

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт кораблестроения и морского транспорта

В.А. Очеретяный

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ СУДОВОЙ КРАН

Рекомендовано
Учебно-методическим советом института
в качестве учебно-методического пособия
для студентов очной и заочной форм обучения
направления подготовки 26.05.06
«Эксплуатация судовых энергетических установок»

Севастополь
СевГУ
2015

УДК 629.506
ББК: 39.459
О-95

Рецензенты:

А.Р. Аблаев - к.т.н., доцент каф. ЭМСС
Т.Л. Чемакина - к.т.н., доцент каф. ЭМСС

Очеретяный В. А.

О-95 **Вспомогательный судовой кран: учеб.-метод. пособие / В.А. Очеретяный. - Севастополь: СевГУ, 2015. – 24 с.: ил.**

Рассматривается конструкция судового провизионного крана грузоподъемностью 1 т. Анализируются факторы, обуславливающие применение пневматического привода крана. Особое внимание уделено механической части крана: сочетанию механической и пневматической силовых частей крана, тормозной системе крана.

Пособие предназначено для студентов очной и заочной форм обучения Севастопольского государственного университета, института кораблестроения и морского транспорта, направления подготовки 26.05.06 «Эксплуатация судовых энергетических установок»

УДК 629.506

© Очеретяный В. А., 2015
© ФГАОУВО «Севастопольский
государственный университет», 2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
1. Пневматический привод судового механизма	5
2. Устройство судового вспомогательного крана с пневматическим приводом	15
3. Порядок выполнения работы	20
4. Вопросы к занятию	20
Литература	22

ВВЕДЕНИЕ

Современные транспортные суда широко оснащаются кранами, различающимися грузоподъемностью, вылетом стрелы, типом привода [1, 2]. Необходимым подъемно-транспортным механизмом судна являются вспомогательные краны, предназначенными для приема провизии, снабжения и т.п. Вспомогательные краны отличаются простотой конструкции, небольшой стоимостью.

На рис. 1 изображена кормовая часть современного универсального балкера водоизмещением 55000 т (длина 182 м, ширина 32 м, высота борта 16 м, осадка 11 м).

На рис. видны три крана: главный 1, кран машинно-котельного отделения (МКО) 2 и вспомогательный кран 3.

Главный кран с электрогидравлическим приводом имеет грузоподъемность 30 т, вылет стрелы 26 м; судно оснащено 4 такими кранами, обрабатывающими 5 трюмов. Кран МКО грузоподъемностью 5 т электрогидравлического типа расположен над шахтой МКО. Вспомогательный кран грузоподъемностью 1 т имеет пневматический **привод**.

1. ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ПРИВОД СУДОВОГО МЕХАНИЗМА

В пневматических приводах в качестве рабочей среды используется сжатый воздух или газ. Сжатый воздух может быть использован в качестве энергоносителя. Его энергия преобразуется в механическую энергию.

Достоинствами пневмопривода являются: высокая экономичность, обусловленная дешевизной рабочей среды и однопроводностью системы, благодаря чему отработавший воздух выпускается в окружающую среду, поэтому не требуется обратная пневмолиния; быстродействие пневмопривода связано с быстрым нарастанием давления и малым временем разгона пневмодвигателей; пожаробезопасность рабочей среды дает возможность использовать пневмопривод в помещениях с высокой температурой или взрывоопасной средой; пневмопривод надежен и прост в управлении [3, 4].

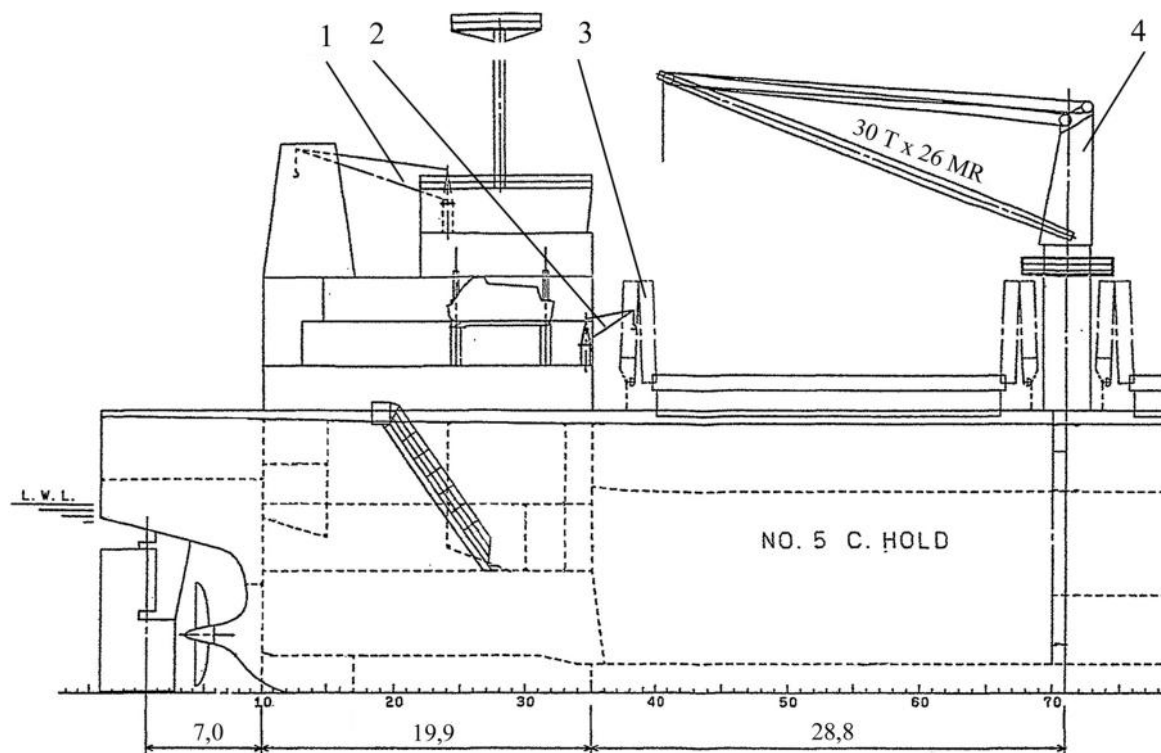


Рис. 1. Схема расположения кранового оборудования на судне:
1 – вспомогательный кран; 2 – кран МКО; 3 – люковое закрытие;
4 – главный кран

Вместе с тем имеет ряд недостатков, обусловленных свойствами рабочей среды. К числу недостатков пневматических двигателей в первую очередь относится их низкий КПД. Способность воздуха сжиматься под давлением приводит к быстрому преобразованию потенциальной энергии в

кинетическую, разгону поршня с ускорением и остановке с ударом при достижении конечного положения. С этим свойством связаны отсутствие плавности и точности хода. При расширении воздуха его температура может понизиться ниже точки росы, а выпавшая влага замерзнуть. Лед, оседающий на поверхностях исполнительного механизма, может его повредить. Поэтому у большинства пневмоприводов рабочее давление не превышает 0,7 - 0,8 МПа. Невозможность использовать высокие давления обуславливает увеличение размеров конструктивных элементов. Поскольку рабочая среда пневмоприводов не является самосмазывающей, они снабжаются смазывающими устройствами. Другими недостатками пневмодвигателей являются загрязнение воздушной среды масляными аэрозолями, а также шум при работе, уровень которого доходит до 120 дБ. Для борьбы с шумом применяют глушители, которые, в свою очередь, снижают КПД.

