

Л.С. АРИНУШКИН
Р.Б. АБРАМОВИЧ
А.Ю. ПОЛИНОВСКИЙ
Л.Б. ЛЕЩИНЕР
Е.А. ГЛОЗМАН



Авиационные центробежные насосные агрегаты

Л. С. АРИНУШКИН, Р. Б. АБРАМОВИЧ, А. Ю. ПОЛИНОВСКИЙ,
Л. Б. ЛЕЩИНЕР, Е. А. ГЛОЗМАН

АВИАЦИОННЫЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСНЫЕ АГРЕГАТЫ

Под редакцией
д-ра техн. наук *Г. М. Заславского*



ИЗДАТЕЛЬСТВО
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Москва 1967

Авиационные центробежные насосные агрегаты. Аринушкин Л. С. и др., под редакцией д-ра техн. наук Заславского Г. М. Изд-во «Машинностроение», 1967.

Обобщен опыт отечественной и зарубежной промышленности по расчету, конструированию, экспериментальным исследованиям и эксплуатации авиационных центробежных насосных агрегатов (АЦНА). Освещен не только современный уровень конструкций АЦНА, но и перспективы их развития.

Рассмотрены вопросы расчета высотности АЦНА, их работы в топливных системах при отрицательных и нулевых перегрузках, влияния на работу АЦНА температуры и вязкости рабочей жидкости. Изложены особенности расчета кавитационных характеристик АЦНА и осевых насосов, основных размеров проточной части центробежного насоса, выбора оптимальных геометрических размеров предвключенного осевого колеса. Приведены примеры, дающие возможность оценить порядок величин основных расчетных параметров.

Дан материал, связанный с выбором типа привода, оптимального по весовым, рабочим характеристикам и габаритам. Весовые характеристики приводов рассматриваются не только по установленным весам, но и по влиянию веса агрегата на полетный вес проектируемого самолета. Рассмотрены оригинальные конструкции наиболее распространенных авиационных центробежных насосов с электроприводом. Дана классификация АЦНА и в соответствии с ней рассмотрены типовые конструктивные схемы агрегатов. Освещены вопросы проектирования герметичных насосных агрегатов. Систематизированы и обобщены особенности совместной работы электропривода и авиационного центробежного насоса. Раскрыта динамика работы системы «насос-электропривод». Изложены основы конструкции, расчета, а также работы насосов с приводом от воздушных и гидравлических турбин. Приведены конструктивные схемы специальных насосных агрегатов. Рассмотрены основные конструктивные элементы АЦНА. Даны рекомендации по эксплуатации АЦНА. 6 табл., 179 иллюстр., библи. 34 назв.

Рецензент инж. С. С. Агапов

Центробежные насосные агрегаты благодаря оригинальности конструктивного решения, относительно небольшим весу и габаритам, хорошим энергетическим и кавитационным характеристикам получили широкое применение в современной авиационной технике. Они используются в топливных системах, в системах охлаждения и кондиционирования воздуха, а также в различных вспомогательных гидравлических системах. Так, например, на самолете Ту-114 установлено до 40 различных центробежных насосных агрегатов, обеспечивающих подачу топлива к силовым установкам и центровку самолета в полете.

Ряд фирм США, Англии, Франции, ФРГ и других стран систематически и интенсивно ведут исследования и конструктивные разработки с целью создания новых, более совершенных авиационных центробежных насосных агрегатов. О важности и актуальности работ в данной области говорит также широкая патентно-техническая информация зарубежных фирм.

Грамотное проектирование авиационных центробежных насосных агрегатов, специфичных по расчету и конструкциям, рациональный выбор типа агрегата для той или иной системы и его правильная эксплуатация имеют большое значение для безотказной работы самолетов и вертолетов. Это требует от инженеров и конструкторов, проектирующих авиационные насосы, топливные и гидравлические системы, а также от летного и обслуживающего инженерно-технического состава не только знания особенностей конструкций авиационных центробежных насосных агрегатов, но и понимания теоретических предпосылок, которые определяют их расчет, конструкцию, выбор и надежную эксплуатацию.

За последние годы авиационные центробежные насосные агрегаты находят все более широкое применение и в других видах техники, например, в автомобилях, тракторах, на судах, в аппаратах на воздушной подушке. В связи с этим потребность в литературе, комплексно освещающей вопросы разработки конструкций и специфику эксплуатации таких агрегатов, еще больше возрастает. Однако до сих пор эти вопросы были лишь кратко освещены в некото-

рых книгах по силовым установкам и топливным системам самолетов.

В настоящей книге обобщены практический опыт создания, эксплуатации и ремонта авиационных центробежных насосных агрегатов и гидравлических систем, а также современные данные, опубликованные в отечественной и зарубежной литературе.

Кроме авиационных центробежных насосных агрегатов в книге рассматриваются некоторые материалы по осевым, вихревым и жидкостно-кольцевым насосам, связанные с применением их в совокупности с центробежными насосами.

Гл. I, III и раздел «Рациональный выбор характеристик пневмотурбопривода ЦНА» главы VII написаны Л. Б. Лещинером, гл. II, VII, VIII — Л. С. Аринушкиным и Р. Б. Абрамовичем, гл. IV, V, IX, X, XI, XII, разделы «Конструкция пневмотурбоприводных ЦНА» главы VII и «Конструкция гидротурбоприводных ЦНА» главы VIII — А. Ю. Полиновским, гл. VI — Е. А. Глоzmanом.

Все отзывы, замечания и пожелания авторы примут с благодарностью и просят направлять их по адресу: Москва К-51, Петровка 24, издательство «Машиностроение».

Г. М. Заславский

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСНЫЕ АГРЕГАТЫ В САМОЛЕТНЫХ СИСТЕМАХ

Увеличение скоростей полета легких современных самолетов повлекло за собой дальнейшее уменьшение толщины крыла до размеров, не допускающих размещения в нем большого количества топлива. Топливо стали размещать, главным образом, в фюзеляже со значительным разномом от центра тяжести самолета. На транспортных тяжелых самолетах увеличение стреловидности крыла, в котором размещается основное количество топлива, стало заметно влиять на положение центра тяжести самолета.

Перемещение центра тяжести самолета всегда ограничивается определенным диапазоном, определяемым из условия обеспечения устойчивости и управляемости самолета, поэтому топливо приходится размещать в большом количестве изолированных друг от друга баков и обеспечивать определенный порядок расходования (выработки) топлива из баков.

Для бесперебойной подачи топлива в двигатели при действии перегрузок или состояния невесомости необходимы специальные устройства и отсеки, исключающие возможность подсоса воздуха; поэтому, как правило, топливо к двигателям поступает из расходного бака, в который перекачивается из остальных баков центробежными насосными агрегатами — ЦНА (рис. 1.1).

Из-за изменения фокуса самолета в околозвуковом диапазоне продольная балансировка сверхзвукового самолета по сравнению с дозвуковым стала значительно сложнее. На рис. 1.2 показано изменение положения центра тяжести, определяемое оптимальным порядком выработки топлива, и фокуса сверхзвукового самолета во время полета при минимальном запасе статической устойчивости 3%.

Чрезмерность запаса статической устойчивости и связанного с ним балансировочного сопротивления при сверхзвуковых скоростях здесь очевидна. Для уменьшения балансировочного сопротивления самолета на некоторых современных сверхзвуковых самолетах

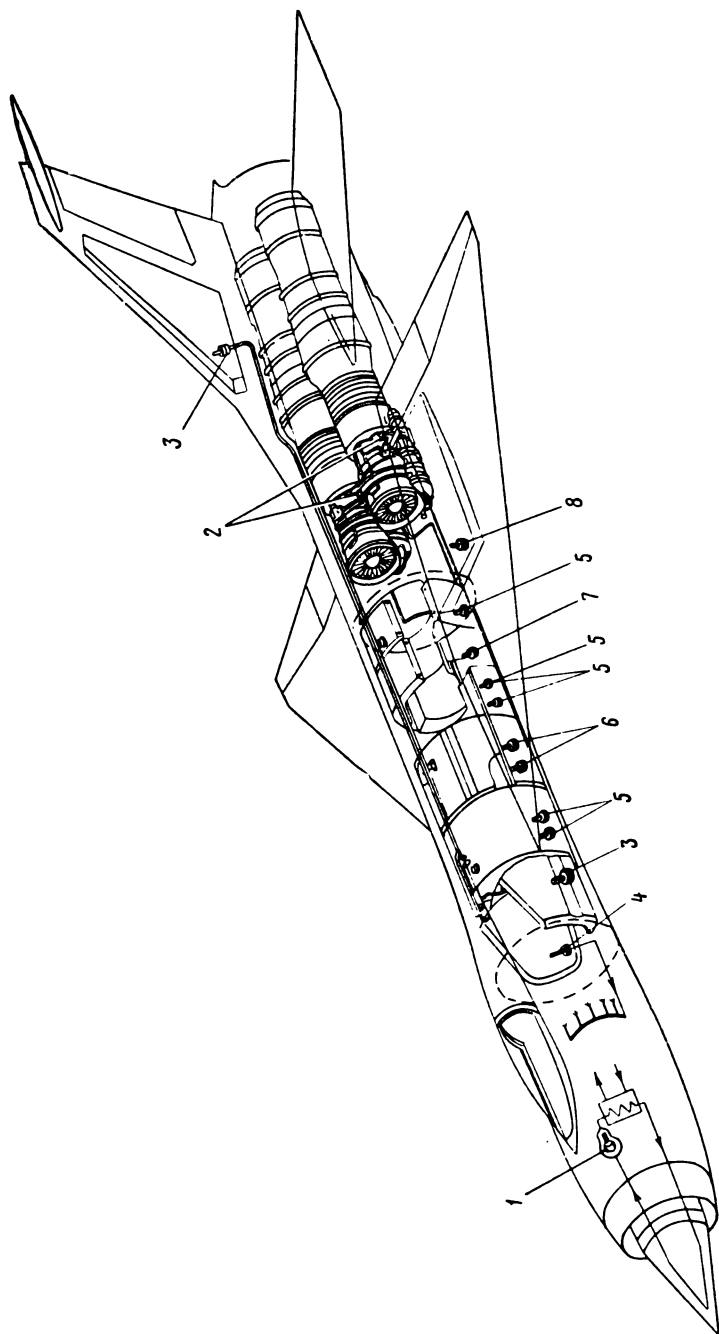


Рис. 1. 1. Центробежные насосные агрегаты в самолётных системах (гипотетическая схема):

