыт легкой снеговой шубой. Если же снеговой шубой, кроме всасывающих трубопроводов, покрываются частично и компрессоры, это значит, что в системе имеется избыточное количество хладагента.

В процессе эксплуатации фреоновой холодильной установки хладагент добавляют в систему так же, как и при первоначальной заливке, с той лишь разницей, что количество фреона в системе определяют не с помощью весов, а по нормальному рабочему давлению в конденсаторе и испарителе.

Расход хладагента на зарядку холодильных машин [1] приведен в табл. 42.

В процессе работы с течением времени, вследствие неизбежной утечки хладагента через неплотности, необходимо периодически добавлять рабочее вещество в холодильную машину.

[1] Для установки с непосредственным испарением указанные в таблице цифры следует увеличить в 1,5—2 раза.

Таблица 41

Холодопроизводительность установки, *тыс. ккал/час*	Вес хладагента, *кг*	
	Аммиак	Фреон-12
1	2—4	8—9
3	6—12	24—27
5	10—20	40—45
10	20—40	80—90
20	40—70	160—180
30	60—80	240—270
40	80—120	320—350
60	120—170	450—500
100	200—270	750—850

Расход хладагента за навигацию (6 месяцев) при рассольном охлаждении[1] приведен в табл. 43.

Заправка системы холодильной установки, работающей на другом хладагенте, в принципе производится также. Однако пропуски в соединениях при использовании углекислоты могут

Таблица 43

Холодопроизводительность установки, *тыс. ккал/час*	Вес хладагента, *кг*	
	Аммиак	Фреон-12
1	2,5—4	6—7,5
3	5,7—5	15—22
5	7,5—10	30—40
10	10—12,5	70—85
20	15—20	90—105
30	20—25	105—135
40	25—30	140—165
60	30—35	175—225
100	40—45	350—400

быть обнаружены не только с помощью пузырьков мыльного раствора, но и посредством тлеющей лучинки, которую углекислота гасит. Пропуски аммиака могут быть обнаружены посредством бумажного химического индикатора.

Утечка фреона, как указывалось, может быть обнаружена галоидной горелкой (рис. 134), пламя которой в присутствии фреона окрашивается в зеленый цвет.

По правилам Речного Регистра баллоны с хладагентом должны храниться в кладовых, отделенных от других помещений огнестойкой изоляцией и имеющих двери, открываемые наружу.

Между баллонами хладагента ставят деревянные прокладки, а сами баллоны укрепляют во избежание сдвига при качке судна. Кладовая должна иметь вентиляцию, ограничивающую

[1] Для установки с непосредственным испарением указанные в таблице цифры следует увеличить в 1,5—2 раза.

повышение температуры в этом помещении (не более 35° С). Хранить в одной кладовой баллоны с различными хладагентами или другими сжатыми газами не разрешается.

Пуск, остановку и обслуживание холодильной фреоновой установки во время ее работы производят следующим образом. Перед пуском необходимо проверить, соответствует ли паспортному уровень масла в картере компрессора и исправна ли система смазки. Фреоновые компрессоры смазывают специальным маслом, не растворяющимся в фреоне. Это масло должно иметь температуру воспламенения выше 150° С и температуру замерзания ниже —25° С.



Рис. 134. Галоидная горелка:
1 — резервуар, *2* — подъемный винтик, *3* — шланг, *4* — регулировочный вентиль

Масло в новом (или подвергшемся ремонту) компрессоре заменяют после 150 *час* его работы. В процессе эксплуатации компрессора масло в нем заменяют через 600 *час*, а затем через 1800—2000 *час* его работы.

Пуск автоматической фреоновой установки производят в такой последовательности:

открывают всасывающий и нагнетательный вентили на компрессоре;

замыкают автоматический выключатель подачи напряжения в схеме автоматики электродвигателя компрессора;

приводят в действие электродвигатель насоса охлаждения конденсатора и включают контактный манометр на водяном трубопроводе;

после того как в магистрали, охлаждающей конденсатор, установится расчетное давление, контактный манометр замкнется и даст необходимый импульс для пуска компрессоров. Давление в масляной системе, достигающее в момент пуска 5—6 *кг/см*², должно через некоторое время снизиться до 0,5—1 *кг/см*² (избыточных);

включают контактные термометры на испарителе и в холодильных камерах;

приводят в действие электродвигатель мешалки испарителя;

пускают в ход циркуляционные насосы рассольной системы.

Во время эксплуатации необходимо следить за давлением хладагента в конденсаторе и испарителе. Давление в конденсаторе может повыситься сверх установленного по паспорту вследствие первоначального избыточного заполнения системы фреоном или в результате присутствия в ней воздуха. Послед-

нее обнаруживают по дрожанию стрелки манометра, установленного на нагнетательном трубопроводе.

Если установка не работает, воздух из нее удаляют через спускной (верхний) вентиль конденсатора. При этом удаляют также часть хладагента.

Давление в конденсаторе может повыситься и в результате недостаточного поступления охлаждающей воды в конденсатор, повышения температуры забортной воды или загрязнения теплообменной поверхности конденсатора.

При подаче в конденсатор слишком большого количества охлаждающей воды или при ее чрезмерно низкой температуре наблюдается понижение давления хладагента в конденсаторе. Давление хладагента в конденсаторе может понижаться и вследствие малого поступления в него фреона из-за неплотности нагнетательных клапанов компрессора.

Следует иметь в виду, что давление хладагента в конденсаторе часто понижается одновременно с повышением давления в испарителе. Давление в испарителе, кроме того, может возрасти в результате неисправности всасывающих клапанов компрессора или засорения сетчатого фильтра-грязевика на всасывающем трубопроводе.

Понижение давления в испарителе наблюдается при засорении или обмерзании калиброванных отверстий дроссельных форсунок.

В процессе эксплуатации установки необходимо следить за тем, чтобы не появлялись ненормальные стуки и удары, которые могут быть вызваны изнашиванием подшипников, поршневых колец, выработкой поршневых пальцев и поломкой пружин клапанов. Если стук появляется при исправных деталях и отсутствии нагрева подшипников, то причиной его могут быть гидравлические удары в результате попадания жидкого хладагента в цилиндр компрессора.

Во время работы холодильной установки рекомендуется периодически снимать на компрессоре индикаторные диаграммы и, сопоставляя их с нормальными, определять дефекты в работе компрессора и причины их возникновения.