Пневматические двигатели изготавливаются в широком диапазоне мощностей (от 0,05 до 50 кВт) с частотой вращения выходного вала от нескольких десятков до 50000 мин⁻¹ и применяются как в стационарных, так и в передвижных установках.

Классифицируются пневмодвигатели на две группы: с использованием потенциальной энергии сжатого воздуха (поршневые, шестеренчатые, ротационные и роторно-шестеренные) и с использованием кинетической энергии сжатого воздуха (турбинные) – табл. [5, 6, 7].

Т а б л и ц а

Характеристика пневмодвигателей

№	Параметр двигателя	Размерность	Тип двигателя			
			шестеренный	поршневой	ротационный	турбинный
1	Мощность	кВт	3...40	5...15	0,05...5	0,03...3
2	Частота вращения	10 ³ ·мин ⁻¹	2...3	0,4...2	2...25	20...75
3	Расход воздуха	нм ³ /(кВт·ч)	66...78	66	66	72
4	Относительная масса	кг/кВт	8...12	5...9	1...2	2...5
5	Отношение пускового момента к номинальному	-	1,3...1,6	1,8	1,6	1,5

Ротационные двигатели являются самым распространенным типом пневматического двигателя. Их производство достигает 90 % от общего выпуска пневмодвигателей.

Основным преимуществом ротационных двигателей является их малая относительная масса и меньшие габариты. Уплотнение рабочей камеры менее совершенно, чем в поршневых двигателях, но за счет большего коэффициента расширения сжатого воздуха их КПД **выше**.

В таблице приведены сравнительные характеристики различных типов пневмодвигателей [8]. Из таблицы видно, что показатели, характеризующие использование энергии сжатого воздуха, металлоемкость и эксплуатационные качества, у ротационных двигателей лучше, чем у других.

На рис. 2 показаны кривые расхода воздуха на 1 кВт·ч в зависимости от числа оборотов для двигателей различных типов при давлении воздуха 0,45 МПа, по которым можно судить об областях эффективного их применения. Из этих графиков видно, что поршневые двигатели имеют наименьший расход воздуха при небольших числах оборотов.

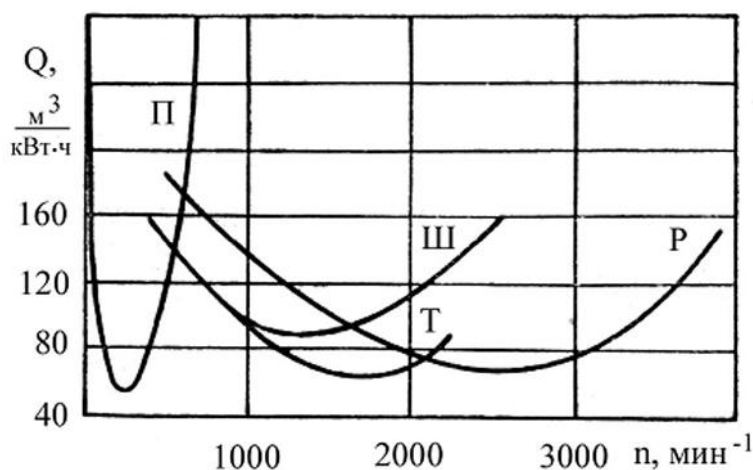


Рис. 2. Расход воздуха пневматическими двигателями:
Ш - шестеренный; Р - ротационный; Т - турбинный;
П - поршневой

На рис. 3 представлена конструкция ротационного пневмодвигателя. Основными элементами пневматического ротационного нереверсивного двигателя являются: ротор 1, статор 3, лопатки 2 и крышки 4, прикрывающие торцы статора с обеих сторон. Ротор обычно монтируется на шариковых подшипниках, устанавливаемых в крышках. Сжатый воздух по каналам 5 направляется в камеру 6 между лопатками. Последняя образуется за счет эксцентричного расположения ротора относительно внутренней цилиндрической поверхности статора. Эксцентриситет создается в статоре путем смещения оси внутренней расточки отверстия его относительно наружной поверхности. Гнезда под подшипники в крышках и наружная посадочная поверхность выполняются концентрическими. Давление воздуха на лопатки в процессе наполнения камеры и при расширении его после отсечки заставляет вращаться ротор. Лопатки свободно перемещаются радиально в пазах ротора.

При его вращении кромки лопаток действием центробежной силы прижимаются к внутренней поверхности статора. Отработанный воздух выходит в атмосферу через выхлопные отверстия или щели 7.

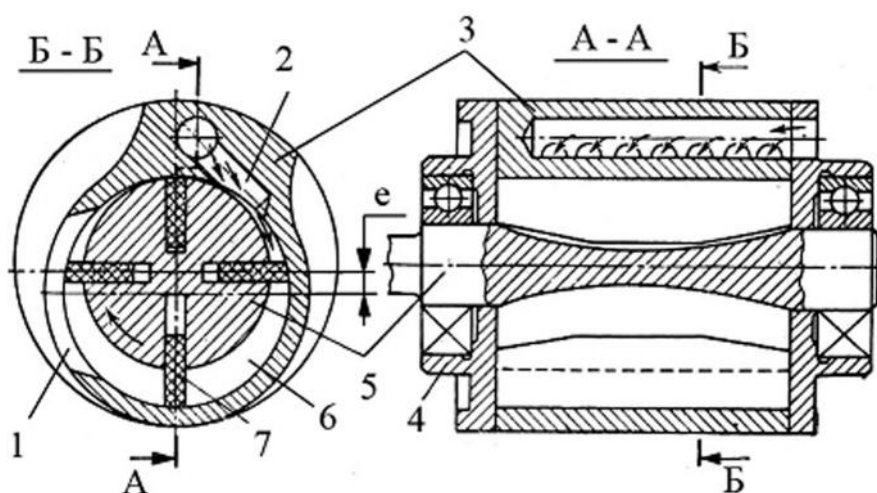


Рис. 3. Общий вид ротационного пневмодвигателя

Одним из основных недостатков большинства ротационных двигателей можно считать, что контакт между лопатками и статором возникает вследствие центробежных сил, а не кинематических связей, результатом чего является отсутствие гарантированного запуска двигателя и невозможность работы на малых оборотах.

Теоретическая мощность пневмодвигателя определяется выражением, кВт:

$$N = 1,634 \cdot 10^{-6} \cdot h_m \cdot A \cdot z \cdot n, \quad (1)$$

где A – теоретическая работа, совершаемая лопаткой за один оборот ротора, Н·м; h_m – механический КПД, $h_m = 0,9 \dots 0,95$; n – частота вращения ротора, мин^{-1} ; z – число лопаток.