1—ЦНА в системе охлаждения локатора; 2—ЦНА II ступени подкачки топлива; 3—балансировочные топливные ЦНА; 4—ЦНА в системе вырыска воды; 5—перекачивающие топливные ЦНА фюзеляжных баков; 6—ЦНА I ступени подкачки топлива; 7—пусковой топливный ЦНА; 8—крыльевой перекачивающий топливный ЦНА

кроме обычных систем, поддерживающих наперед заданный порядок выработки топлива из баков, предусматривают управление положением центра тяжести самолета в полете путем перекачки топлива в зависимости от скорости полета, для чего предусматривают специальные балансирующие баки и перекачивающие ЦНА (см. рис. 1.1).

Для повышения надежности топливных систем на тяжелых транспортных самолетах обычно предусматривают дублирование или резервирование перекачивающих топливных насосов. Число перекачивающих топливных насосов на таких самолетах может достигать нескольких десятков.

Для обеспечения нормальной работы топливной системы двигателя в высотных условиях подача топлива в двигателя производится несколькими (обычно двумя) ступенями подкачивающих ЦНА. Количество расходных баков на самолете, а следовательно, и подкачивающих насосов, определяется в основном компоновкой топливной системы и количеством двигателей.

На сверхзвуковых самолетах, по сравнению с дозвуковыми, значительно увеличиваются удельные расходы топлива и уменьшается аэродинамическое качество, что делает необходимым для достижения определенной дальности полета увеличивать запас топлива. По зарубежным данным на самолетах со скоростью полета 3200 км/час более половины взлетного веса приходится на топливо, а это примерно в два раза больше, чем у дозвуковых самолетов с ТВД. Резкое увеличение запасов топлива и его часовых расходов привело на сверхзвуковых самолетах к заметному увеличению мощности как подкачивающих, так и перекачивающих ЦНА.

Для обеспечения надежного запуска ГТД при низких температурах окружающего воздуха обычно применяют не основное, а другое, легко испаряющееся топливо (бензин или керосин широкого фракционного состава). Это потребовало создания специальных топливных систем, а следовательно, и специальных пусковых ЦНА, работающих только при запуске двигателей.

Дозаправка топливом в полете является весьма эффективным средством улучшения характеристик самолета и осуществляется при контактировании топливных систем заправляемого самолета и самолета-заправщика. Перекачка топлива из самолета-заправщика производится ЦНА, мощность которых определяется допу-

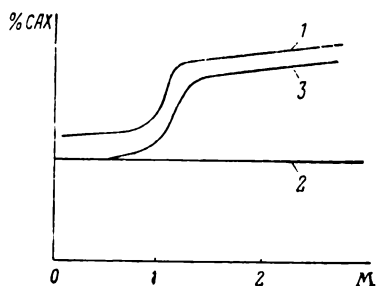


Рис. 1.2. Изменение положения центра тяжести и фокуса сверхзвукового самолета в зависимости от скорости полета (числа M):

1—изменение положения фокуса ($\bar{X}_F$);
2—изменение положения центра тяжести ($\bar{X}_T$) в обычных системах; 3—изменение положения центра тяжести при наличии систем балансировки при минимальном запасе статической устойчивости 3% САХ

стимым временем контактирования заправляемого самолета с самолетом-заправщиком.

При полете в пределах атмосферы в результате резкого сжатия воздуха и трения между обшивкой самолета и воздухом выделяется большое количество тепла, часть которого передается обшивке. На рис. 1.3 показаны установившиеся температуры поверхности сверхзвукового самолета, летящего в стратосфере со скоростью, соответствующей числу $M=3$. При полете с такой скоростью в течение нескольких часов температура топлива в баках достигает $120\text{--}150^\circ\text{C}$, а температура воздуха в отсеках становится равной температуре поверхности самолета. В связи с этим на высокоскоростных самолетах для охлаждения отсеков оборудо-

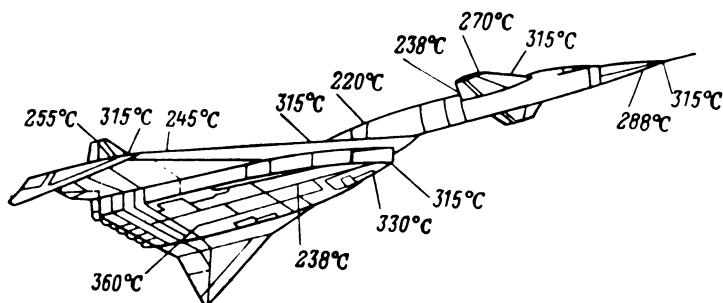


Рис. 1.3. Установившиеся температуры поверхности сверхзвукового самолета, летящего в стратосфере со скоростью, соответствующей числу $M=3$ (по зарубежным данным)

вания применяются специальные системы охлаждения. Для обеспечения циркуляции хладагента в системах охлаждения используются ЦНА. В зависимости от температуры и физико-химических свойств хладагента, а также в зависимости от гидравлических характеристик системы ЦНА выполняются одно- или двухступенчатыми.

На сверхзвуковых самолетах при определенных режимах полета в воздушные каналы двигателя для улучшения его характеристики может производиться впрыск воды. В системах впрыска также применяются ЦНА, которые для обеспечения тонкости распыла воды и ее испарения с большой скоростью должны обеспечивать сравнительно большой перепад давлений. Поэтому в некоторых случаях ЦНА в системах впрыска воды приходится выполнять двухступенчатыми. Такие насосы работают кратковременно, поэтому может быть допущено некоторое форсирование привода ЦНА, что несколько уменьшает их вес и габариты.

Кроме вышеперечисленных систем, ЦНА получили большое распространение на самолетах специального назначения, например, сельскохозяйственных для подачи удобрений, ядохимикатов и т. д. В зависимости от условий применения к каждому из агрегатов

предъявляются конкретные требования, которые и определяют его конструкцию и характеристики. Поэтому для всех авиационных ЦНА оговариваются: рабочая жидкость и ее характеристики, температура рабочей жидкости и среды, окружающей агрегат снаружи, высотность, скороподъемность, время непрерывной и прерывной работы, время работы в оголенном состоянии, надежность, величина и направление действия перегрузок, вибропрочность, влажность воздуха, габариты, вес, ресурс работы, т. е. все факторы, в той или иной степени определяющие конструкцию агрегата.

Наибольшее распространение ЦНА получили в топливных системах самолетов. Поэтому особенности применения ЦНА в топливных системах рассмотрим более подробно.

ПОДКАЧИВАЮЩИЕ ЦНА В ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМАХ

Давление насыщения паров топлива.

Явление кавитации в насосах

При испарении жидкости в открытом сосуде молекулы, отрывающиеся с ее поверхности, уходят в окружающее пространство и процесс испарения идет с большей или меньшей скоростью, но непрерывно до тех пор, пока вся жидкость не испарится.

При испарении жидкости в замкнутом сосуде молекулы, вылетевшие из жидкости, остаются в ограниченном пространстве и их концентрация над жидкостью увеличивается, возрастает частота столкновения молекул друг с другом и молекулами газа, а следовательно, и вероятность попаданий их в поле действия молекулярных сил жидкости и поглощения ею. Чем больше концентрация молекул топлива в надтопливном пространстве, тем большее количество их поглощается обратно топливом.

В том случае, когда количество вылетающих из жидкости молекул будет равно количеству молекул, поглощаемых жидкостью, наступает динамическое равновесие между жидкостью (жидкой фазой) и ее парами (паровой фазой). Давление паров жидкости в сосуде, внутри которого происходит испарение, достигает в этом случае максимально возможного значения при данной температуре. Такой пар называется насыщенным, а давление в сосуде — давлением насыщения паров данной жидкости¹.