Действие холодильной установки прекращают следующим образом:

закрывают регулирующий или запорный вентиль перед дроссельной форсункой;

останавливают компрессоры с помощью ручного или автоматического выключателя;

закрывают всасывающие и нагнетательные вентили (при кратковременной остановке нагнетательные вентили обычно не закрывают);

останавливают циркуляционный насос, подающий охлаждающую воду в конденсатор;

Таблица 44

Неисправности	Давление по манометру в магистрали		Признаки неисправности	Причины	Способы устранения
	нагнетания	всасывания			
1. Установка не вырабатывает холода	Нуль	Нуль	Компрессор не включается (контакты пресостата разомкнуты)	Отсутствие фреона в системе	Проверить герметичность системы, устранить неплотности, зарядить систему фреоном
	Нормальное или пониженное	Пониженное	Установка работает кратковременными включениями	Замерзание ТРВ вследствие наличия влаги в системе	Отгреть ТРВ. При повторном замерзании сменить силикагель в осушителе
	То же	То же	То же, входной штуцер терморегулирующего вентиля (ТРВ) покрывается инеем	Засорен фильтр ТРВ	Отжечь пары фреона из системы, снять ТРВ, промыть фильтр спиртом или заменить
	"	"	Установка работает кратковременными включениями. Поверхность трубка на жидкостной линии и часть фильтра	Засорен фильтр на жидкостной линии	Снять и промыть фильтр или заменить новым
	Пониженное	Пониженное	Установка работает кратковременными включениями. При регулировании винта на ТРВ подача фреона в испаритель не увеличивается	Выход фреона из термочувствительного патрона ТРВ	Сменить ТРВ или его сильную часть с патроном

Продолжение табл. 44

Неисправности	Давление по манометру в магистрали		Признаки неисправности	Причины	Способы устранения
	нагнетания	всасывания			
	Нормальное	Нормальное	Не замыкаются контакты прессостата, компрессор не включается	Ограничительный винт прессостата уперся в стенку корпуса	Отрегулировать поворотом ограничительного винта (включение на давление всасывания 1,6—1,8 кг/см²)
	Повышенное	Повышенное	Манроконтроллер выключает установку	Сильное загрязнение конденсатора. Температура среды вокруг конденсатора выше 40° С	Очистить поверхность конденсатора. Дать свободный доступ воздуху к конденсатору
	Одинаковое		Стрелка манометра на нагнетательной линии сильно вибрирует	Недостаточно открыт запорный нагнетательный вентиль компрессора. Воздух в системе	Открыть вентиль. Выпустить воздух из системы
	Одинаковое		Температура головки блока цилиндров на нагнетательной стороне ниже нормы. Испаритель не обмерзает, машина работает без остановок	Неплотность прилегания пластинок нагнетательного клапана или поломка пластинки всасывающего клапана	Закрыть запорные всасывающий и нагнетательный вентили, снять крышку и клапанную доску, заменить пластинки клапанов
2. Установка вырабатывает мало холода	Пониженное	Пониженное	Установка работает кратковременными включениями, испаритель не обмерзает, а покрывается росой	Недостаток фреона в системе	Устранить неплотности в системе, добавить фреон

Продолжение табл. 44

Неисправности	Давление по манометру в магистрали		Признаки неисправности	Причины	Способы устранения
	нагнетания	всасывания			
	Пониженное	Пониженное	Установка работает кратковременными включениями	Замерзание ТРВ	Оттаять ТРВ. При повторном обмерзании сменить силикагель в осушителе
	Нормальное	Нормальное или повышенное	Компрессор работает без остановки. Обмерзла всасывающая линия и крышка компрессора	Плохо прижат к трубке термочувствительный патрон ТРВ	Зачистить место присоединения, плотно прижать патрон к трубке
	Пониженное	Пониженное	Покрыт инеем жидкостный вентиль до ТРВ	Жидкостный вентиль недостаточно открыт или засорен	Открыть вентиль полностью или периодическим открытием и закрытием его устранить засорение
	То же	То же	Покрыта инеем жидкостная линия после фильтра	Фильтр засорен	Разобрать и промыть фильтр, сменить сукно в фильтре
	Повышенное	Повышенное	Покрыта инеем всасывающая труба и головка блока цилиндров со стороны всасывания	Чрезмерно открыт проход ТРВ	Снять ТРВ, разобрать, отрегулировать положение иглы или заменить ТРВ

Продолжение табл. 44

Неисправности	Давление по манометру в мм рт. ст.		Признаки неисправности	Причины	Способы устранения
	нагнетания	всасывания			
	Нормальное	Повышенное до фильтра	Компрессор работает без остановки. Обмерзает крышка компрессора и блок цилиндров на всасывающей стороне, испаритель оттаивает	Засорен газовый фильтр	Перекрыть всасывающий и нагнетательный запорные вентили, снять газовый фильтр, промыть в спирте, просушить и установить на место
	Нормальное или пониженное	Нормальное	Установка работает кратковременно с длительными остановками	Испарители покрыты толстым слоем снеговой шубы	Остановить компрессор, оттаять снеговую шубу
3. Компрессор работает без остановки	Нормальное	Повышенное	Нагревается всасывающая сторона компрессора. При поворачивании вручную за маховик не ощущается компрессии	Неплотность всасывающих клапанов. Пропускают поршневые кольца	Заменить пластинки всасывающих клапанов. Заменить поршневые кольца
4. Треск в прессостате	Нормальное		Искрение контактов прессостата	Неправильно отрегулированы контакты прессостата — чрезмерный зазор	Проверить положение контактного винта, уменьшить зазор

спускают масло из коллекторов испарителей (через спускные вентили дроссельных форсунок);

выпускают воздух из системы через 2—3 *час* после прекращения действия установки путем открытия спускного вентиля конденсатора.

Неисправности в работе автоматической фреоновой установки, их признаки и способы устранения приведены в табл. 44.

При более серьезных неисправностях, связанных с разрывом электрической цепи, расстройством регулировки схемы автоматики, в случае систематического нарушения нормального режима работы установки или, если неисправности вызваны причинами, которые не всегда обслуживающему персоналу, необходимо остановить двигатель компрессора и, воспользовавшись имеющейся на судне заводской инструкцией по обслуживанию холодильной установки, установить причину неисправности, или вызвать более опытного группового механика.

Нормальности в работе холодильной установки с конденсаторами водного охлаждения могут быть следствием уменьшения или даже прекращения подачи воды в конденсатор в результате загрязнения трубок. Холодопроизводительность установки зависит в значительной степени от температуры забортной воды.

Глава VII

ВЫБОР ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ И КОМПЛЕКТАЦИЯ ИМИ СУДНА

Выбор судовых вспомогательных механизмов при проектировании судна зависит от многих обстоятельств, каждое из которых может иметь решающее значение.

Целесообразность выбора механизма определяется на основе предварительной технико-экономической проработки.

При выборе вспомогательных механизмов учитывают:

тип и назначение судна;

тип главных двигателей и род потребляемого топлива;

энергооснащенность судна и возможные схемы трансформации энергии.

Так, например, электроходы и дизель-электрические земснаряды оборудуют главным образом электроприводными вспомогательными механизмами, а на судах с гидравлической передачей особенно выгодно устанавливать гидроаккумуляторы и иметь гидравлические вспомогательные механизмы.

Из сказанного, однако, не следует, что на паровом судне должны быть только паровые механизмы. Напротив, в этом случае чаще целесообразна электрификация механизмов: потери, связанные с трансформацией энергии из механической в электрическую и обратно, обычно окупаются благодаря тому, что удается избежать низких удельных расходов пара, свойственных паровым вспомогательным механизмам. Еще выгоднее в этом случае использовать для получения электроэнергии турбогенератор отработавшего пара, автоматически переключаемый на свежий пар при стоянке судна.

Вместе с тем при модернизации старых паровых судов паровые вспомогательные механизмы, работающие периодически (шпиль, брашпиль, пожарный насос и т. п.), несмотря на их низкую экономичность, имеет смысл заменять электрифицированными только в том случае, если окупятся дополнительные расходы, связанные с этим.

Так, например, при замене поршневого насоса электроприводным центробежным удельный расход пара g_e паровой приводной машиной, приводящей в движение генератор, должен быть не более

$$g_e \leqslant g_i \frac{\eta_г \eta_э \eta_{н.э}}{\eta_{н.п}} \ кг/э.\ л.\ с.\ ч, \qquad (135)$$

где g_i — удельный расход пара поршневым насосом в *кг/и. л. с. ч*;

$\eta_г$ и $\eta_э$ — соответственно к. п. д. генератора и электродвигателя;

$\eta_{н.э}$ и $\eta_{н.п}$ — соответственно к. п. д. центробежного и поршневого насосов.