Теоретическая работа лопатки A , определяется суммой положительных и отрицательных работ, совершаемых лопаткой за один оборот ротора:

$$A = (A_1 + A_2) - (A_3 + A_4 + A_5 + A_6), \quad (2)$$

где A_1 – работа, совершаемая лопаткой при повороте ротора на угол φ_0 (рис. 4) при наполнении междулопаточной камеры воздухом постоянного давления p_1 ; A_2 – работа, производимая при расширении воздуха в междулопаточной камере при повороте ротора от угла φ_0 до φ_1 , т.е. до начала выхлопа. Учитывая, что выделяющееся от трения лопаток тепло поглощается воздухом, процесс расширения принимают изотермическим; A_3 – отрицательная работа, совершаемая лопаткой при повороте ротора на угол φ_0 до начала наполнения, расходуемая на преодоление давления p_1 поступающего воздуха; A_4 – отрицательная работа, совершаемая лопаткой на выталкивание отработанного воздуха с давлением p_0 на выхлопе с момента открытия передней лопаткой выхлопного отверстия; A_5 – отрицательная работа, со-

вершаемая лопаткой на сжатие воздуха с давлением p_1 после перекрытия лопаткой последнего выхлопного отверстия; так как образующаяся при этом камера соединена с камерой впуска через зазор между ротором и статором и объем ее весьма незначителен, то давление сжимаемого воздуха принимается равным p_1 ; A_6 – отрицательная работа трения, создаваемая центробежной силой, прижимающей лопатку к внутренней поверхности статора; работой трения лопатки в пазах ротора ввиду ее незначительности пренебрегают.

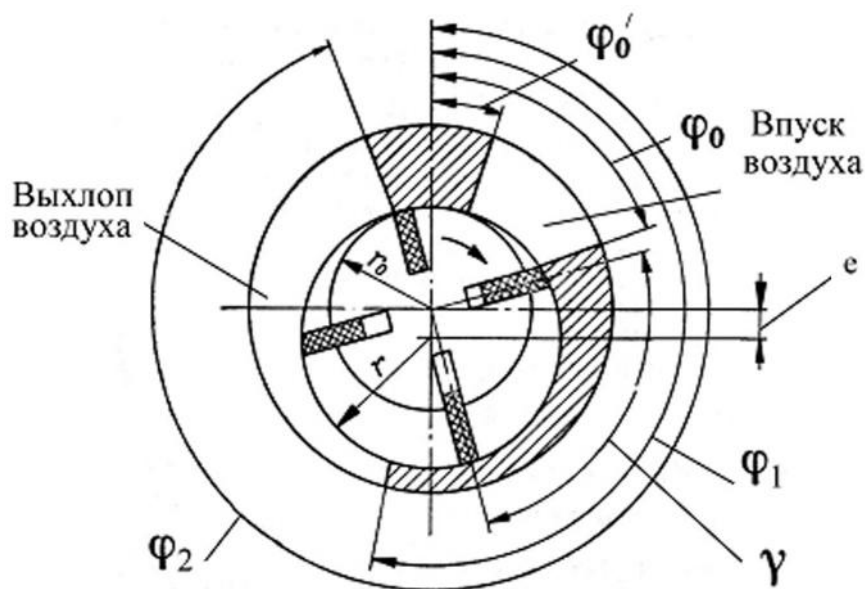


Рис. 4. Схема работы пневматического ротационного неперевсивного двигателя

После преобразований мощность двигателя определяется следующим образом, кВт [8]:

$$N = 1,634 \cdot 10^{-6} \cdot h_m \cdot K \cdot z \cdot n \cdot l \cdot r_0^2 (K_1 \cdot p_1 - K_2 \cdot p_0 - K_3 \cdot r_0^2 \cdot n^2), \quad (3)$$

где K ; K_1 ; K_2 ; K_3 – коэффициенты, учитывающие геометрию поверхностей ротора и статора; r_0 – радиус ротора; p_1 – давление воздуха на входе в двигатель; p_0 – давление на выхлопе, l – длина лопатки.

Крутящий момент, развиваемый двигателем, определяется по следующей формуле:

$$M = N / \omega. \quad (4)$$

Пусковой момент двигателя будет выше номинального за счет того, что при снижении частоты вращения ротора силы трения лопаток о статор будут уменьшаться, а давление p_1 , действующее на лопатки, будет повышаться.

Величина расхода воздуха складывается из теоретического расхода и расхода на утечки и определяется следующим образом:

$$Q = 1,2 \cdot 10^{-4} \cdot K_1 \cdot K_3 \cdot l \cdot r_0^2 \cdot p_1 \cdot z \cdot n \cdot \left(1 - \frac{1 - K_y}{1 + n_{\text{ном}} / n}\right), \quad (5)$$

где $n_{\text{ном}}$ - номинальная частота вращения; n - фактическая частота вращения; K_y - коэффициент утечек, меняется в интервале 0,3...0,6 при отношении $n_{\text{ном}} / n$ - от 1,0 до 2,0.

Удельный расход воздуха правильно сконструированного и качественно выполненного двигателя в зависимости от величин z и n колеблется от 64 до 86 м³/(кВт·ч).

Пусковые потери давления Δp ориентировочно составляют 10...30 % от давления в сети.

Противодавление на выхлопе p_0 в зависимости от конфигурации корпуса машины и глушителя шума колеблется в пределах 0,11...0,14 МПа. Максимальная мощность, развиваемая ротационным пневмодвигателем, не всегда соответствует максимальному КПД. Число оборотов n зависит главным образом от диаметра ротора, а также от числа лопаток и от потерь давления при впуске и выхлопе. Число оборотов на холостом ходу примерно вдвое выше, чем под нагрузкой. Вследствие этого во избежание перегрева и износа лопаток, а также для обеспечения безопасности в некоторых случаях в конструкцию двигателя вводятся центробежные регуляторы чисел оборотов.

При оценке потерь давления во впускных каналах Δp задаются скоростью воздуха ω , поступающего в двигатель, которая выбирается в пределах 50...70 м/с, и значением коэффициента местных сопротивлений ξ , которое меняется в широких пределах и определяется экспериментально. Для нормального условия потери определяются т.о.:

$$\Delta p = 6,58 \cdot 10^{-5} \cdot p_1 \cdot \omega^2 \cdot \xi. \quad (6)$$

При неизменных размерах двигателя его мощность является функцией частоты вращения ротора n .

Степень использования габаритов двигателя определяется величиной отношения $a = r_0 / e$ (рис. 5). Чем меньше это отношение, тем больше объем камеры наполнения, а следовательно, и мощность двигателя. При радиальном расположении лопаток величина a зависит от высоты лопаток и почти не зависит от их числа. Теоретически величина a не может быть меньше двух, т.к. при $r_0 = 2 \cdot e$ лопатка, находясь в точке А (рис. 5,а) выйдет из пара ротора.

При равенстве выступающей и находящейся в пазу ротора частей лопаток величина $a = 5$ (рис. 5,б). Величина a выбирается из назначения двигателя. Когда требуется максимальная мощность, минимальные габариты и не требуется бесперебойная работа, принимается $a = 5$. При дальнейшем уменьшении a возникают значительные силы трения на поверхности лопатки, что приводит к быстрому ее износу. Когда требуется длительная бесперебойная работа двигателя, и значительный запас на износ лопатки по ее высоте, величина a берется в пределах $a = 6 \dots 6,5$ (вентиляторные установки).