Для однокомпонентных жидкостей (вода, спирт и др.) давление насыщения паров зависит только от температуры и физических свойств данной жидкости и не зависит от соотношения паровой и жидкой фаз в данном объеме, т. е. от того, какое количество жидкости перешло в пар. Давление насыщения паров авиационных топлив, представляющих собой смесь компонентов с различными дав-

¹ Давление насыщения паров часто называют упругостью паров. При испарении жидкости в открытом сосуде под давлением насыщения паров следует понимать то давление, при котором происходит вскипание жидкости.

лениями насыщения паров, зависит не только от температуры, но и от соотношения объемов паровой и жидкой фаз.

При испарении топлива его компоненты, обладающие более высоким давлением насыщения паров, легче переходят в газообразное состояние, чем компоненты, у которых давление насыщения паров при той же температуре меньше. Вследствие этого по мере испарения топлива жидкая фаза все более обедняется легкими фракциями, а паровая фаза все более ими обогащается. Обоеднение жидкой фазы легкоиспаряющимися фракциями будет тем больше,

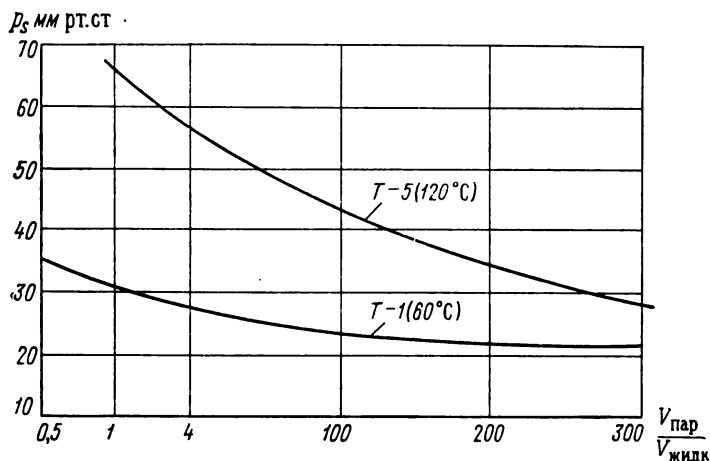


Рис. 1. 4. Зависимость давления насыщения паров дегазированных авиационных топлив в зависимости от соотношения паровой и жидкой фаз

чем больше объем паровой фазы по отношению к жидкой. По мере испарения легких фракций давление насыщения паров неиспарившегося топлива уменьшается. Изменение давления насыщения паров авиационных топлив в зависимости от соотношения паровой и жидкой фаз показано на рис. 1. 4.

При расчетах ЦНА, установленных в топливных системах самолетов, давление насыщения паров должно приниматься в зависимости от соотношения паровой и жидкой фаз, исходя из конкретных условий.

Все авиационные топлива способны растворять в себе (поглощать) значительное количество воздуха. Количество воздуха, растворенного в топливе, прямо пропорционально абсолютному давлению в баке и обратно пропорционально удельному весу, величине поверхностного натяжения и вязкости топлива. Кроме того, растворимость воздуха в топливе повышается при наличии в нем влаги.

При наборе самолетом высоты абсолютное давление в топливных баках самолета уменьшается. Вследствие этого уменьшается

также (при прочих равных условиях) количество воздуха, которое может быть растворено в топливе. Образующийся излишек воздуха, растворенного в топливе, начинает выделяться в надтопливное пространство.

Присутствие в топливе растворенного воздуха влияет на давление насыщения паров. Уменьшение количества воздуха, растворенного в топливе, ведет к уменьшению давления насыщения паров.

Таблица 1.1

Давления насыщения паров стандартных недегазированных и дегазированных топлив в зависимости от температуры
($v_{\text{пар}}/v_{\text{жид}} = 1/4$)

°C	Недегазированные топлива			Дегазированные топлива		
	T-1	ТС-1	T-5	T-1	ТС-1	T-5
0	25	—	5	3	—	—
20	31	40	10	7	—	—
38	40	—	—	17	14	—
60	60	86	20	28	37	6
80	89	139	30	71	80	14
100	157	231	50	132	157	30
120	—	382	75	238	287	57
140	429	618	130	—	490	101
160	674	969	200	649	800	174
180	1046	1472	340	1008	1235	282
200	1527	—	—	1475	1889	461

Вскипание движущейся в трубопроводе или по поверхности твердого тела жидкости в результате местного понижения давления до давления, соответствующего давлению насыщения паров, с последующей конденсацией паро-газовых пузырьков в зоне повышенного давления называется кавитацией. В ЦНА явление кавитации чаще всего наблюдается во всасывающих патрубках при входе потока на лопатки рабочего колеса и в проточной части рабочих колес.

На рис. 1.5 показано распределение давления на лопатке рабочего колеса насоса. Давление в точке разветвления потока (точка А) за счет преобразования кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления больше, чем давление p на входе. При обтекании входной кромки лопатки струйки жидкости изгибаются. При этом на частицы жидкости действуют центробежные силы, стремящиеся оторвать их от лопатки и приводящие к сильному понижению давления в точках В и С. Кроме точки С на тыльной стороне лопатки имеется еще и второй минимум давления в точке Д. Давление в точке С, как правило, меньше, чем в точке Д. Но так как зона пониженного давления в точке С очень мала и жидкость проходит эту зону за очень малый промежуток

времени, то за минимальное давление на входе в лопатку рабочего колеса обычно принимается давление в точке D .

Потребное давление на входе в насос определяется минимальным абсолютным давлением $p_{\min}$, возникающим при входе потока на лопатку рабочего колеса (в точке D). Это давление должно быть больше давления p_s насыщения пара жидкости. В противном случае произойдет вскипание движущейся в насосе жидкости. Образующиеся в области пониженного давления пузырьки пара увлекаются потоком в область повышенного давления, поэтому по мере продвижения пузырька давление окружающей его жидкости воз-

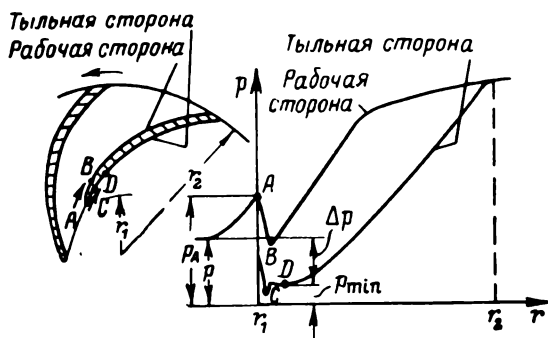


Рис. 1.5. Распределение давления по лопатке рабочего колеса насоса

растает. Давление же внутри пузырька остается равным давлению насыщения пара. В результате этого частицы жидкости при конденсации движутся ускоренно по направлению к центру пузырька. При полной конденсации происходит столкновение частиц жидкости между собой, которое сопровождается мгновенным местным повышением давления — гидроударом. Наложение большого числа таких ударов, а их происходит несколько сотен в секунду, приводит к появлению характерного шума, присущего кавитации.

Необходимо отметить, что так как топлива являются многокомпонентными жидкостями, при повышении давления конденсируются вначале пары более тяжелых фракций, затем более легких. Поэтому весь процесс конденсации пузырьков идет менее интенсивно, чем для однокомпонентных жидкостей, без сильных гидроударов.

В насосах различают две стадии кавитации: начальную и развитую. Начальная стадия, ограниченная небольшой областью (местная кавитация) на входе в лопатки рабочего колеса, не сказывается заметно на производительности, напоре и КПД насоса. Кавитация более развитая приводит к резкому уменьшению напора, мощности и КПД насоса, а затем и к полному срыву его работы. При длительной работе насосов на кавитационном режиме наблюдается эрозионное разрушение элементов проточной части насоса.

Для нормальной, бескавитационной работы насоса давление на входе в насос должно быть больше, чем давление $p_{\min}$ в точке D на величину Δp необходимого кавитационного запаса давления.

Высотность насосов I и II ступени подкачки топлива

Рассмотрим элементарную топливную систему самолета с подачей топлива к подкачивающему насосу двигателя¹ (к насосу II ступени подкачки) самотеком (рис. 1.6).

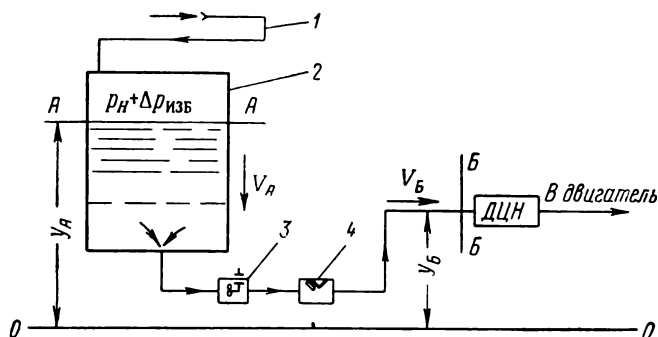


Рис. 1.6. Схема элементарной топливной системы самолета с подачей топлива к подкачивающему насосу двигателя самотеком:

1—трубопровод наддува бака; 2—топливный бак; 3—датчик расхода топлива; 4—перекрывной пожарный кран

Рассматривая сечения $A-A$ и $B-B$, можно для этих сечений записать уравнение Бернулли:

$$p_h + \Delta p_{изб} + y_A \gamma_T = p_{\min} + \Delta p + y_B \gamma_T + \frac{\gamma_T v_B^2}{2g} + \Delta p_r \pm \Delta p_{ин}, \quad (1.1)$$

где p_h — атмосферное давление;

$\Delta p_{изб}$ — избыточный наддув топливного бака;

Δp_r — потери напора за счет гидравлических сопротивлений;

$\Delta p_{ин}$ — инерционные потери напора;

v_B — скорость топлива в сечении $B-B$;

y_A, y_B — высоты расположения сечений $A-A$ и $B-B$ над плоскостью отсчета $0-0$;

γ_T — удельный вес топлива;

g — ускорение силы тяжести.