Если по удельным расходам пара подсчитать затем абсолютные расходы, то может оказаться, что экономия энергии, получаемая от электрификации периодически работающих электрических вспомогательных механизмов, не будет оправдывать капиталовложений на замену ими существующих паровых механизмов. Однако и в этом случае электрификация механизмов может оказаться выгодной, поскольку удается избежать потерь и загрязнения конденсата, что для судов с водотрубными паровыми котлами имеет чрезвычайно важное значение.

С этой же точки зрения на паровых судах с водотрубными котлами целесообразно заменять пароструйные эжекторы центробежными насосами, а там, где это невозможно (например, при удалении грязи и шлака), применять водоструйные насосы.

На теплоходах целесообразно частично применять паровые вспомогательные механизмы в тех случаях, когда количество пара, вырабатываемое утилизационным котлом, значительно превышает расход его на бытовые нужды и на действие отопительной системы.

Как видно из сказанного, вспомогательные механизмы органически входят в судовую силовую установку и представляют собой весьма важную ее часть. Достаточно сказать, что на пассажирских судах мощностью 520 *и. л. с.* расход пара на вспомогательные нужды достигает 20—30%, а на буксирных пароходах типа БОР-450 — 20% общего расхода пара.

Техническая характеристика и число тех или иных выбранных вспомогательных механизмов должны удовлетворять требованиям, предъявляемым правилами Речного Регистра к судовым устройствам и системам, обслуживаемым этими механизмами.

Наиболее ответственные детали рулевого устройства судна по «Правилам постройки судов внутреннего плавания» Речного Регистра должны иметь вполне определенные размеры. В

частности, диаметр баллера небалансирного руля должен быть принят не меньше получаемого по формуле

$$d_б = k\sqrt{Fr}\ мм, \qquad (136)$$

где F — полная площадь пера руля в $м^2$;

r — расстояние от центра тяжести площади пера руля до оси вращения в $м$;

k — коэффициент, значения которого зависят от разряда судна, его типа и скорости (принимаемый в пределах 55—100 *).

Для рулей других типов (полубалансирных и балансирных) размер баллера определяют из условий прочности и затем согласовывают его с Речным Регистром.

Размеры остальных деталей руля принимают в зависимости от диаметра баллера по таблицам [1].

Наибольший возможный угол перекладки руля из среднего положения в сторону бортов судна должен быть ограничен специальными устройствами, предотвращающими его отклонение не более 35° для судов разряда «М» и 50° для судов разрядов «О», «Р» и «Л».

Суда разрядов «М» и «О» должны иметь амортизаторы в штуртросной проводке.

Цепной или канатный штуртрос должен быть испытан в соответствии с «Правилами испытания судостроительных и машиностроительных материалов» Речного Регистра.

Все крупные самоходные суда должны иметь резервный рулевой привод, обеспечивающий безопасное плавание на случай выхода из строя основного рулевого привода.

Якорные механизмы выбираются в зависимости от веса якорей и длины якорных цепей. Они должны соответствовать назначению судна, его разряду (району плавания) и якорной характеристике.

По району плавания Правилами предусматриваются пять разрядов судов («Ма», «Мб», «О», «Р» и «Л»), причем каждый бассейн на вполне определенном участке имеет присвоенный ему разряд [2]. У речных судов учитывается также скорость течения на том плесе, где судно эксплуатируется.

Якорную характеристику вычисляют по следующему выражению:

$$Я_х = L(B + H) + A\ м^2, \qquad (137)$$

* Речной Регистр, Правила постройки стальных судов внутреннего плавания, Речиздат, 1952, стр. 8.

[1] Речной Регистр, Правила постройки стальных судов внутреннего плавания, Речиздат, 1952, стр. 62.

[2] Речной Регистр, Правила снабжения судов внутреннего плавания якорями и оборудования их якорными устройствами, Речиздат, 1949.

где L, B и H — соответственно длина, ширина и высота борта судна в $м$;

A — поправка, учитывающая размеры надстройки, определяемая как полусумма произведений длин l отдельных частей надстройки на их высоты h,

$$A = 0{,}5\sum(l_1h_1 + l_2h_2 + \cdots + l_nh_n)\ м^2. \qquad (138)$$

Зная якорную характеристику, можно по нормам Речного Регистра установить вес якорей и длину якорных цепей для данного судна.

В несколько упрощенной форме по сравнению с таблицами Речного Регистра эти величины приведены в табл. 45.

Таблица 45

Характеристика, $м^2$	Количество якорей	Разряд „Ма"		Разряд „Мб"		Разряд „О"		Разряд „Р"		Разряд „Л"	
		Общий вес якорей, кг	Общая длина цепи, м	Общий вес якорей, кг	Общая длина цепи, м	Общий вес якорей, кг	Общая длина цепи, м	Общий вес якорей, кг	Общая длина цепи, м	Общий вес якорей, кг	Общая длина цепи, м
25	1	—	—	—	—	—	—	30	30	20	20
50	1	—	—	50	60	50	50	50	40	40	30
75	1	—	—	75	60	60	50	60	45	50	35
100	2*	—	—	150	100	75	50	75	45	60	40
150	2**	250	125	200	125	150	85	150	75	100	45
200	2***	350	150	250	125	200	100	175	75	125	45
250	2	350	150	350	150	275	125	225	85	200	75
300	2	450	175	425	175	325	125	275	85	250	75
400	2	600	250	550	200	400	150	325	85	300	75
500	2	700	250	700	200	500	175	425	100	375	85
600	2	900	275	850	225	600	200	525	100	450	85
700	2	1100	275	950	225	700	200	625	100	550	100
800	2	1300	300	1100	225	800	200	700	125	650	100
900	2	1600	300	1200	250	900	225	750	125	700	125
1000	2	1800	300	1300	250	1000	225	800	125	—	—
1200	2	—	—	1500	250	1200	225	950	150	—	—

* При характеристике 100 $м^2$ для судов разрядов «О», «Р» и «Л» предусматривается один якорь.

** При характеристиках 150 и 200 $м^2$ для судов разряда «Л» предусматривается один якорь.

*** Якорное снабжение для самоходных судов разрядов «О», «Р» и «Л» в данной таблице не учитывает буксирные и буксирно-пассажирские суда, вес якорей и длина якорных цепей, для которых принимаются по нормам Речного Регистра СССР на 20—25% больше.

Данные по судам разрядов «Р» и «Л» приведены для скорости течения до 6 *км/час*. При бо́льших скоростях течения вес якорей и длина якорных цепей должны быть увеличены.

На каждом судне, за исключением небольших судов, помимо якорей, указанных в таблице, должен быть кормовой якорь весом от $^3/_4$ до $^1/_3$ веса наибольшего станового якоря.

Что же касается мощных буксиров-толкачей, то кормовой якорь на них обычно устанавливают весом не менее веса станового якоря на наибольшей из барж толкаемого состава.

Калибр якорной цепи должен соответствовать весу якоря[1].

Для примерных расчетов при определении калибра якорной цепи можно воспользоваться эмпирической формулой

$$d_ц = \sqrt{Q}\ мм, \tag{139}$$

где Q — вес якоря в *кг*.