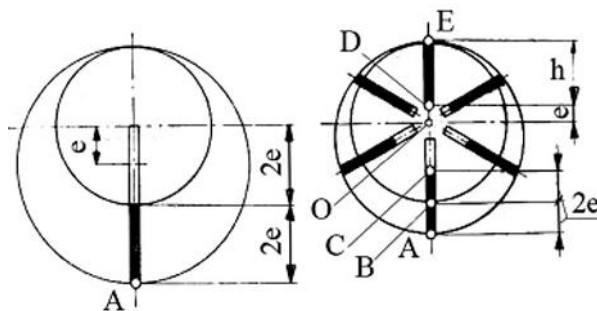


Рис. 5. К определению высоты лопаток

Площадь сечения F впускной щели определяется т.о.:

$$F = \frac{N \cdot Q \cdot p_a}{3,6 \cdot w \cdot p_1}.$$

Расположение впускных отверстий определяется выбором угла φ_0 (рис. 8). С целью снижения величины отрицательной работы A_3 угол φ_0 следует брать, возможно, меньшим. Но при чрезмерном уменьшении сечение щели между статором и ротором уменьшается настолько, что оно может оказаться недостаточным для пропуска воздуха внутрь двигателя.

Сечение щели должно быть не меньше расчетного сечения впускных каналов в статоре при скорости движения воздуха в пределах $40 \dots 60$ м/с. Следует иметь в виду, что с увеличением угла φ_0 мощность двигателя и расход воздуха увеличиваются, а КПД уменьшается. Практически угол φ_0 выполняют равным $60 \dots 90^\circ$.

Расположение выхлопных отверстий определяется выбором угла φ_1 (см. рис. 7). Теоретически первое выхлопное отверстие должно быть расположено под углом φ_1 равным $180^\circ + \varphi_1/2$, так как в этом случае в момент начала выхлопа лопатки симметричны относительно оси статора и равны по высоте. Практически для обеспечения необходимого предварения выхлопа угол φ_1 выбирают меньшим.

Величина угла предварения выхлопа от 5 до 20° . При этом следует иметь в виду, что с увеличением числа оборотов двигателя и при уменьшении сечения выхлопных отверстий угол предварения выхлопа должен

увеличиваться. При расчетах угол первого выхлопного отверстия принимается равным $180^\circ + \varphi_1/2$ и уменьшение этого угла за счет предварения выхлопа не принимается во внимание, так как работа, совершаемая ротором на участке, соответствующем предварению выхлопа, настолько мала (вследствие малой разности в высоте лопаток), что ею можно пренебречь.

Число рядов дополнительных выхлопных отверстий и их сечения выбираются из конструктивных соображений. Необходимо только следить за тем, чтобы угол между двумя соседними выхлопными рядами был меньше, чем угол γ , так как в противном случае произойдет сжатие оставшегося между лопатками воздуха.

Последний ряд выхлопных отверстий должен быть расположен так, чтобы между ним и впускными отверстиями всегда находилась хотя бы одна лопатка. Это необходимо, потому что воздух, находящийся в рабочей камере, может просачиваться через щель между ротором и статором и выходить через выхлопные отверстия в атмосферу.

Очень часто выхлопные отверстия в статоре заменяются общей щелью. В этом случае началу выхлопа соответствует угол φ_1 , а концу - угол φ_2 .

Суммарная площадь выхлопных отверстий должна быть в 1,5-2 раза больше, чем площадь впускных отверстий.

Эксцентриситет e влияет на величину вращающего момента M и мощность N двигателя: чем больше e и чем меньше $a = r_0/e$, тем выше величины N и M . Теоретически величина a не может быть меньше 2, так как при $r_0 = 2e$ лопатка при угле $\varphi = 180^\circ$ полностью выйдет из пазов ротора. Для обеспечения достаточного направления в пазе и устойчивого положения необходимо, чтобы $a > 5$. Кроме того, что выполнение двигателей с $a < 5$ затруднительно, ресурс работы лопаток при этом уменьшается. Обычно величину a выбирают равной 5-6. При выборе числа лопаток z необходимо принимать во внимание, что с уменьшением z увеличиваются степень наполнения и величина работы за один оборот ротора, но снижаются степень расширения и КПД двигателя.

Анализ показывает, что при $z < 4$ мощность не повышается, а утечки воздуха увеличиваются. У двигателей, служащих приводом ручных пневматических машин, в которых превалирующее значение имеет масса, число лопаток z чаще всего равно 4. Для двигателей стационарных пневмомашин мощностью выше 4 кВт, у которых большую роль играет КПД, число лопаток увеличивают до 8.

При выборе числа лопаток можно пользоваться следующими ориентировочными данными: при мощности до 0,5 кВт – 4 лопатки; при $N = 0,5 \dots 2,5$ кВт – $z = 4 \dots 6$; при $N = 3 \dots 5$ кВт $z = 6 \dots 8$.

Для реверсивных двигателей число лопаток всегда берется равным 4, так как в этом случае потери на сжатие воздуха между лопатками на стороне выхлопа будут минимальными.

Лопатки изготавливают обычно из текстолита. Высота лопаток равна $h = (4...6) \cdot e$. Срок службы лопаток зависит от их высоты; с уменьшением ее увеличивается износ лопаток. Ориентировочно толщины лопаток можно принять следующими: при диаметре ротора до 25 мм – толщина 1,2...2 мм; при диаметре ротора 25...40 мм – толщина 2...3 мм; при диаметре ротора 40...60 мм – толщина 3...4 мм;

Лопатки в роторе располагают обычно радиально. Большое значение имеет очистка воздуха от влаги и загрязнений. Влага вызывает коррозию, продукты которой загрязняют аппаратуру и приводят к ее преждевременному износу. Проведение периодических осмотров, чистка фильтров, трубопроводов и аппаратуры предотвращают отказы в работе пневмоприводов.

Для осушения и очистки сжатого воздуха применяются специальные блоки адсорбционной сушки. Используемые в них адсорбенты - силикагель, алюмогель и цеолиты - обладают свойством впитывать влагу, не вступая с ней в химическую реакцию. Влагоемкость силикагелей различных марок составляет 10...25 % их массы. Более стойкими и влагоемкими являются цеолиты.

Блоки очистки и осушки включают водомаслоотделители для удаления капельной влаги, от контакта с которой сорбенты разрушаются и переходят в пылеобразное состояние. В адсорбере воздух осушается, проходит через фильтр, где очищается от пылеобразного сорбента, и через редукционный клапан поступает к потребителям. В блоках обычно предусматривается два адсорбера, в одном из которых сорбент подвергается регенерации путем осушки чистым воздухом, нагретым до 150...250 °С в течение нескольких часов.

Судовые блоки осушки и очистки сжатого воздуха обеспечивают очистку от масла до содержания не более 0,08 мг/л, от механических примесей с размером частиц более 5 мкм и осушку от влаги до влагосодержания, соответствующего точке росы не выше -55 °С.

При подготовке к работе переносных пневматических машинок необходимо проверить наличие масла в смазочных устройствах. Перед присоединением машинки воздушный шланг следует продуть воздухом. После работы шланг отсоединить, во входное отверстие машинки заправить немного масла и, подсоединив шланг, кратковременно продуть масло воздухом. Это предотвратит коррозию в период до следующего включения. После длительного перерыва в работе во входное отверстие для промывки заливают керосин, продувают воздухом, затем повторяют операцию с продувкой маслом. На входе в пневмомашинку устанавливается сетчатый фильтр, состояние которого следует периодически проверять.