¹ Подкачивающий двигательный центробежный насос (ДЦН) выполняется с приводом от коробки приводов двигателя и служит для создания необходимого подпора на входе в высоконапорные насосы-регуляторы (или форсажные насосы), подающие топливо в форсунки. На некоторых типах авиационных двигателей подкачивающий насос может быть объемного типа или вообще отсутствовать.

² Скоростью снижения уровня топлива в баке v_A пренебрегаем.

Решая уравнение (1.1) относительно $\Delta p_{изб}$, получим

$$\Delta p_{изб} = p_{min} + \Delta p + \Delta p_r \pm \Delta p_{ин} - \gamma_T (y_A - y_B) - p_h + \frac{\gamma_T v_B^2}{2g}. \quad (1.2)$$

Из рассмотрения уравнения (1.2) видно, что основными факторами, определяющими величину потребного избыточного надува топливных баков $\Delta p_{изб}$, являются:

- давление насыщения паров топлива $p_s < p_{min}$;
- необходимый кавитационный запас давления Δp ;
- гидравлические и инерционные потери напора $\Delta p_r, \Delta p_{ин}$;
- атмосферное давление, определяемое максимальной высотой полета.

Давление насыщения паров топлива p_s определяется температурой топлива в баке, величина потребного кавитационного запаса давления на входе в насос — его конструкцией, а гидравлические и инерционные потери напора — характеристиками топливной магистрали между топливным баком и подкачивающим насосом двигателя.

Потери напора за счет гидравлических сопротивлений

$$\Delta p_r = \Delta p_{тр} + \Delta p_m, \quad (1.3)$$

где $\Delta p_{тр}$ — потери напора за счет сопротивления трения;

Δp_m — потери напора за счет местных сопротивлений.

Потери напора за счет сопротивления трения

$$\Delta p_{тр} = \frac{l \gamma_T v^2}{d \cdot 2g} \lambda_{тр}, \quad (1.4)$$

где $\lambda_{тр}$ — коэффициент сопротивления трения;

l — длина трубопровода;

d — диаметр трубопровода;

v — средняя скорость.

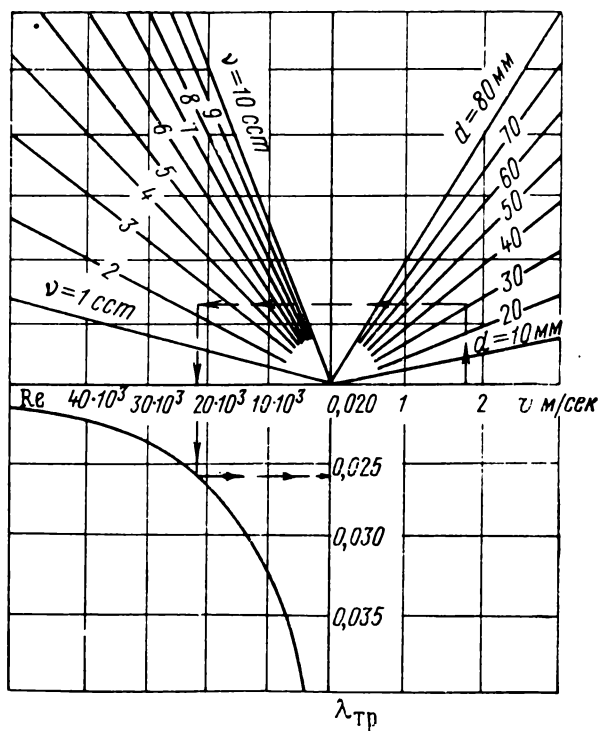
Коэффициент сопротивления $\lambda_{тр}$ зависит от режима потока топлива, определяемого числом Рейнольдса, и шероховатости трубопровода. При значениях $Re = 3000 \div 10^5$, что наиболее часто имеет место в топливных системах, коэффициент сопротивления трения для самолетных топливных трубопроводов

$$\lambda_{тр} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (1.5)$$

На рис. 1.7 представлена номограмма для определения коэффициента сопротивления трения гладких трубопроводов, рассчитанная по формуле (1.5). Для определения вязкости стандартных авиационных топлив в зависимости от температуры можно пользоваться табл. 1.2.

Коэффициенты кинематической вязкости авиационных топлив (сст)

$t \text{ } ^\circ\text{C}$	T-1	TC-1	T-2	T-4	T-5	T-6	Б-70
-60	31,5	11,8	9,60	—	—	—	3,20
-50	14,93	7,92	4,76	5,11	98,0	—	2,00
-40	8,59	5,15	4,41	3,76	43,5	52,0	1,75
-20	4,13	2,82	2,13	2,14	14,5	15,0	1,30
0	2,47	1,82	1,47	1,53	6,8	6,4	0,90
20	1,63	1,27	1,13	1,08	3,8	3,6	0,69
40	1,21	0,99	0,89	0,96	2,51	2,3	0,58
60	0,92	0,81	0,73	0,81	1,73	1,7	0,50
80	0,75	0,69	—	—	1,28	1,25	0,39
100	0,64	0,56	—	—	0,97	1,0	0,33
120	0,54	0,49	—	—	0,73	0,8	0,29
140	0,46	0,43	—	—	0,64	0,7	0,26
150	0,45	0,42	—	—	0,59	—	0,25

Рис. 1.7. Номограмма для определения коэффициента сопротивления трения λ гладких трубопроводов

Для гибких шлангов коэффициент сопротивления трения $\lambda_{\text{гибк.шл}}$ больше, чем для жестких трубопроводов. В практических расчетах принимают $\lambda_{\text{гибк.шл}} = 1,3 \lambda$.

Потери напора за счет местных сопротивлений арматуры трубопроводов и агрегатов определяются по формуле:

$$\Delta p_m = \sum \xi_m \frac{\gamma_T v^2}{2g}, \quad (1.6)$$

где ξ_m — коэффициент местного сопротивления определяется, главным образом, экспериментально.

Ориентировочно значения коэффициентов местных сопротивлений, наиболее часто встречающихся при расчете высотности ЦНА II ступени подкачки, представлены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Коэффициенты местных сопротивлений элементов топливных магистралей

Элементы	ξ_m
Пожарный кран	0,8—1,5
Датчик расходомера топлива	5,0—10,0
Обратный клапан	1,5—2,0
Соединение дюритовое	0,2—0,3
Колено под углом 90° с плавным поворотом	0,2—0,4
Вход из бака в трубопровод	1,0

Анализируя уравнения (1.3), (1.4), (1.6), можно написать, что

$$\Delta p_r = \left(\lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d} + \sum \xi_m \right) \frac{\gamma_T v^2}{2g} = \sum \xi \frac{\gamma_T v^2}{2g}, \quad (1.7)$$

где $\Sigma \xi$ — суммарный коэффициент гидравлического сопротивления всей магистрали.

По этому уравнению построен график (рис. 1.8), устанавливающий зависимость динамического давления $\frac{\Delta p_r}{\Sigma \xi} = f(v)$ для различных значений γ_T . Величина γ_T находится из табл. 1.4.

Из графиков (см. рис. 1.8) видно, что при скорости в трубопроводе 1 м/сек ($\gamma = 0,80$) динамическое давление $\frac{\Delta p_r}{\xi} = 40,7$, при скорости 2,5 м/сек и 5 м/сек динамическое давление будет соответственно составлять $\frac{\Delta p_r}{\Sigma \xi} = 254$ и $\frac{\Delta p_r}{\Sigma \xi} = 1020$. Приведенные выкладки объясняют, почему в топливных системах самолетов оптимальными считаются скорости $v = 2 \div 3$ м/сек.

Инерционные потери напора определяются массовыми силами инерции в топливной магистрали, возникающими при движении

самолета с ускорением. Инерционные потери напора для некоторого участка трубопровода выражаются отношением инерционной силы $m_T j$ к площади проходного сечения топливного трубопровода f :

$$\Delta p_{ин} = \frac{m_T j}{f} = \frac{G_T j}{g f} = \frac{G_T \cdot n_n}{f}, \quad (1.8)$$

где m_T — масса топлива, $m_T = \frac{G_T}{g}$;

n_n — коэффициент перегрузки,

$$n_n = \frac{j}{g};$$

G_T — вес топлива.