Диаметр стального швартовного каната для самоходного судна может быть подобран по эмпирическому выражению автора

$$d = R_к^{\frac{2}{3}} \tag{140}$$

В качестве швартовных и якорных канатов могут быть применены не только стальные, но также пеньковые, сизальские, манильские, трайлиневые и капроновые канаты.

Шлюпочные устройства оборудуются в соответствии с весом и размерами судовых рабочих и спасательных шлюпок.

Спасательные шлюпки для каждого типа судна выбирают согласно «Правилам снабжения и оборудования судов внутреннего плавания спасательными средствами» (реки, озера, каналы) Речного Регистра.

Деревянные гребные шлюпки судов внутреннего плавания выпускаются по ГОСТ 8403—57 (рабочие) и по ГОСТ 9057—59 (спасательные). Краткие технические характеристики этих шлюпок приведены в табл. 46.

Вес шлюпок может быть уменьшен, если их строить из алюминиевых сплавов. Такие шлюпки при прочих равных условиях примерно на 30% легче стальных и на 70% — деревянных.

Количество и типы других судовых вспомогательных механизмов выбирают с учетом производственной необходимости, в соответствии с «Правилами постройки стальных судов внутреннего плавания СССР».

В частности, при расчете системы осушения пользуются следующими выражениями, регламентируемыми правилами Речного Регистра.

Диаметр приемной магистрали

$$d_1 = \sqrt{2{,}5L'(B+H)} + 25\ мм, \tag{141}$$

где L' — суммарная длина осушаемых отсеков в *м*;

B — ширина судна в *м*;

H — высота борта в *м*.

[1] См. соответствующие таблицы «Правил снабжения судов внутреннего плавания СССР якорями и оборудования их якорными устройствами».

Таблица 46

Вид шлюпки			Наибольшая длина, *м*	Ширина, *м*	Высота борта, *м*	Расстояние между осями опорных банок, *м*	Предельная грузоподъемность, *кг* / Количество людей	Вес шлюпки, *кг*: снабжаемых веслами	Вес шлюпки, *кг*: снабжаемых веслами и мотором
Рабочие	Речная		5,55	1,40	0,45	2,5 и 4,4	750 / —	290	—
	Озерная		5,57	1,80	0,60	2,8 и 4,3	1700 / —	415	—
Спасательные	Гребные типа А	№ 1	3,57	1,43	0,49	1,8	— / 7	—	770
		№ 2	4,60	1,70	0,60	3,4	— / 13	—	1350
		№ 3	5,60	1,88	0,65	4,25	— / 19	—	1900
	Беспарусные (ялботные) типа Б	№ 4	4,63	1,65	0,59	3,6	— / 12	—	1250
		№ 5	5,67	1,86	0,64	4,45	— / 18	—	1800

Производительность осушительного насоса определяют, задаваясь скоростью движения воды в приемной магистрали $v = 2$ *м/сек*:

$$Q = 0{,}282 d_1^2 v\ м^3/сек, \tag{142}$$

где d_1 — расчетный диаметр приемной магистрали в *см*.

Диаметр труб для приемных отростков

$$d_2 = \sqrt{4{,}5l(b+H)} + 25\ мм, \tag{143}$$

где l — длина осушаемого отсека в *м*;

b — ширина отсека в *м*.

Пользуясь характеристикой насоса, его подбирают с учетом требуемой производительности, развиваемого напора и допустимой высоты всасывания, причем развиваемый напор должен быть достаточным не только для подъема жидкости на заданную высоту, но и для преодоления всех потерь в трубопроводах и местных сопротивлениях системы.

Параметры пожарного насоса выбирают с таким расчетом, чтобы была обеспечена подача компактной струи на высоту не менее 10 *м* над наивысшей точкой надстройки судна при одновременной работе не менее двух пожарных стволов с диаметром напорной магистрали $d_2 = 50$ *мм*, длиной шланга 20 *м* и диаметром спрыска 13 *мм*.

Общий напор H, развиваемый пожарным насосом, должен быть достаточным для того, чтобы обеспечить:

$H_в$ — напор, идущий на создание раздробленной струи высотой $h_с$*;

$$h_{пр} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi\right) \frac{v^2}{2g} -$$

$\sum \xi$ — потери на трение в трубопроводах и местные сопротивления;

$H_{ст}$ — статическую высоту расположения пожарных рожков над осью пожарного насоса.

Параметры насосов для других общесудовых систем определяют аналогичными способами, пользуясь соответствующими нормами Речного Регистра, приведенными в «Правилах постройки стальных судов внутреннего плавания СССР».

Вентиляторы подбирают с таким расчетом, чтобы производительность их обеспечивала нужную кратность обмена воздуха в судовых помещениях. При этом учитывают количество воздуха, требуемое для поглощения тепла, избыточно выделяемого двигателями и отопительной установкой.

Искусственную вентиляцию в моторном отделении судна нужно рассчитывать с учетом средств естественной вентиляции (раструбы, кожухи дымоходов, машинные шахты и т. п.). Следует также иметь в виду, что двигатели внутреннего сгорания сами в значительной степени разрежают давление в помещении, всасывая воздух в цилиндры.

Механизмы, обслуживающие специальные системы, выбирают в соответствии с назначением этих систем. Например, грузовые насосы должны развивать напор, обеспечивающий перекачивание нефтепродукта на заданную высоту подъема. Конструкция их должна удовлетворять требованиям безопасности перекачивания нефтепродукта (для бензинов и нефтей — отсутствие условий искрообразования) и т. п.

При использовании центробежных насосов в грузовых системах следует помнить о зависимости между производительностью Q и развиваемым напором H и влиянии вязкости перекачиваемой жидкости на производительность насоса. Практически при перекачивании центробежным насосом подогретого мазута марки М-80 производительность его сокращается и составляет только 65—70% по сравнению с расчетной (по воде).

При комплектации судна вспомогательными механизмами, как правило, стремятся применять максимальное количество однотипных двигателей (одного рода и напряжения тока), чтобы упростить их обслуживание. Насосы следует комплектовать с учетом их взаимозаменяемости.

* См. графики проф. Лобачева, помещенный в книге В. Е. Губанова, К. А. Васильева и А. С. Завьялова «Судовые системы», М., Речиздат, 1951, стр. 191.

При постройке серийных судов, а также при капитальном ремонте судов старой постройки стремятся устанавливать вспомогательные механизмы, находящиеся в производстве на предприятиях, чтобы облегчить организацию их агрегатного ремонта[1]. Эти механизмы включаются в издаваемые Центральным технико-конструкторским бюро МРФ альбомы оборудования речного флота (ОРФ).

После того как все судовые механизмы—потребители энергии выбраны проектировщиком, необходимо проверить, может ли электростанция судна (котельная установка, если эти механизмы паровые) обеспечить нормальную работу судна при различных режимах. Для этого проектная организация составляет баланс энергии, потребляемой механизмами.

Расход пара всеми постоянно действующими механизмами для ходового режима пассажирского парохода мощностью 520 *и. л. с.* проекта № 737 приведен в табл. 47.