Перед выполнением ремонтно-профилактических работ в системе пневмопривода необходимо отключить питание магистрального трубопровода и пневмопривода, спустить воздух из магистрали и системы управления и вывесить табличку: "Не включать! Работают люди".

У реверсивных двигателей (рис. 6, б) выпускные каналы и отверстия в статоре расположены симметрично относительно линии соприкосновения ротора со статором. Правое или левое вращение осуществляется направлением воздуха в один из двух подводящих каналов.

Второй канал в это время сообщается с атмосферой. Выхлопные отверстия в статоре располагаются симметрично. Вследствие уменьшения работы расширения и сжатия воздуха между лопатками при выхлопе КПД реверсивных двигателей значительно ниже; при тех же габаритных размерах их мощность в зависимости от конструкции составляет 0,6 - 0,8 мощности нереверсивного двигателя.

Регулирование частоты вращения производится также регулируемым дроссельным клапаном, устанавливаемым на входе в пневмомотор. Частота вращения пневмомотора может превышать 10^4 об/мин. Крутящий момент регулируется изменением давления воздуха с помощью редукционного клапана. При увеличении нагрузки частота вращения ротора снижается, а крутящий момент возрастает. Пневмомотор может работать с перегрузкой, приводящей к полной остановке ротора без ограничения по времени. При этом не требуется установка предохранительного клапана.

Индикаторный изотермический коэффициент полезного действия для ротационных двигателей в зависимости от конструкции, числа оборотов и числа лопаток колеблется в пределах 0,35 - 0,55.

Тип пневматического двигателя выбирается из условий производственного процесса: необходимой скорости вращения, размеров, массы, возможности перегрузки двигателя, необходимой и достаточной величины пускового момента, частоты и способа реверсирования хода машины, простоты и удобства обслуживания и ремонта, экономичности работы и т.д.

Двигатели имеют хорошую плавность вращения, но требуют установки регулятора чисел оборотов и эффективного устройства для глушения шума. У этих двигателей наблюдается интенсивный износ лопаток.

Ротационные двигатели выполняются обычно с 4 - 6 и 8 лопатками. Для получения увеличенной мощности при небольших габаритах эти двигатели выполняются с двумя камерами наполнения. При этом статор имеет форму овала.

Турбинные двигатели отличаются высоким адиабатным КПД, рабочая зона двигателя довольно широкая (рис. 5). Они допускают высокие окружные скорости. К недостаткам их относится резкое уменьшение КПД при переменных нагрузках и малых числах оборотов.

Указанные двигатели применяются на шлифовальных машинах небольшой мощности и с малыми диаметрами шлифовальных камней. Число оборотов вала у таких машин достигает $75\ 000$ в мин^{-1} и более. Применение их в машинах большей мощности требует использования редуктора с большим передаточным числом, что снижает эффективность и повышает массу машины.

2. УСТРОЙСТВО СУДОВОГО ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО КРАНА С ПНЕВМАТИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

На рис. 6 показан общий вид судового провизионного крана с пневматическим приводом грузоподъемностью 1 т.

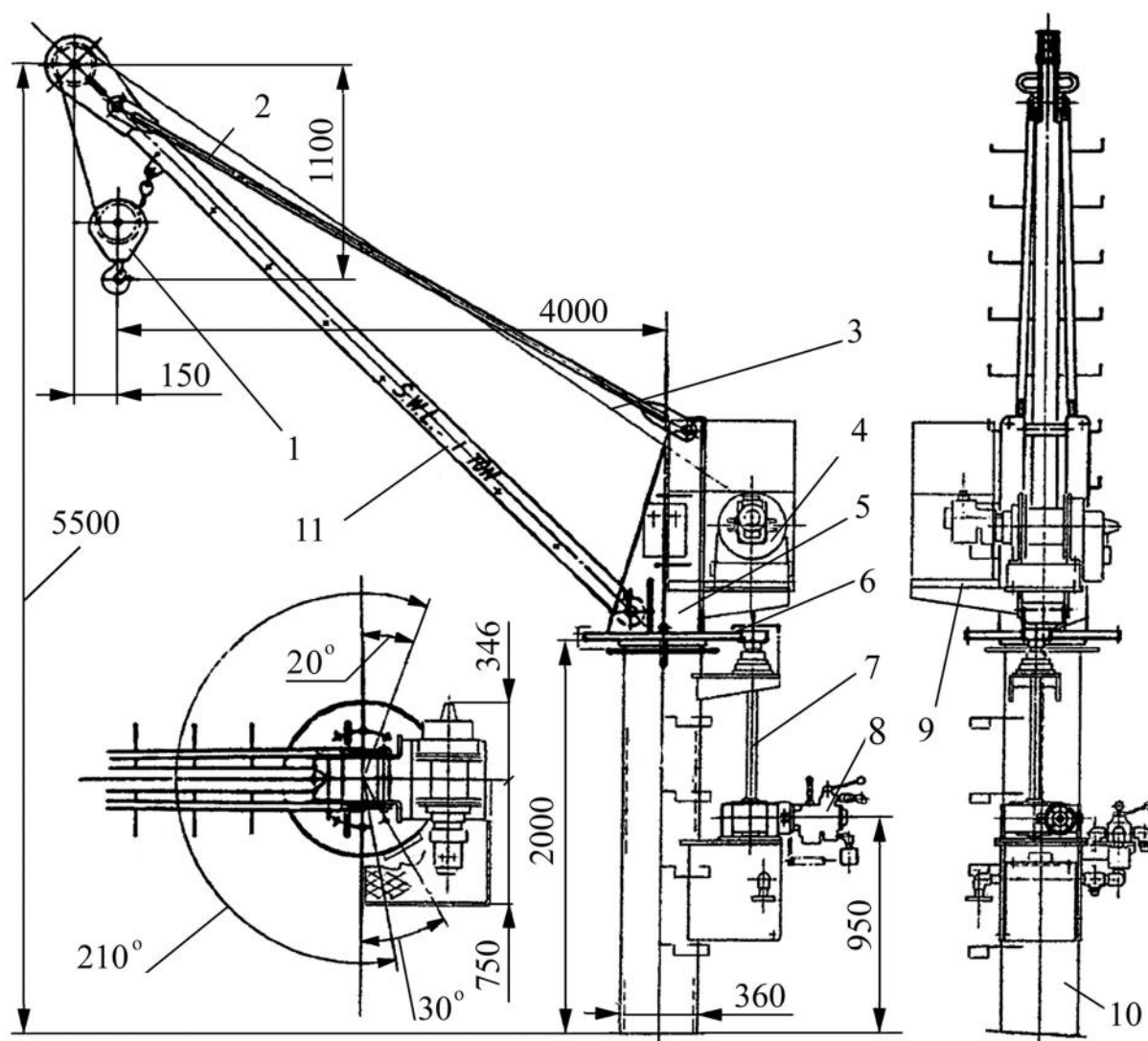


Рис. 6. Вспомогательный судовой кран

Кран с подвесной стрелой, постоянным вылетом имеет две степени подвижности: поворот вокруг своей оси и подъем груза шкентелем. Кран подвижно установлен на вертикальной балке 10. Стрела 11 шарнирно закреплена на вращающейся платформе 5. Угол наклона стрелы обеспечивает жесткая штанга 2. На платформе 5 расположена грузовая лебедка 4. Коренной конец шкентеля 3 закреплен на барабане лебедки 4, ходовой через крюковую блочную подвеску 1 на стреле.