Заменяя вес топлива через объем S и удельный вес γ_T , получим

$$G_T = S \cdot \gamma_T$$

Таблица 1.4

Удельный вес авиационных топлив
(кг/м³)

t °C	T-1	TC-1	T-2	T-4	T-5	Б-70
—60	880	835	827	829	904	825
—40	865	821	812	815	890	807
—20	849	807	797	801	876	789
0	835	791	782	787	862	771
20	820	776	767	772	848	753
40	809	762	752	758	834	735
60	794	746	737	744	820	717
80	782	730	723	730	807	699
100	767	718	709	716	793	681
120	751	704	695	702	780	660
140	739	690	681	684	765	639
160	720	673	667	672	751	617
180	703	659	653	660	736	594
200	681	645	639	646	722	570

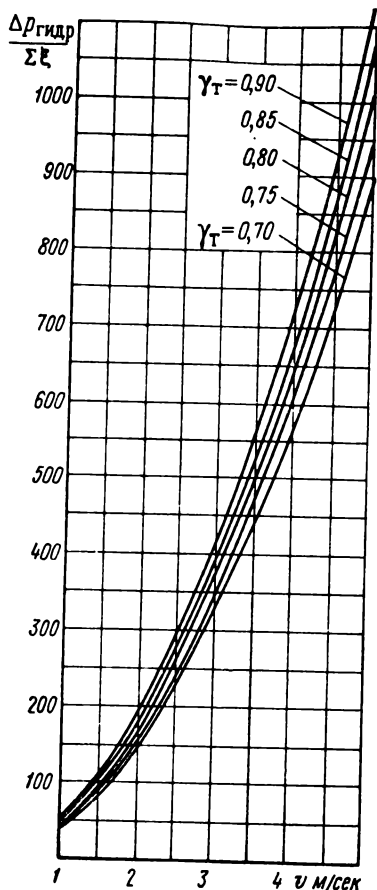


Рис. 1.8. Зависимость динамического давления $\Delta p/\Sigma \xi$ от скорости при различных значениях удельного веса топлива γ_T

и, представляя объем через длину l и площадь проходного сечения трубопровода f , запишем

$$S = l f.$$

Окончательно

$$\Delta p_{ин} = \frac{n_n G_T}{f} = \frac{n_n S \gamma_T}{f} = \gamma_T n_n l. \quad (1.9)$$

Инерционные потери напора для всей магистрали подачи топлива к двигателям записываются в виде:

$$\Delta p_{ин} = \Delta p_{ин}^x + \Delta p_{ин}^y + \Delta p_{ин}^z = \gamma_T (n_x \sum l_x + n_y \sum l_y + n_z \sum l_z), \quad (1.10)$$

где $\sum l_x, \sum l_y, \sum l_z$ — суммарные проекции на оси x, y, z всей длины магистрали, получаемые с учетом направления движения топлива.

Значения коэффициентов перегрузки определяются из аэродинамического расчета самолета.

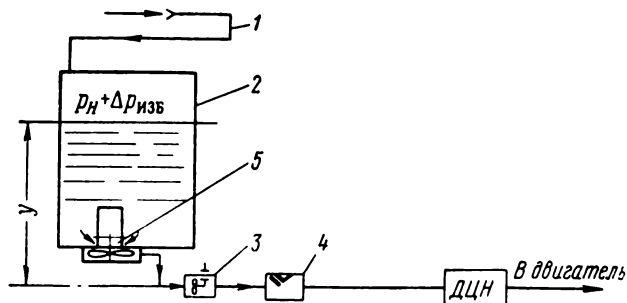


Рис. 1.9. Топливная система самолета с подачей топлива к ДЦН насосом I ступени подкачки топлива:

1 — трубопровод наддува бака; 2 — топливный бак; 3 — датчик расхода топлива; 4 — переключатель пожарной безопасности; 5 — насос I ступени подкачки топлива

Из уравнения (1.2) видно, что чем больше потери напора за счет гидравлического сопротивления и массовых сил инерции в магистрали, соединяющей топливный бак с подкачивающим насосом двигателя, тем больше потребная величина избыточного наддува бака. Повышение величины наддува топливных баков ведет к увеличению их веса, а следовательно, и веса самолета и уменьшению его радиуса действия. Для снижения величины потребного избыточного наддува топливного бака в нем устанавливается подкачивающий насос, который получил название первой ступени подкачки (рис. 1.9). Для такой схемы уравнение (1.2) принимает вид:

$$\Delta p_{изб} = p_{min} + \Delta p + \frac{\gamma_T v_0^2}{2g} \pm y \gamma_T - p_h, \quad (1.11)$$

где v_0 — средняя скорость потока на входе в насос I ступени подкачки.

При выходе из строя насоса I ступени подкачки (аварийный случай) подача топлива в насос II ступени подкачки происходит под действием столба топлива и давления наддува в расходном баке. Для обеспечения потребного абсолютного давления на входе

в насос I ступени подкачки обычно приходится авиадвигатель переводить на режим с меньшими расходами топлива, а если этого оказывается недостаточно — уменьшать высоту полета. Необходимая высота снижения определяется по уравнению (1.12), которое трудно вывести из уравнений (1.1), (1.7):

$$p_h = \frac{\gamma_{\tau} Q_{\text{дв}}^2}{2g f^2} \left(1 + \sum \xi \right) + p_{\text{min}} + \Delta p - \gamma_{\tau} (y_A - y_B) \pm \Delta p_{\text{ин}} - \Delta p_{\text{изб}}, \quad (1.12)$$

где $Q_{\text{дв}}$ — подача топлива в двигатели на аварийном режиме;
 f — расчетная площадь трубопровода, соединяющего расходный бак с двигателем.

Необходимо учитывать, что при выходе из строя насоса I ступени подкачки к гидравлическим сопротивлениям магистрали, соединяющей насосы I и II ступеней подкачки, надо добавить дополнительное гидравлическое сопротивление, возникающее при протекании топлива через неработающий насос.

При отказе в работе насоса I ступени подкачки и системы наддува расходного бака высота, до которой необходимо снизиться, чтобы обеспечить нормальную бескавитационную работу насоса II ступени подкачки, определяется по уравнению

$$p_h = \frac{\gamma_{\tau} Q_{\text{дв}}^2}{2g f^2} \left(1 + \sum \xi \right) + p_{\text{min}} + \Delta p - \gamma_{\tau} (y_A - y_B) \pm p_{\text{ин}}. \quad (1.13)$$

Выбор характеристик ЦНА I ступени подкачки топлива

Одной из основных характеристик центробежного насоса является зависимость величины напора от подачи. Для определения зависимости между этими величинами рассмотрим движение жидкости в рабочем колесе насоса. В простейшем случае можно считать, что частицы жидкости движутся относительно рабочего колеса и вместе с рабочим колесом совершают вращательное движение. Движение жидкости относительно рабочего колеса будем называть относительным, а вращательное движение жидкости вместе с рабочим колесом — переносным. Абсолютная скорость движения жидкости u , т. е. движение ее относительно неподвижного корпуса насоса, определяется геометрическим сложением скорости относительного движения w и скорости переносного движения u (рис. 1.10).

Представим себе, что колесо неподвижно, а жидкость движется между его

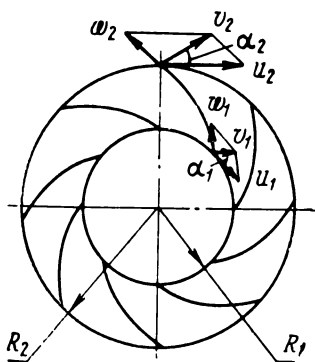


Рис. 1.10. Треугольники скоростей при движении жидкости в рабочем колесе

лопастями с теми же относительными скоростями, как и при вращении колеса. Тогда энергия 1 кг жидкости будет:

а) при входе $p_1/\gamma + w_1^2/2g$;

б) на выходе $p_2/\gamma + w_2^2/2g$.

Если не учитывать потери энергии при движении, то

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g}.$$

Когда же колесо вращается, то жидкость, двигаясь между лопастями, и вращаясь вместе с ними, приобретает дополнительную энергию, равную работе L центробежной силы, т. е.

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} + L. \quad (1.14)$$

При перемещении 1 кг жидкости между лопастями на бесконечно малое расстояние dr элементарная работа центробежной силы

$$dL = p \cdot dr = \frac{\omega_r^2}{g} dr, \quad (1.15)$$

где ω — угловая скорость вращения колеса.

Полная работа центробежной силы при перемещении 1 кг жидкости с окружности радиусом r_1 на входе на окружность радиусом r_2 на выходе из колеса

$$L = \int_{r_1}^{r_2} \frac{\omega^2}{g} r dr = \frac{\omega^2 r_2^2 - \omega^2 r_1^2}{2g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}. \quad (1.16)$$

Вводя это значение работы L в уравнение 1.14, получим

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}. \quad (1.17)$$

Но из параллелограммов скоростей (см. рис. 1.10) следует:

$$w_1^2 = v_1^2 + u_1^2 - 2v_1u_1 \cos \alpha_1,$$

$$w_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2v_2u_2 \cos \alpha_2.$$

Подставляя значения w_1^2 и w_2^2 в уравнение (1.17), после преобразования получим

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{v_2u_2 \cos \alpha_2 - v_1u_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (1.18)$$

Левая часть уравнения представляет собой полный теоретический напор, поэтому окончательно получим

$$H_{\tau\infty} = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2 - v_1 u_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (1.19)$$

Уравнение (1.19) является выражением для теоретического напора, развиваемого центробежным насосом с бесконечно большим числом лопаток.