Таблица 47

Наименование механизма (потребителя пара)	Мощность N_i, л. с.	Удельный расход пара g_i, кг/л. с. ч	Расход пара при полной нагрузке $G_{п.н.}$, кг/час	Коэффициент загрузки $k_з$	Часовой расход пара, кг
Главная машина ПМ-6	520	6,2	3224	1	3224
Постоянно действующие вспомогательные механизмы, аппараты и системы:					
пароподъемо — днем / ночью	2×21,5	17	360 / 740	0,5 / 0,6	183 / 445
циркуляционный насос	—	40	110	1	110
рулевая машина	7,2	23,5	169	0,35	59
паровые и воздушные насосы	—	—	110	0,6	66
паровые форсунки (4,8% общего расхода) — днем / ночью	—	—	210 / 244	—	190 / 216
подогрев и подача жидкого топлива	—	—	80	0,8	64
отопление и бытовые нужды — летом / осенью	—	—	110 / 411	1	110 / 411
Всего расход пара (в ночное время) — летом / осенью	—	—	4359 / 5068	—	4006 / 4595

[1] Под агрегатным ремонтом понимается ремонт, при котором механизм целиком заменяют новым однотипным или заранее капитально отремонтированным. Ремонт таких механизмов производят на специализированных предприятиях с применением системы ремонтных размеров.

Таблица 48

Потребители электроэнергии	Количество	Мощность, квт: наибольшая	Мощность, квт: установленная	К. п. д.	cos φ	Коэффициент загрузки электродвигателя $k_з$	Потребляемая мощность, квт: единичная	Потребляемая мощность, квт: суммарная	Ход: День: Коэффициент одновременности $k_о$	День: Потребляемая мощность: активная $P_а$, квт*	День: Потребляемая мощность: реактивная $P_р$, квар*	Ночь: Коэффициент одновременности $k_о$	Ночь: Потребляемая мощность: активная $P_а$, квт	Ночь: Потребляемая мощность: реактивная $P_р$, квар
Электродвигатель противопожарного насоса	1	10,1	14,0	0,88	0,90	0,72	11,5	11,5	—	—	—	—	—	—
Электродвигатель циркуляционного насоса	1	7,0	10,0	0,875	0,88	0,7	8,0	8,0	1,0	8,0	4,3	1,0	8,0	4,3
Электродвигатель питательного насоса	1	9,0	10,0	0,875	0,88	0,45/0,9	5,2/10,4	5,2/10,4	—	—	—	—	—	—
Электровентилятор котла	1	3,0	4,5	0,845	0,80	0,68	3,6	3,6	1,0	3,6	2,5	1,0	3,6	2,5
Электродвигатель шлюза	1	—	3,0/1,2	0,75	0,89	0,8	3,2	3,2	—	—	—	—	—	—
Электродвигатель брашиля	1	—	4,3/1,7	0,75	0,89	0,8	4,6	4,6	—	—	—	—	—	—
Электродвигатель рулевого привода	1	5,6	7,5	0,75	0,69	0,75	7,5	7,5	1,0	7,5	7,7	1,0	7,5	7,7
Электродвигатель осушительного насоса	1	1,5	1,7	0,815	0,82	0,89	1,85	1,85	1,0	(1,85)	(1,3)	1,0	(1,85)	(1,3)
Электродвигатель конденсатного насоса	1	1,0	1,7	0,815	0,87	0,6	1,25	1,25	1,0	(1,25)	(0,7)	1,0	(1,25)	(0,7)
Электродвигатель топливоперекачивающего насоса	1	1,3	1,7	0,815	0,82	0,77	1,6	1,6	1,0	(1,6)	(1,1)	1,0	(1,6)	(1,1)
Электродвигатель санитарного насоса	1	0,6	1,7	0,815	0,82	0,4	0,75	0,75	1,0	0,75	0,55	1,0	0,75	0,55

Продолжение табл. 48

Потребители электроэнергии	Количество	Мощность, квт: наибольшая	Мощность, квт: установленная	К. п. д.	cos φ	Коэффициент загрузки электродвигателя $k_з$	Потребляемая мощность, квт: единичная	Потребляемая мощность, квт: суммарная	Ход: День: Коэффициент одновременности $k_о$	День: Потребляемая мощность: активная $P_а$, квт*	День: Потребляемая мощность: реактивная $P_р$, квар*	Ночь: Коэффициент одновременности $k_о$	Ночь: Потребляемая мощность: активная $P_а$, квт	Ночь: Потребляемая мощность: реактивная $P_р$, квар
Электродвигатель вентилятора машинного отделения	2	—	1,0	0,785	0,79	0,9	1,15	2,30	1,0	2,3	1,75	1,0	(2,3)	(1,75)
Электродвигатель вентилятора котельного отделения	1	—	0,6	0,74	0,76	0,9	0,7	0,7	1,0	0,7	0,6	1,0	(0,7)	(0,6)
Электродвигатель вентилятора трюмного помещения	2	—	0,6	0,74	0,76	0,9	0,7	1,4	1,0	1,4	1,2	1,0	(1,4)	(1,2)
Холодильная установка	1	—	2,8	0,855	0,84	0,8	2,7	2,17	1,0	2,17	1,4	1,0	2,17	1,4
Селеновый выпрямитель	1	—	1,4	—	—	—	1,6	1,6	1,0	1,6	—	1,0	(1,6)	—
Электродвигатель лифта камбуза	1	—	0,6	0,74	0,76	0,9	0,7	0,7	1,0	(0,7)	(0,6)	1,0	(0,7)	(0,6)
Электродвигатель картофелечистки	1	—	0,55	0,74	0,76	0,9	0,7	0,7	1,0	(0,7)	(0,6)	1,0	(0,7)	(0,6)
Электродвигатель мясорубки	1	—	1,0	0,785	0,79	0,9	1,15	1,15	1,0	(1,15)	(0,87)	1,0	(1,15)	(0,87)
Преобразователь люминесцентного освещения	1	—	7,7	0,8	0,8	0,4/0,8	3,85/7,7	3,85/7,7	1,0	3,85	2,9	1,0	7,7	5,8

Продолжение табл. 48

Потребители электроэнергии	Количество	Мощность, квт: необходимая	Мощность, квт: установленная	К. п. д.	cos φ	Коэффициент загрузки электродвигателя $k_з$	Потребляемая мощность, квт: единовременная	Потребляемая мощность, квт: суммарная	Ход: День: Коэффициент одновременности $k_о$	День: Потребляемая мощность: активная $P_а$, квт*	День: Потребляемая мощность: реактивная $P_р$, квар*	Ночь: Коэффициент одновременности $k_о$	Ночь: Потребляемая мощность: активная $P_а$, квт	Ночь: Потребляемая мощность: реактивная $P_р$, квар
Электрокипятильник	2	—	4,6	—	—	—	4,6	9,2	0,5	4,6	—	0,5	(4,6)	—
Освещение, сигнальные огни и прожектор	—	—	28,0	—	—	—	28,0	28,0	0,1	2,8	—	0,8	22,4	—
Общая потребляемая мощность, *квт*									—	46,52	28,07	—	69,97	31,9
То же, без учета мощности, взятой в скобки, *квт*									—	39,27	24,9	—	51,92	23,25
То же, с учетом коэффициента одновременности, *квт*									0,8	32,0	20,0	0,8	41,5	19,0
То же, с учетом 5% потерь в сети, *квт*									—	34,0	21,0	—	43,5	20,0
Средневзвешенный cos φ									—	0,855	—	—	0,91	—
Количество и мощность работающих генераторов, *ква*									—	1×65	—	—	1×65	—

* Вырабатываемая генератором или потребляемая электродвигателем переменного тока кажущаяся (полная) мощность $P_к$ в *ква* выражается через активную $P_а$ и реактивную $P_р$ мощности:

$$P_к = \sqrt{P_а^2 + P_р^2};$$

$$P_а = P_к \cos\varphi,$$

и $P_р = P_к \sin\varphi$,

где φ — угол сдвига фаз между током и напряжением. Cos φ называется коэффициентом мощности.