Механизм поворота крана состоит из редуктора 8, трансмиссии 7 и открытой зубчатой передачи 6. Угол поворота крана 210° .

Для выполнения технического обслуживания крана платформа 5 оснащена площадкой 9. Грузовая лебедка управляется с места расположения механизма поворота крана 8. Скорость подъема груза до 10 м в минуту, скорость вращения крана – 0,5 оборота в минуту.

Устройство крепления поворотной платформы крана представлено на рис. 9. Баллер поворотной платформы 6 установлен на насыпных подшипниках 7 и 8. Вращение осуществляется от пневматического привода 5 через червячный редуктор 4, на выходном конце которого закреплена шестерня 3.

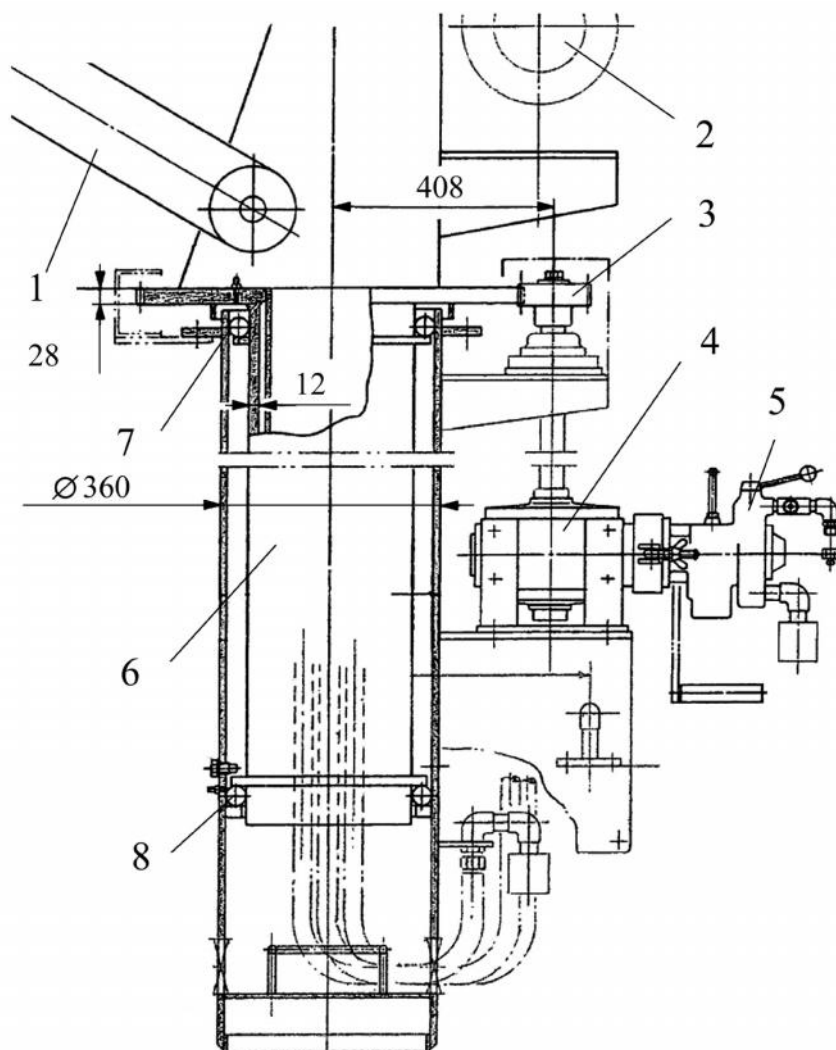


Рис. 7. Механизма поворота крана: 1 – стрела;
2 – грузовая лебедка;
3 – шестерня; 4 – редуктор; 5 – привод;
6 – баллер; 7, 8 – подшипники

Структурно пневматическая схема представлена на рис. 8. Сжатый воздух через фильтр 1 поступает к двум потребителям. По гибким трубопроводам 2 воздух поступает на манипуляторы механизма поворота 7 и

механизма грузовой лебедки 6. На пневмодвигатель грузовой лебедки 5 среда поступает через фильтр 4. Выхлопные участки оснащены глушителями 3.

Общий вид грузовой лебедки представлен на рис. 9. Пневмодвигатель и редуктор разнесены по двум сторонам грузового барабана.

Рабочая нагрузка на барабан (со стороны шкентеля) 5,15 кН. Максимальная нагрузка 9,81 кН. Скорость подъема груза 0,33 м/с.

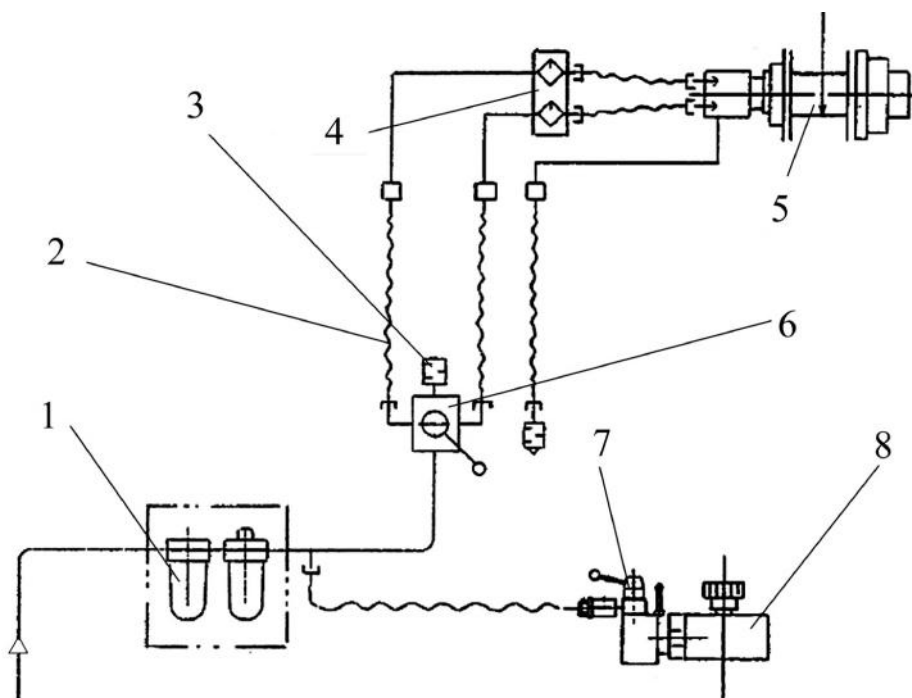


Рис. 8. Пневматическая схема крана: 1, 4 – фильтр;
2 – трубопроводы; 3 – глушитель;
5 – грузовая лебедка; 6, 7 – манипуляторы, 8 – редуктор

Вместимость барабана лебедки 52 м стального каната диаметром 8 мм. Давление воздуха 0,6 МПа. Прилагаемое усилие на рукоятке ручного привода – 0,078 кН.

Механическая часть грузовой лебедки представлена на рис. 10.