Учитывая, что $v_2 \cos \alpha_2 = v_{2u}$ и $v_1 \cos \alpha_1 = v_{1u}$ (рис. 1.10), получим

$$H_{\tau\infty} = \frac{v_{2u} u_2 - v_{1u} u_1}{g}. \quad (1.20)$$

При подводе жидкости к рабочему колесу без закрутки ($v_{1u} = 0$)

$$H_{\tau\infty} = \frac{v_{2u} u_2}{g}. \quad (1.21)$$

Из рассмотрения треугольников скоростей (см. рис. 1.10) видно, что

$$v_{2u} = u_2 - v_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2, \quad (1.22)$$

где v_{2m} — меридианная составляющая абсолютной скорости на выходе потока из лопатки;

β_2 — угол между касательной к лопатке и касательной к окружности на выходе из лопатки.

Но так как жидкость выходит из рабочего колеса через цилиндрическую поверхность площадью

$$f_2 = 2\pi r_2 b_2 \mu_2, \quad (1.23)$$

где b_2 — ширина канала рабочего колеса на выходе;

μ_2 — коэффициент расхода на выходе из рабочего колеса, то можем записать:

$$v_{2m} = \frac{Q}{2\pi r_2 b_2 \mu_2}, \quad (1.24)$$

где Q — подача насоса. Тогда уравнение (1.22) примет вид:

$$v_{2u} = u_2 - v_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2 = u_2 - \frac{\operatorname{ctg} \beta_2 Q}{2\pi r_2 b_2 \mu_2}. \quad (1.25)$$

Подставляя значение v_{2u} в уравнение (1.21), получим

$$H_{\tau\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{g 2\pi r_2 b_2 \mu_2} Q. \quad (1.26)$$

Из уравнения (1.26) видно, что эта зависимость $H_{\tau\infty}$ от Q линейна (рис. 1.11). При подаче, равной нулю:

$$H_{\tau\infty} = \frac{u_2^2}{g}. \quad (1.27)$$

Действительный напор H , создаваемый насосом, меньше теоретического $H_{T\infty}$ из-за потерь от гидравлических сопротивлений внутри насоса и конечного числа лопастей рабочего колеса. Поэтому для действительного напора расчетная формула имеет вид:

$$H = \frac{\eta_r}{1 + K_n} \left(\frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2^2 \operatorname{ctg} \beta_2}{g 2\pi r_2 b_2} \cdot Q \right), \quad (1.28)$$

где η_r — гидравлический КПД, зависящий от конструкции насоса;
 K_n — коэффициент, учитывающий конечное число лопаток.

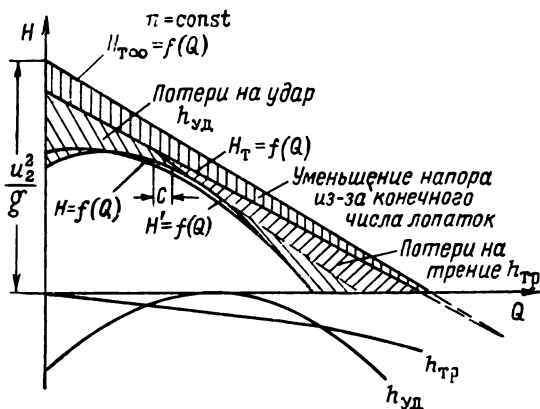


Рис. 1.11. Характеристика центробежного насоса

Коэффициент K_n может быть определен по формуле акад. Г. Ф. Проскуры:

$$K_n = \frac{1,2(1 + \sin \beta_2)}{z \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}, \quad (1.29)$$

где z — число лопаток рабочего колеса;
 D_1, D_2 — внутренний и внешний диаметры рабочего колеса.

При конечном числе лопаток зависимость теоретического напора от подачи насоса $H_T = f(Q)$ тоже меняется по линейному закону (см. рис. 1.11).

Гидравлические потери напора делятся на две группы: потери трения $h_{тр}$ в проточной части насоса, включая потери на преобразование скоростного напора в давление, и потери на удар при входе в рабочее колесо и в отвод $h_{уд}$.

Потери на трение в первом приближении пропорциональны квадрату скорости жидкости и, следовательно, квадрату расхода:

$$h_{тр} = A Q^2, \quad (1.30)$$

где A — коэффициент пропорциональности.

Потери на удар обычно наблюдаются на нерасчетных режимах работы насоса. Потери на удар при входе в насос объясняются отрывом потока от лопатки с образованием мертвой зоны, заполненной вихрями, а при выходе из рабочего колеса в отвод объясняются разными скоростями потоков: вытекающего из рабочего колеса и текущего по отводу. Вычтя из ординат напора $H_T = f(Q)$ ординаты потерь на трение и удар, получим кривую $H' = f(Q)$, выражающую зависимость действительного напора от расхода жидкости через рабочее колесо без учета объемных потерь. Для получения окончательной характеристики центробежного насоса необходимо учесть и объемные потери η_0 , которые определяются утечками и перетеканиями через зазоры и щели внутри насоса. Учет объемных потерь (см. рис. 1.11) приводит к сдвигу кривой $H' = f(Q)$ влево на величину утечек s .

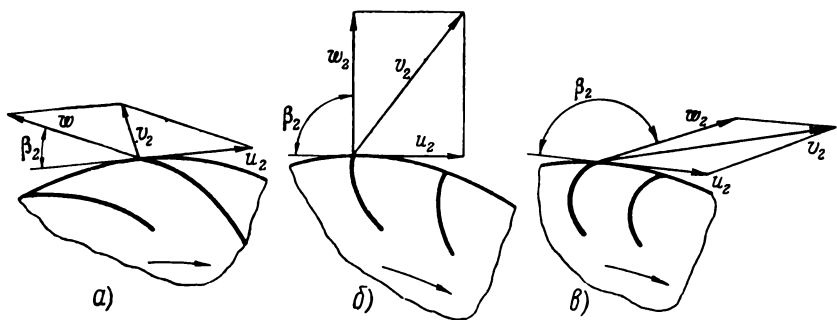


Рис. 1.12. Треугольники скоростей выхода при различных формах лопаток рабочего колеса

Механические потери в насосе — η_m складываются из потерь на дисковое трение и потерь на трение в манжетах, уплотнениях и подшипниках. Общий КПД насоса

$$\eta = \eta_r \eta_0 \eta_m. \quad (1.31)$$

Мощность, потребляемая насосом, определяется уравнением:

$$N = \frac{Q \gamma H}{75 \eta}. \quad (1.32)$$

Большое влияние на характеристики насоса оказывает угол β_2 между касательной к внешней окружности и касательной к лопасти рабочего колеса на выходе. Различают рабочие колеса с углом $\beta_2 < 90^\circ$, $\beta_2 = 90^\circ$ и $\beta_2 > 90^\circ$ (рис. 1.12).

Из уравнения (1.26) следует, что при рабочем колесе с радиальным выходом $\beta_2 = 90^\circ$ (рис. 1.12, б)

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g}. \quad (1.33)$$

При лопасти, загнутой вперед по направлению вращения, $\beta_2 > 90^\circ$ (рис. 1.12, в)

$$H_{T\infty} > \frac{u_2^2}{g}. \quad (1.33')$$

При лопасти, отогнутой назад, $\beta_2 < 90^\circ$ (рис. 1.12, а)

$$H_{T\infty} < \frac{u_2^2}{g}. \quad (1.33'')$$

Из полученных зависимостей следует, что с ростом угла β_2 величина $H_{T\infty}$ возрастает. Однако вместе с этим увеличивается и скорость выхода жидкости из рабочего колеса, т. е. увеличивается кинетическая энергия жидкости.

Из приведенных на рис. 1.12 планов скоростей видно, что с ростом β_2 увеличивается вектор скорости v_2 и, следовательно, возрастает динамический напор, а роль статического напора в создании $H_{T\infty}$ падает. Об этом свидетельствуют и следующие данные: при угле $\beta_2 = 15^\circ$ теоретический напор $H_{T\infty}$ на 75% создается за счет статического напора; при $\beta_2 = 90^\circ$ одна половина $H_{T\infty}$ создается за счет статического напора, другая — за счет динамического; при угле же $\beta_2 = 150^\circ$ в создании величины $H_{T\infty}$ статический напор участвует лишь на 30%.

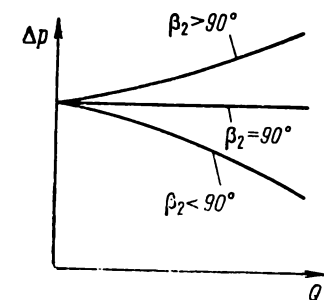


Рис. 1.13. Характеристика центробежного насоса для различных форм лопаток рабочего колеса

Чтобы частично превратить кинетическую энергию жидкости на выходе из колеса в потенциальную, приходится применять специальные конструкции отводов, что связано с большими гидравлическими потерями. Кроме того, у рабочих колес с радиальными и изогнутыми вперед лопатками канал между лопатками получается коротким и с большим углом расширения, что также увеличивает гидравлические потери.

Характер изменения напорной характеристики насоса $H=f(Q)$ в зависимости от угла установки лопатки на выходе показан на рис. 1.13.