Таблица 49

Потребители электроэнергии	Стоянка: день: коэффициент одновременности $k_о$	Стоянка: день: потребляемая мощность: активная $P_а$, квт	Стоянка: день: потребляемая мощность: реактивная $P_р$, квар	Стоянка: ночь: коэффициент одновременности $k_о$	Стоянка: ночь: потребляемая мощность: активная $P_а$, квт	Стоянка: ночь: потребляемая мощность: реактивная $P_р$, квар	Съемка с якоря: день: коэффициент одновременности $k_о$	Съемка с якоря: день: потребляемая мощность: активная $P_а$, квт	Съемка с якоря: день: потребляемая мощность: реактивная $P_р$, квар	Съемка с якоря: ночь: коэффициент одновременности $k_о$	Съемка с якоря: ночь: потребляемая мощность: активная $P_а$, квт	Съемка с якоря: ночь: потребляемая мощность: реактивная $P_р$, квар	Аварийный режим: день: коэффициент одновременности $k_о$	Аварийный режим: день: потребляемая мощность: активная $P_а$, квт	Аварийный режим: день: потребляемая мощность: реактивная $P_р$, квар	Аварийный режим: ночь: коэффициент одновременности $k_о$	Аварийный режим: ночь: потребляемая мощность: активная $P_а$, квт	Аварийный режим: ночь: потребляемая мощность: реактивная $P_р$, квар
Электродвигатель противопожарного насоса	1,0	(11,5)	(5,5)	1,0	(11,5)	(5,5)	—	—	—	—	—	—	1,0	11,5	5,5	1,0	11,5	5,5
Электродвигатель циркуляционного насоса	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Электродвигатель питательного насоса	1,0	(5,2)	(2,7)	1,0	(5,2)	(2,7)	—	—	—	—	—	—	1,0	10,4	5,3	1,0	10,4	5,3
Электровентилятор котла	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Электродвигатель шпиля	—	—	—	—	—	—	1,0	3,2	2,2	1,0	3,2	2,2	—	—	—	—	—	—
Электродвигатель брашпиля	—	—	—	—	—	—	1,0	4,6	3,2	1,0	4,6	3,2	—	—	—	—	—	—
Электродвигатель рулевого привода	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1,0	(7,5)	(7,7)	1,0	(7,5)	(7,7)
Электродвигатель осушительного насоса	1,0	1,85	1,3	1,0	1,85	1,3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Электродвигатель конденсатного насоса	1,0	1,25	0,7	1,0	1,25	2,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Продолжение табл. 49

Потребитель электроэнергии	Стоянка						Съемка с якоря						Аварийный режим					
	день			ночь			день			ночь			день			ночь		
	коэффициент одновременности k_o	потребляемая мощность: активная P_a, квт	потребляемая мощность: реактивная P_p, квар	коэффициент одновременности k_o	потребляемая мощность: активная P_a, квт	потребляемая мощность: реактивная P_p, квар	коэффициент одновременности k_o	потребляемая мощность: активная P_a, квт	потребляемая мощность: реактивная P_p, квар	коэффициент одновременности k_o	потребляемая мощность: активная P_a, квт	потребляемая мощность: реактивная P_p, квар	коэффициент одновременности k_o	потребляемая мощность: активная P_a, квт	потребляемая мощность: реактивная P_p, квар	коэффициент одновременности k_o	потребляемая мощность: активная P_a, квт	потребляемая мощность: реактивная P_p, квар
Электродвигатель топливоперекачивающего насоса	1,0	1,6	1,1	1,0	1,6	1,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Электродвигатель санитарного насоса	1,0	0,75	0,55	1,0	0,75	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Электродвигатель вентилятора машинного отделения	1,0	2,3	1,75	1,0	(2,3)	(1,75)	1,0	2,3	1,75	1,0	(2,3)	(1,25)	—	—	—	—	—	—
Электродвигатель вентилятора котельного отделения	1,0	0,7	0,6	1,0	(0,7)	(0,6)	1,0	0,7	0,6	1,0	(0,7)	(0,6)	—	—	—	—	—	—
Электродвигатель вентилятора трюмного помещения	1,0	1,4	1,2	1,0	(1,4)	(1,2)	1,0	1,4	1,2	1,0	(1,4)	(1,2)	—	—	—	—	—	—
Холодильная установка	1,0	2,17	1,4	1,0	2,17	1,4	1,0	2,17	1,4	1,0	2,17	1,4	—	—	—	—	—	—
Седельный кипятильник	1,0	1,6	—	1,0	(1,6)	—	1,0	(1,6)	—	1,0	(1,6)	—	—	—	—	—	—	—

Продолжение табл. 49

Потребитель электроэнергии	Стоянка						Съемка с якоря						Аварийный режим					
	день			ночь			день			ночь			день			ночь		
	коэффициент одновременности k_o	потребляемая мощность: активная P_a, квт	потребляемая мощность: реактивная P_p, квар	коэффициент одновременности k_o	потребляемая мощность: активная P_a, квт	потребляемая мощность: реактивная P_p, квар	коэффициент одновременности k_o	потребляемая мощность: активная P_a, квт	потребляемая мощность: реактивная P_p, квар	коэффициент одновременности k_o	потребляемая мощность: активная P_a, квт	потребляемая мощность: реактивная P_p, квар	коэффициент одновременности k_o	потребляемая мощность: активная P_a, квт	потребляемая мощность: реактивная P_p, квар	коэффициент одновременности k_o	потребляемая мощность: активная P_a, квт	потребляемая мощность: реактивная P_p, квар
Электродвигатель лифта камбуза	1,0	(0,7)	(0,6)	1,0	(0,7)	(0,6)	1,0	(0,7)	(0,6)	1,0	(0,7)	(0,6)	—	—	—	—	—	—
Электродвигатель картофелечистки	1,0	(0,7)	(0,6)	1,0	(0,7)	(0,6)	1,0	(0,7)	(0,6)	1,0	(0,7)	(0,6)	—	—	—	—	—	—
Электродвигатель мясорубки	1,0	(1,15)	(0,87)	1,0	(1,15)	(0,87)	1,0	(1,15)	(0,87)	1,0	(1,15)	(0,87)	—	—	—	—	—	—
Преобразователь люминесцентного освещения	1,0	3,85	2,9	1,0	7,7	5,8	1,0	3,85	2,9	1,0	1,7	5,8	1,0	3,85	2,9	1,0	7,7	5,8
Электрокипятильник	0,5	4,6	—	0,5	(4,6)	—	0,5	4,6	—	0,5	(4,6)	—	—	—	—	—	—	—
Освещение, сигнальные огни и прожектор	0,1	2,8	—	0,6	17,0	—	0,1	2,8	—	2,5	14,0	—	0,1	2,8	—	0,7	19,5	—
Итоговые данные	—	44,12	21,77	—	62,17	24,67	—	29,77	15,32	—	44,92	18,22	—	36,65	21,4	—	56,5	24,3
	—	24,77	11,5	—	32,32	10,85	—	27,22	13,25	—	32,67	12,6	—	28,55	13,7	—	49,0	16,8
	0,7	17,3	8,8	0,7	22,4	7,6	0,7	19,3	9,3	0,7	22,6	8,8	0,8	22,6	11,0	0,8	39,0	13,0
	—	18,3	8,8	—	23,2	8,0	—	20,3	9,7	—	23,4	9,2	—	21,6	11,5	—	41,0	13,6
	—	0,90	—	—	0,96	—	—	0,9	—	—	0,925	—	—	0,9	—	—	0,95	—
	—	1×30	—	—	1×30	—	—	1×30	—	—	1×30	—	—	1×30	—	—	1×65	—

Подобный расчет расхода пара мог быть выполнен и для других режимов работы судна, однако можно заранее сказать, что при других режимах работ количество пара, потребляемое механизмами, будет меньше указанного в таблице, так как основным его потребителем является главная паровая машина.