Все части лебедки закреплены на станине 24, представляющей собой сварную стальную конструкцию, сформированную из стандартных профилей. Несущая часть лебедки состоит из двух вертикально закрепленных на станине литых опор 2 и 8. На одной опоре крепится пневмодвигатель (на рисунке не показан) и левая цапфа барабана 3. Правая опора 8 является частью закрытого редуктора с крышкой 25 и также на ней крепится правая цапфа 6 барабана 3. Барабан 3 установлен на подшипниках качения 1 и 9.

Вдоль оси полого барабана посредством подшипника качения 7 установлен ведущий вал редуктора 5. Крутящий момент на этот вал передается от пневмодвигателя посредством жесткой муфты 4.

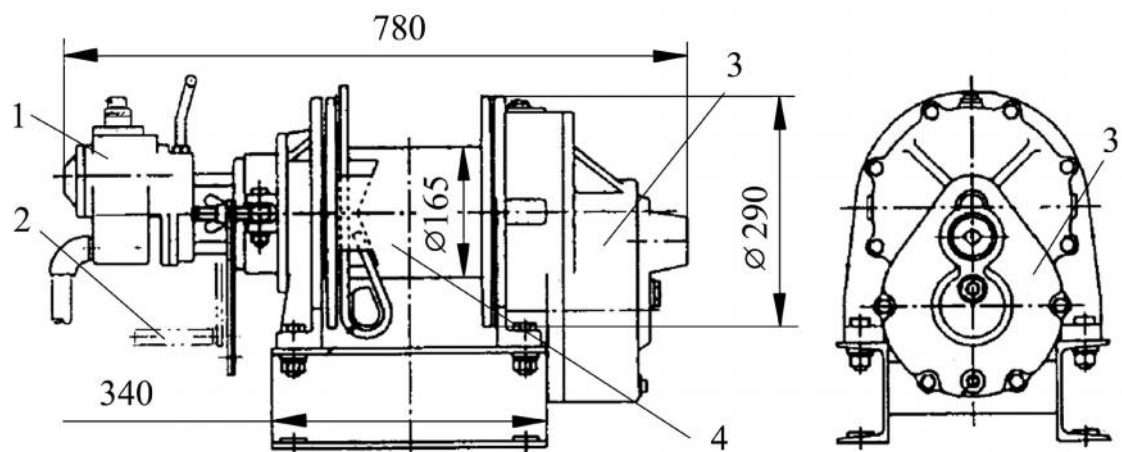


Рис. 9. Общий вид грузовой лебедки: 1 – пневмодвигатель;
2 – ручной привод; 3 – редуктор; 4 - барабан

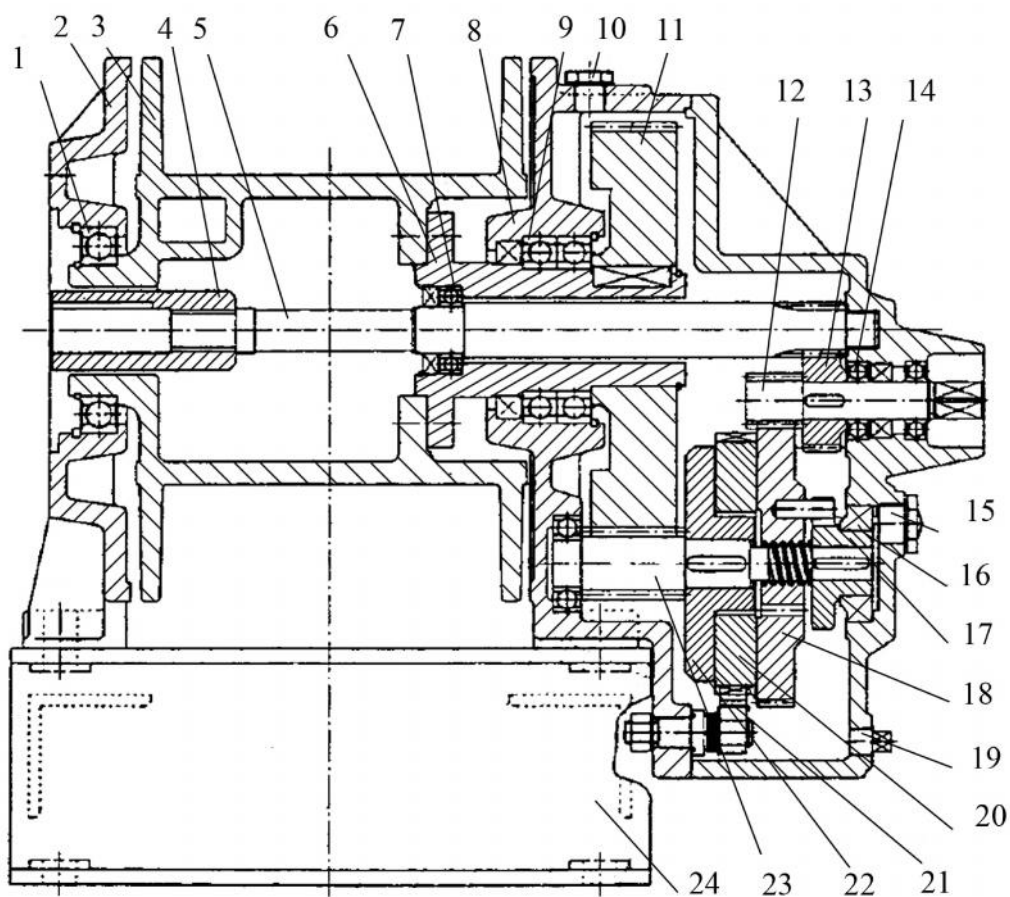


Рис. 10. Грузовая лебедка (без пневмодвигателя):
1, 7, 9, 14, 16 – подшипники; 2, 8 – опоры; 3 – барабан; 4 – муфта;
5, 12, 23 – валы; 6 – цапфа; 10 – пробка залива масла; 11 – 11, 13,
18 – зубчатые колеса; 15 – смотровая пробка; 17 – водило;
19 – сливная пробка; 20 – храповое колесо; 21 – собачка;
22 - тормозной диск; 25 – крышка

Правая опора вала представляет пару скольжения. С ведущего вала 4 вращение посредством шестерни 13 передается на промежуточный валик-шестерню 12.

Правый конец этого валика имеет выходной квадратный конец под рукоятку ручного привода. С вала-шестерни 12 вращение через шестерню 18 передается на тормозной вал 23. Шестерня 18 и вал 23 образуют винтовую пару. Слева перемещение шестерни 18 по резьбе ограничено храповым колесом 20 и тормозным диском 22, справа – водилом 17. С вала-шестерни 23 вращение передается на ось грузового барабана 3 (с помощью шестерни 11, установленной на цапфе 6 барабана).

Устройство пневмодвигателя представлено на рис. 11. На общей плите 8 закреплены корпус пневмодвигателя 4 и корпус редуктора 7. Пневмодвигатель образован статором 2 с эксцентрично установленным в нем ротором 1 с лопатками 3. Ротор установлен в опорах 5 и 6 посредством подшипников качения 9 и 10. Статор 2 и опоры 5 и 6 установлены в корпусе 4. Опора 5 укрыта крышкой 12. Вращение с ротора 1 передается на выходной вал 14 посредством шестерни 13. Вал 14 установлен на двух шарикоподшипниках 15 и 16. Сжатый воздух поступает через крышку 18, выходит через выхлопной коллектор 19.