Уравнение (1.28) можно выразить в следующем виде:

$$\Delta p_H = \frac{\eta_r \cdot \gamma}{1 + K_n} \left(\frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cdot \text{ctg } \beta_2 Q}{g 2\pi r_2 b_2 u_2} \right), \quad (1.34)$$

где γ — удельный вес рабочей жидкости;
 Δp_H — перепад давлений, создаваемый насосом.

Как видно из уравнения 1.34, перепад давлений на насосе прямо пропорционален изменению удельного веса рабочей жидкости. Этот

фактор необходимо учитывать при расчете потребного перепада давлений на насосах I и II ступеней подкачки, так как удельный вес авиационных топлив (см. табл. 1.4) существенно меняется в зависимости от сорта топлива и его температуры.

Анализируя уравнения (1.2), (1.7), (1.11), (1.12), можно написать уравнение, выражающее зависимость между потребным перепадом давлений на насосе I ступени подкачки топлива и его подачей:

$$\Delta p_n = \frac{\gamma_T Q_{дв}^2}{2gf^2} \left(1 + \sum \xi \right) - p_h + (p_{min} + \Delta p \pm \Delta p_{ин} - \Delta p_{изб} - \gamma \gamma_T). \quad (1.35)$$

Минимально допустимое давление в насосе II ступени подкачки p_{min} , потребный кавитационный запас давления для насоса II ступени подкачки Δp , инерционные потери давления в трубопроводе, соединяющем насосы I и II ступеней подкачки $\Delta p_{ин}$, избыточный наддув топливного бака $\Delta p_{изб}$ и давление столба топлива в баке $\gamma \gamma_T$ для прикидочных расчетов можно принять постоянными независимо от подачи топлива в двигателя и высоты полета.

Тогда уравнение (1.35) можно записать в виде:

$$\Delta p_n = \frac{\gamma_T Q_{дв}^2}{2g \cdot f^2} \left(1 + \sum \xi \right) - p_h + B, \quad (1.36)$$

где

$$B = p_{min} + \Delta p \pm \Delta p_{ин} - \Delta p_{изб} - \gamma \gamma_T.$$

На рис. 1.14 показана потребная подача топлива в ТРД на форсажном режиме в зависимости от скорости и высоты полета при определенном удельном весе топлива. Если на эти характеристики ТРД нанести ограничения самолета по скорости, то можно построить кривую (рис. 1.15), выражающую зависимость максимального расхода топлива ТРД от высоты полета. Вычтя из ординат квадратичной параболы

$$\Delta p' = \frac{\gamma_T Q_{дв}^2}{2gf^2} \left(1 + \sum \xi \right)$$

ординаты кривой $Q_{дв} = f(p_h)$ и сдвинув полученную характеристику вверх на величину B , получим кривую $\Delta p_n = f(Q)$, выражающую зависимость потребного перепада давлений на насосе I ступени подкачки топлива от его подачи.

На рис. 1.16 нанесена зависимость потребного перепада давлений на насосе I-ступени подкачки топлива от его подачи и характеристики центробежных насосов при $\beta_2 > 90^\circ$ и $\beta_2 < 90^\circ$. Анализируя характеристики, приведенные на рис. 1.16, можно сделать вывод, что при максимальных подачах более экономичным представляется насос, имеющий $\beta_2 < 90^\circ$. Так как подкачивающие насосы большую часть времени работают при частичных нагрузках и только в начале набора самолетом высоты подача насоса достигает макси-

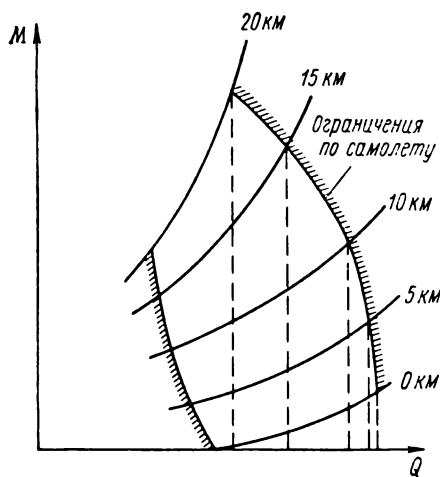


Рис. 1.14. Расход топлива ТРД на форсажном режиме в зависимости от скорости (M) и высоты полета

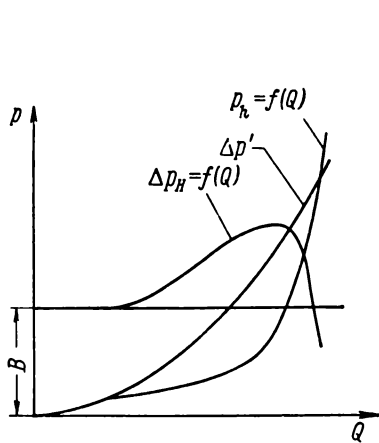


Рис. 1.15. Построение потребной характеристики $\Delta p_h = f(Q)$ насоса I ступени подкачки

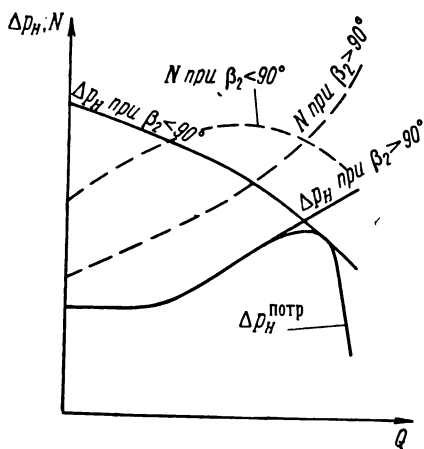


Рис. 1.16. Сравнение характеристик центробежного насоса при различных формах лопаток рабочего колеса с потребной характеристикой насоса I ступени подкачки

мума, то применение в насосах подкачки $\beta_2 > 90^\circ$ позволяет уменьшить потребляемую мощность на частичных нагрузках.

Необходимо отметить, что применение насосов с $\beta_2 > 90^\circ$ позволяет уменьшить величину максимального давления в напорной магистрали, что в некоторых случаях, например, при наличии прочностных ограничений является очень ценным.

При определении величины $p_{\min} > p_s$, входящей в уравнение (1.35), необходимо учитывать нагрев топлива в насосе I ступени подкачки. Подогрев топлива в насосе определяется по формуле

$$\Delta t = \frac{A_{\tau} N (1 - \eta)}{Q \cdot \gamma_{\tau} \cdot c_{\tau}}, \quad (1.37)$$

где c_{τ} — удельная теплоемкость топлива;

A_{τ} — тепловой эквивалент мощности.

При наличии на насосе II ступени подкачки линии перепуска, например, для охлаждения топливо-масляного радиатора ТРД (см. рис. 1.22), необходимо также учитывать и приращение температуры топлива на входе в насос II ступени подкачки из-за перепуска части топлива

$$\Delta t = \frac{(q_Q + Q_{\Pi} - q_Q) \cdot q_p}{Q \cdot \gamma_{\tau} \cdot c_{\tau}}, \quad (1.38)$$

где Q_{Π} — подача топлива в линии перепуска;

Q — подача топлива в ТРД;

$q_{Q+Q_{\Pi}}$ — тепловой эквивалент мощности при прокачке топлива в количестве $Q + Q_{\Pi}$, полученный в предположении, что вся мощность, затрачиваемая на привод агрегата, переходит в тепло и полностью передается топливу;

q_Q — тепловой эквивалент мощности, затрачиваемый на прокачку топлива в количестве Q ;

q_p — количество тепла, выделяемое топливо-масляным радиатором.

Вообще говоря, изменение подачи насоса может быть достигнуто изменением гидравлического сопротивления напорной магистрали — дросселированием (рис. 1.17, а) или изменением числа оборотов (рис. 1.17, б). При дросселировании существенно уменьшается КПД насоса, поэтому такой способ регулирования мало экономичен.

Изменение характеристик насоса при изменении оборотов рассмотрим более подробно. Если принять, что окружная скорость рабочего насоса на выходе

$$u_2 = \frac{\pi \cdot n}{30} r_2, \quad (1.39)$$

где n — число оборотов рабочего насоса в минуту, то, анализируя

уравнения (1.22), (1.24), (1.26), (1.31) и (1.32), нетрудно показать, что при изменении числа оборотов от n_1 до n_2

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} \cdot \frac{\eta_{02}}{\eta_{01}}, \quad (1.40)$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \cdot \frac{\eta_{r2}}{\eta_{r1}}, \quad (1.41)$$

$$N_2 \approx N_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \cdot \frac{\eta_{m1}}{\eta_{m2}}. \quad (1.42)$$

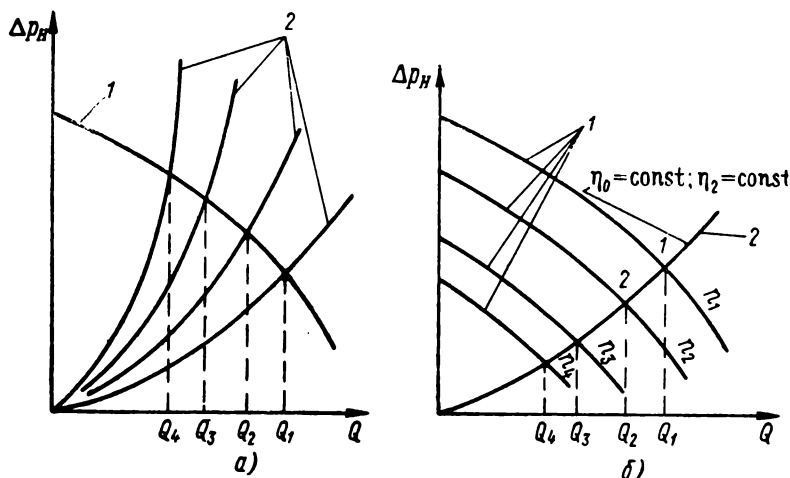


Рис. 1.17. Изменение подачи насоса дросселированием (а) напорной магистрали и изменением числа оборотов (б):