Таблица 50

Потребитель	Количество потребителей	Суммарная мощность на валу, *л. с.*	Режим						
			ходовой		стояночный		швартовный (один с насосом)	перекачки	аварийный
			День	Ночь	День	Ночь			
Брашпиль	1	5,0	—	—	—	—	1,0	—	—
Рулевая машина РЭРЗ	1	10,0	0,65	0,65	—	—	0,8	—	0,65
Буксирная лебедка	1	29,0	1,0	1,0	—	—	0,5	—	—
Шлюпочные лебедки	2	6,0	—	—	—	—	—	—	0,1
Резервно-масляный насос ЭМН-2/1	1	5,0	1,0	1,0	—	—	1,0	—	—
Топливный насос ЭМН-1/1	1	1,9	1,0	1,0	1,0	1,0	—	—	—
Электрокомпрессор ОК-1/1	1	7,4	1,0	1,0	—	—	—	—	—
Насос искрогашения ЭСН-2/1	1	2,4	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Перекачивающий насос КН-200	1	18,0	—	—	—	—	—	1,0	—
Санитарный насос ЭСН-2/1	2	4,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	—
Пожарный насос ЭСН-11/1-11	2	19,2	—	—	—	—	0,3	—	1,0
Трюмно-балластный насос 2,5 ВС-1,8	1	4,2	1,0	1,0	1,0	1,0	—	1,0	1,0
Холодильная машина ФАК-0,7	1	0,6	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	—
Фекальный насос $2\frac{1}{3}$-НФ	1	4,5	—	—	0,8	0,8	—	0,8	—
Насос горячей воды ЭМН-18/1-11	1	0,4	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	—
Электровентиляторы санитарного блока и камбуза	4	1,0	1,0	—	1,0	1,0	1,0	1,0	—
Электровентиляторы машинного отделения	2	3,8	1,0	0,5	0,5	1,0	0,5	0,5	—
Освещение и сигальные огни	—	16,4	0,3	0,7	0,3	0,7	0,8	0,7	0,8
Средства связи	—	4,8	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Грелки	2	1,5	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	—
Токарный станок	1	3,5	1,0	—	1,0	—	—	—	—
Электроточило	1	0,6	1,0	—	1,0	—	—	—	—
Преобразователь тока	1	12,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	—	1,0
Трансформаторы	2	1,25	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	—	1,0

При модернизации пароходов данной серии с целью повышения их экономичности и электрификации всех вспомогательных механизмов надо рассчитать баланс электроэнергии.

Этот баланс составляют в форме таблицы режимов нагрузки электростанции (табл. 48 и 49).

Таблица составлена для пассажирского колесного парохода мощностью 520 *и. л. с.* проекта № 737 при его модернизации.

Числовые значения, стоящие в скобках, показывают мощность, потребляемую не постоянно, а периодически.

Кроме известных элементов, в приводимой таблице приняты следующие величины: $k_з$ — коэффициент загрузки электродвигателя и $k_в$ коэффициент одновременности.

Коэффициент загрузки электродвигателя $k_з$ есть отношение средней мощности, потребляемой механизмом, к номинальной мощности электродвигателя.

Коэффициент одновременности $k_в$ характеризует участие данного механизма в потреблении энергии при заданном режиме работы судна по времени.

В табл. 50 приведены значения коэффициентов одновременности, полученные при расчете баланса электроэнергии, потребляемой судном, применительно к теплоходу-толкачу мощностью 1200 *з. л. с.*

Как видно из табл. 50, значения коэффициентов одновременности колеблются в пределах от нуля до единицы. Использование рулевой машины, например, в ходу составляет 65%, при швартовке 80%, а при стоянке и при перекачке эта машина не работает и, следовательно, электроэнергии не потребляет.

Правильный выбор генераторов судовой электростанции и их двигателей с учетом всех возможных режимов работы судна обеспечивает не только работоспособность и надежность действия всех вспомогательных механизмов и систем, но и снижение строительной стоимости и эксплуатационных расходов судна.

ПЕРЕСЧЕТНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ДЛЯ РЯДА ЕДИНИЦ ИЗМЕРЕНИЯ В СООТВЕТСТВИИ С НОВОЙ МЕЖДУНАРОДНОЙ СИСТЕМОЙ СИ*

Метрические (внесистемные) и английские единицы	Единицы СИ
Единицы длины	
Морская миля (n mile)	1852 *м*
Единицы объема	
Литр (*л*)	1,000028·10⁻³ *м*³
Единицы времени	
Сутки	86400 *сек*
Час	3600 *сек*
Минута	60 *сек*
Единицы плоского угла	
Градус (°)	$\frac{\pi}{180}$ *рад* = 0,0174533 *рад*
Минута (′)	$\frac{\pi}{180}\cdot 10^{-2}$ *рад* = 2,90888·10⁻⁴ *рад*
Секунда (″)	$\frac{\pi}{648}\cdot 10^{-3}$ *рад* = 4,84814·10⁻⁶ *рад*
Оборот	2π *рад* = 6,283185 *рад*
Единицы частоты	
Оборот в минуту (*об/мин*)	1/60 *гц*
Период в секунду, Колебание в секунду, Оборот в секунду (*об/сек*)	1 *гц*
Единицы угловой скорости	
Оборот в минуту (*об/мин*)	$\frac{\pi}{30}$ *рад/сек*
Оборот в секунду (*об/сек*)	2π *рад/сек*
Градус в секунду (°/*сек*)	$\frac{\pi}{180}$ *рад/сек*
Единицы линейной скорости	
1 *м/мин*	0,0167 *м/сек*
1 *км/час*	0,278 *м/сек*
Узел (*kn*)	0,5144 *м/сек*
Единицы линейного ускорения	
1 *см/сек*²	0,01 *м/сек*²

* Более подробно—см. статью к. т. н. Л. Р. Стоцкого „Международная система единиц", журнал „Электрические станции", 1963, № 1