Мощность пневмодвигателя 2,6 кВт, частота вращения 1500 мин⁻¹. Крутящий момент 16,6 Н·м. Передаточное число зубчатой пары – 2,7.

Межосевое расстояние зубчатой пары (ротор 1 – вал 14) – 29,6 мм.

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить устройство судового вспомогательного крана с пневматическим приводом.
2. Составить кинематическую схему редуктора грузовой лебедки; на основании рисунков и назначенного масштаба численно оценить суммарное передаточное отношение привода.
3. Отчет выполняется на листах формата А4.
4. Отчет должен содержать название, цель работы, составленную кинематическую схему редуктора, описание конструкции и работы крана.

4. ВОПРОСЫ К ЗАНЯТИЮ

1. Перечислить типы крановых механизмов, применяемых на судах.
2. Указать достоинства и недостатки пневматического привода.
3. Оценить передаточное число крана в целом.
4. Перечислить технические характеристики судового пневмопривода.
5. Указать состав пневматической системы механизма с пневматическим приводом.

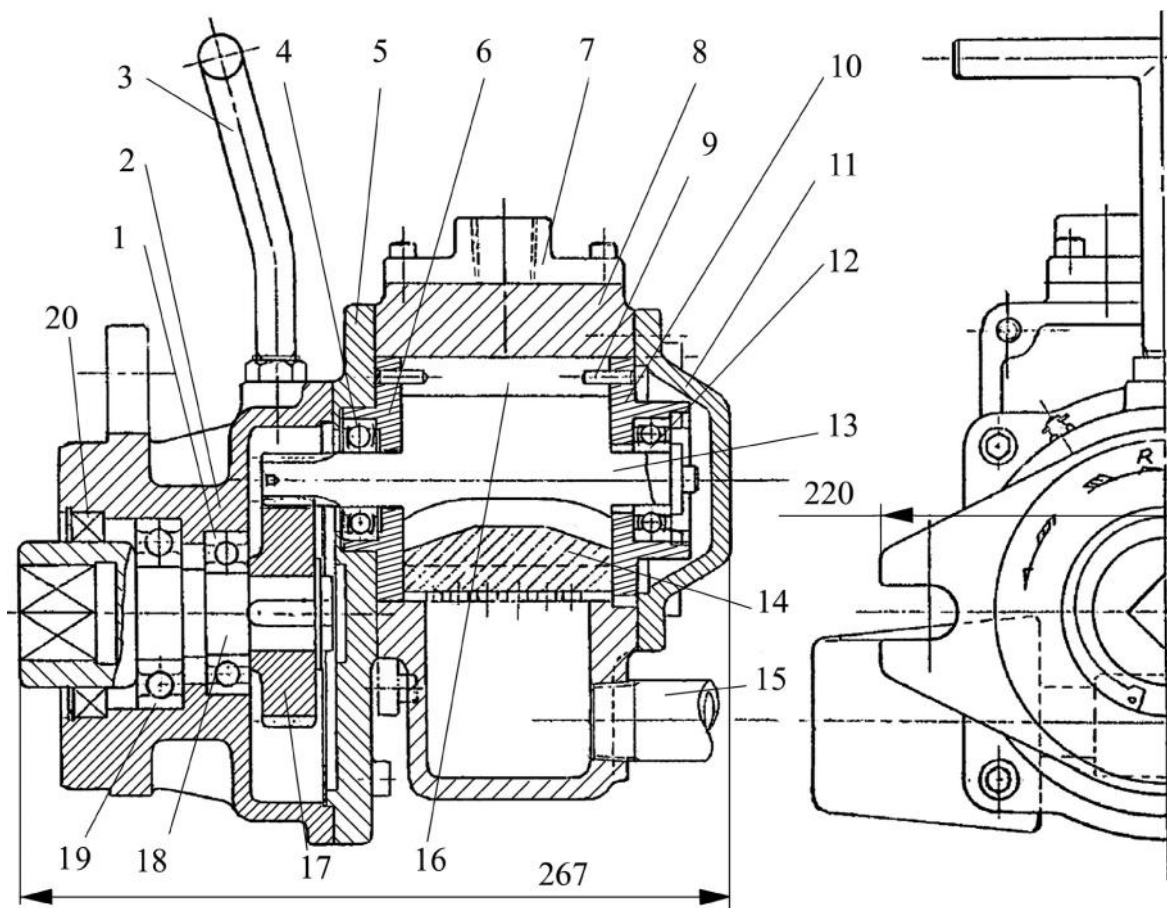


Рис. 11. Устройство пневмодвигателя:

- 1 – ротор; 2 – статор; 3 – лопатка; 4, 7 – корпус; 5, 6 – опора; 8 – плита;
 9, 10, 15, 16 – подшипник; 11 – штифт; 12, 18 – крышка; 13 – шестерня;
 14 – вал; 17 – уплотнение; 19 – выхлопной коллектор

6. Охарактеризовать тормозные устройства пневмоприводного механизма.

7. Охарактеризовать такты работы пневматического ротационного не-
 реверсивного двигателя

8. Какие параметры определяют расход пневмодвигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Правила классификации и постройки морских судов. Морской Регистр судоходства. - СПб.: Регистр России, 2010. - 843 с.
2. РД 31.21.30-97. Нормативный документ. Правила технической эксплуатации судовых технических средств и конструкций. - СПб.: ЦНИИМФ, 1997. - 344 с.
3. Ватипко Б.А. Техническая эксплуатация судовых палубных механизмов и закрытий/ Б.А. Ватипко, В.Г. Бригада, В.И. Ролинский. - М.: Транспорт, 1978. - 200 с.
4. Чернега В.И. Краткий справочник по грузоподъемным машинам/ В.И. Чернега, И.Я. Мазуренко. - К.: Техніка, 1981. - 360 с.
5. Седор А.М. Судовые подъемно-транспортные машины и устройства/ А.М. Седор. - Одесса: ОГМА, 2004. - 126 с.
6. JDN Air winches profi lifter 500/J.D.Neuhaus GmbH & Co. /KG_D-58449 Witten-Heven, 2011. - 4с.
7. Air Winch Series. BRADEN PACCAR winch division/ PACCAR Inc. BROKEN ARROW, OK U.S.A., 2009. - 28 с.
8. Зеленецкий С.Б. Ротационные пневматические двигатели/ С.Б. Зеленецкий, Е.Д. Рябков, А.Г. Микеров. - Л.: Машиностроение, 1976. - 240 с.
9. Герц Е.В. Теория и расчет силовых пневматических устройств / Е.В. Герц, Г.В. Крейтин. - М.: АН СССР, 1960. – 178 с.
10. Пашков Е.В. Промышленные механотронные системы на основе пневмопривода / Е.В. Пашков, Е.В. Осинский. - Севастополь: СевНТУ, 2007. – 401 с.

Владимир Анатольевич Очеретяный

**ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ
СУДОВОЙ КРАН**

Технический редактор
Р.В. Дмитриева

Подписано к печати 16.05.15. Изд. №. 23/15. Зак. № 130/2015. Тираж 50 экз.
Объем 1,5 п. л. Усл. печ. л. 1,39. Уч.-изд. л. 1,47.
Формат бумаги 60х84 1/16

РИИЦМ ФГАОУВО «Севастопольский государственный университет»