Метрические (внесистемные) и английские единицы	Единицы СИ
Единицы плотности	
1 *т/м*³, 1 *кГ/дм*³, 1 *г/см*³	1000 *кг/м*³
1 *кг сек*²/*м*⁴	9,80665 *кг/м*³
1 *кг/л*	999,972 *кг/м*³
Единицы удельного объема	
1 *м*³/*т*, 1 *дм*³/*кг*, 1 *см*³/*г*	10⁻³ *м*³/*кг*
1 *л/кг*	1,000028·10⁻³ *м*³/*кг*
Единицы массового расхода	
1 *кг/час*	278·10⁻³ *кг/сек*
1 *т/час*	0,278 *кг/сек*
1 *кГ/мин*	16,67·10⁻³ *кг/сек*
Единицы объемного расхода	
1 *м*³/*час*	278·10⁻⁶ *м*³/*сек*
1 *л/час*	278·10⁻⁹ *м*³/*сек*
1 *л/мин*	16,67·10⁻⁶ *м*³/*сек*
1 *дм*³/*сек*	10⁻³ *м*³/*сек*
1 *л/сек*	1,000028·10⁻³ *м*³/*сек*
1 *см*³/*сек*	10⁻⁶ *м*³/*сек*
Единицы силы (в частности веса, т. е. силы тяжести)	
1 *кГ* (*kgf*)	9,80665 *н*
1 *т* (*tf*)	9806,65 *н* = 9,80665 *кн*
Единицы динамической вязкости	
Пуаз (*пз*)	0,1 *н·сек/м*²
1 *спз*	10⁻³ *н·сек/м*²
1 *кГ сек/м*²	9,80665 *н·сек/м*²
Единицы кинематической вязкости	
Стокс (*ст*)	10⁻⁴ *м*²/*сек*
Сантистокс (*сст*)	10⁻⁶ *м*²/*сек*
1 *м*²/*час*	278·10⁻⁶ *м*²/*сек*
Единицы давления (механического напряжения)	
1 *кГ/см*², 1 *ат* (атмосфера техническая)	98066,5 *н/м*²
1 *кГ/м*²	9,80665 *н/м*²
1 *кГ/мм*²	9,80665·10⁶ *н/м*²
1 *м вод. ст.*	9806,65 *н/м*²
1 *мм рт. ст.*	133,322 *н/м*²

Метрические (внесистемные) и английские единицы	Единицы СИ
Единицы работы и энергии	
1 *кГ·м (кгс·м)*	9,80665 *дж*
1 *л. с. ч*	$2{,}648 \cdot 10^6$ *дж*
1 *квт-ч*	$3{,}6 \cdot 10^6$ *дж*
1 *ккал*	4186,8 *дж*
Фригория (отрицательная килокалория)	4186,8 *дж*
Единицы мощности	
1 *кГ·м/сек*	9,80665 *вт*
1 *л. с.*	735,499 *вт*
1 *ккал/час*	1,163 *вт*
Единица удельной теплоты	
1 *ккал/кг*	4186,8 *дж/кг*
Коэффициент теплопередачи	
1 *ккал/м²·ч·град*	1,163 *вт/м²град*
Коэффициент теплопроводности	
1 *ккал/м·ч·град*	1,163 *вт/м·град*

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

Аксенов А. Г., Судовые холодильные установки, М., изд-во «Речной транспорт», 1960.

Аристов Ю. К., Судовые вспомогательные механизмы, М., изд-во «Речной транспорт», 1958.

Аристов Ю. К., Судовые вспомогательные механизмы, М., изд-во «Речной транспорт», 1959.

Богомольный А. Е., Судовые вспомогательные механизмы, Л., Судпромгиз, 1957.

Великоседьский Н. Л., Клямов А. С., Шмаков М. Г., Судовые устройства толкаемых составов, Л., Судпромгиз, 1959.

Губанов В. Е., Васильев К. А., Завьялов А. С., Судовые системы, М., Речиздат, 1951.

Дубров М. М., Жарков Ф. Я., Вспомогательные механизмы речных судов, Атлас, Л., Водтрансиздат, 1953.

Жданов В. И., Каталог-справочник по насосам М., Углетехиздат, 1949.

Зайцев В. П., Ниточкин А. Е., Суранлло В. Л., Рыбопромышленные рефрижераторные суда, Л., Судпромгиз, 1957.

Калинушкин М. П., Гидравлические машины и холодильные установки, М., Госстройиздат, 1957.

Краковский И. И., Судовые вспомогательные механизмы, ч. 1, «Палубные механизмы», изд-во «Речной транспорт», 1955; «Судовые насосы», М., изд-во «Речной транспорт», 1961.

Краковский И. И., Судовые устройства, М., Речиздат, 1947.

Поздюнин В. Л., Избранные труды, т. III, «Судовые устройства и системы», М., изд-во «Морской транспорт», 1951.

Попов Р. И., Судовые вспомогательные и промысловые механизмы, М., Пищепромиздат, 1955.

Стриж К. А., Судовые вспомогательные механизмы, Л. Речиздат, 1941.

Суранлло В. Л., Палубные механизмы, Л., Судпромгиз, 1951.

Суранлло В. Л., Судовые холодильные установки, Л., изд-во «Речной транспорт», 1955.

Хетагуров М. Г., Судовые вспомогательные механизмы и системы, М.—Л., изд-во «Морской транспорт», 1952.

Хетагуров М. Г., Судовые вспомогательные механизмы, устройства и системы, Л., изд-во «Морской транспорт», 1956.

Хетагуров М. Г., Современные судовые холодильные установки, Л., изд-во «Морской транспорт», 1956.

Хомяков Н. М., Выбор электродвигателей палубных электроприводов, Л., изд-во «Морской транспорт», 1955.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие ко 2-му изданию 3
Введение 5

РАЗДЕЛ I. ПАЛУБНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Глава I. Рулевые механизмы 10
§ 1. Рулевые устройства 10
§ 2. Типы рулей и конструкции рулевых органов 14
§ 3. Исходные данные для расчета рулевых машин 25
§ 4. Рулевые приводы 35
§ 5. Рулевые машины 40
§ 6. Основы расчета рулевых машин 61
§ 7. Эксплуатация рулевых механизмов 71

Глава II. Механизмы якорных и швартовных устройств 76
§ 8. Общие сведения 76
§ 9. Шпили 80
§ 10. Брашпили 89
§ 11. Основы расчета якорных и швартовных механизмов 94
§ 12. Эксплуатация якорных и швартовных механизмов 100

Глава III. Судовые подъемно-транспортные механизмы 103
§ 13. Грузовые устройства, грузоподъемные и транспортные механизмы 103
§ 14. Буксирные и шлюпочные механизмы 111
§ 15. Эксплуатация судовых подъемно-транспортных механизмов 126

РАЗДЕЛ II. СУДОВЫЕ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ И УТИЛИЗАЦИОННЫЕ КОТЛЫ

Глава IV. Источники тепла и пара 132
§ 16. Конструкция вспомогательных и утилизационных котлов 132
§ 17. Арматура и гарнитура вспомогательных котлов 143
§ 18. Эксплуатация вспомогательных котлов 145

РАЗДЕЛ III. СУДОВЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МЕХАНИЗМЫ

Глава V. Механизмы судовых систем 147
§ 19. Общие понятия о судовых насосах 147
§ 20. Основы теории поршневых насосов 153
§ 21. Конструкции судовых поршневых насосов 165
§ 22. Конструкции лопастных насосов. Основы теории центробежных насосов 176
§ 23. Ротационные насосы 190
§ 24. Струйные насосы 196
§ 25. Эксплуатация судовых насосов 203
§ 26. Судовые вентиляторы 209

РАЗДЕЛ IV. СУДОВЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ КАК ЧАСТЬ СУДОВОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Глава VI. Судовые холодильные установки и системы 213
§ 27. Краткие сведения о развитии холодотехники на речном транспорте 213
§ 28. Термодинамические основы холодотехники 215
§ 29. Оборудование холодильных установок 228
§ 30. Канализация холода. Изоляционные материалы 252
§ 31. Эксплуатация судовых холодильных установок 259

Глава VII. Выбор вспомогательных механизмов и комплектация ими судна 270

Приложение 286
Использованная литература 289