1—характеристика насоса; 2—характеристика напорной магистрали

На рис. 1.17, б показана характеристика центробежного насоса $H=f(Q)$ при $n_1=\text{const}$. Предположим, что насос работает на режиме 1 с объемным КПД η_{01} и гидравлическим КПД η_{r1} . Тогда при изменении оборотов с n_1 до n_2 и при условии $\eta_{02}=\eta_{01}=\text{const}$, $\eta_{r2}=\eta_{r1}=\text{const}$ рабочая точка 2 насоса определится из уравнения

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2} = \frac{Q_1^2}{Q_2^2} \quad (1.43)$$

или

$$\frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} = \frac{H}{Q^2} = a = \text{const}, \quad (1.44)$$

т. е. при любом изменении оборотов рабочего колеса режимы с постоянным объемным и гидравлическим КПД насоса будут лежать на кривой $H=aQ^2$, представляющей собой квадратичную параболу. Но так как характеристика напорного трубопровода, соединяющего

насосы I и II ступеней подкачки топлива, с достаточной степенью точности тоже представляет квадратичную параболу, то при регулировании напорной характеристики насоса изменением числа оборотов объемный и гидравлический КПД остаются постоянными.

Механический же КПД насоса, складывающийся из потерь на дисковое трение, на трение в манжетах и подшипниках, при изменении числа оборотов рабочего колеса будет переменным.

Мощность насоса пропорциональна третьей степени числа оборотов $N = an^3$.

Мощность, затрачиваемая на преодоление дискового трения, может быть определена по уравнению

$$N_d = a\gamma \left(\frac{n}{1000} \right)^3 D_2^5, \quad (1.45)$$

где a — коэффициент пропорциональности, т. е. мощность дискового трения пропорциональна третьей степени числа оборотов $N_d = bn^3$.

Мощность, затрачиваемая на трение в манжетах и подшипниках, пропорциональна первой степени числа оборотов $N_{тр} = cn$. Тогда

$$\begin{aligned} \eta_m &= \frac{N - N_d - N_{тр}}{N} = \\ &= \frac{an^3 - bn^3 - cn}{an^3} = 1 - A - \frac{A'}{n^2}, \end{aligned} \quad (1.46)$$

т. е. при уменьшении числа оборотов механический КПД насоса падает. Однако на полном КПД насоса это заметно сказывается только при очень малых оборотах.

Как мы видим, регулирование подачи насоса изменением числа оборотов рабочего колеса значительно экономичнее, чем регулирование дросселированием.

При выборе ЦНА необходимо учитывать также и влияние вязкости топлива на основные характеристики насоса, так как с увеличением вязкости топлива напор и КПД уменьшаются, а мощность, потребляемая насосом, увеличивается. Падение напора и увеличение потребляемой мощности происходит из-за увеличения дискового трения. Изменение характеристик конкретного центробежного насоса при изменении вязкости показано на рис. 1. 18.

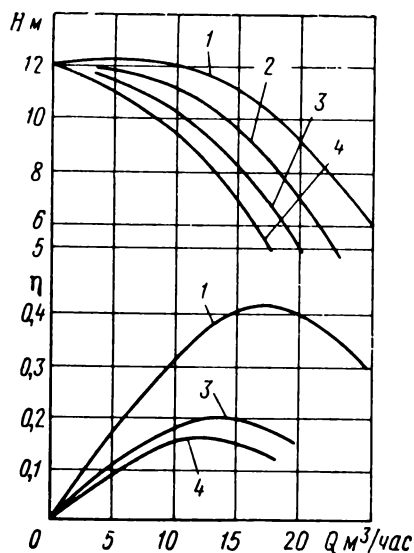


Рис. 1. 18. Изменение характеристики $H=f(Q)$ и $\eta=f(Q)$ конкретного центробежного насоса в зависимости от изменения коэффициента кинематической вязкости ν :

1— $\nu=1$ сст; 2— $\nu=55$ сст; 3— $\nu=90$ сст;
4— $\nu=160$ сст

Потери напора при увеличении вязкости с достаточной степенью точности ($\pm 5\%$) можно определить из уравнения

$$H = k_b \frac{v_n - v_c}{81 - (v_n - v_c)} Q, \quad (1.47)$$

где k_b — коэффициент реакции насоса на изменение вязкости;
 v_n, v_c — новое и старое значения вязкости топлива (сст).

Коэффициент реакции насоса на вязкость рабочей жидкости может быть найден, исходя из размеров рабочего колеса

$$k_b = 1,675 \frac{r}{R}, \quad (1.48)$$

где $r = r_2 - r_1$ — разность между внешним и внутренним радиусами рабочего колеса;

$R = \frac{f_2}{x}$ — отношение площади поперечного сечения проточной части на выходе из колеса к смоченному периметру этой площади,

КПД насоса при изменении вязкости

$$\eta_n = \eta_c \cdot \frac{\gamma_n}{\gamma_c} \cdot \frac{Q_n}{Q_c} \cdot \frac{H_n}{H_c}, \quad (1.49)$$

где γ_n, γ_c — новое и старое значения удельного веса топлива.

Особенно внимательно к влиянию вязкости на характеристики насоса стоит относиться на высокоскоростных самолетах, где изменение температуры топлива происходит в широком диапазоне. Так, например, при изменении температуры топлива Т-5 от -50°C до $+150^\circ\text{C}$ его вязкость уменьшается в 166 раз (см. табл. 1.2).

Обеспечение нормальной работы насоса I ступени подкачки в условиях действия перегрузок и состояния невесомости

Срыв в работе подкачивающего насоса приводит к остановке двигателя, поэтому обеспечение бесперебойной подачи топлива в двигатель самолета вне зависимости от условий полета является одним из основных требований, предъявляемых к подкачивающим насосам топливной системы. Нормальная работа насоса возможна только при непрерывном поступлении в него топлива, что при изменении положения зеркала топлива в баке при действии различных перегрузок во время полета можно обеспечить только при помощи специальных устройств.

Положение зеркала топлива в баке определяется расчетом равнодействующей F_c сил инерции и силы тяжести, приложенных к массе топлива. Как известно, зеркало топлива в баке будет перпендикулярно этому направлению. Если принять, что положительная ось x совпадает с продольной осью баков (со строительной горизонталью самолета) и направлена против скорости полета, а положительная ось y перпендикулярна оси x и направлена вниз

(рис. 1.19), то положение уровня топлива в баке, т. е. направление действия равнодействующей силы F_c рассчитывается по формуле

$$\varphi_T = \arctg \frac{n_y}{n_x}, \quad (1.50)$$

где n_y , n_x — составляющие перегрузки, действующие соответственно по осям y и x ;

φ_T — угол между направлением действия силы $n_x G_T$ и равнодействующей F_c .

Величина равнодействующей силы F_c может быть найдена из уравнения

$$F_c = G_T \sqrt{n_x^2 + n_y^2}, \quad (1.51)$$

где G_T — вес топлива в баке. Но так как ось x большей частью не совпадает со строительной горизонталью самолета, а составляет с ней угол, равный углу атаки самолета, то при определении положения зеркала топлива в баке необходимо вводить поправку на угол атаки

$$\alpha = \arctg \frac{v_y}{v_x}, \quad (1.52)$$

где v_y , v_x — скорость самолета по осям y и x .

Необходимо отметить, что уравнения (1.50) и (1.51) действительны только для установившегося режима и при условии, что движение самолета при эволюциях происходит только в одной вертикальной плоскости, т. е. составляющая перегрузка n_z , действующая по оси z , равна нулю.

Положение зеркала топлива в баке при действии различных сочетаний составляющих перегрузки n_x и n_y показано на рис. 1.19. В случаях 1, 2, 3, 4, 5 непрерывное поступление топлива в насос может быть обеспечено устройствами, схемы которых показаны на рис. 1.20, а в случаях 6, 7, 8 необходим специальный отсек отрицательных перегрузок, схема и работа которого показана на рис. 1.21.

При проектировании расходных баков и отсеков отрицательных перегрузок необходимо учитывать остатки незабираемого насосом топлива, которые определяются моментом прорыва воздуха (газа) во всасывающий патрубок насоса.

Известно, что при определенной высоте слоя топлива над насосом образуется воронка. Как только воронка достигает входа в насос, течение в нем переходит в двухфазное.

Критическая высота уровня топлива в баке $h_{кр}$, соответствующая началу двухфазного течения, зависит от диаметра входного патрубка насоса, подачи топлива и характера потока на входе в насос. При осесимметричном входе потока в насос критическая высота меньше, чем при входе с вращением, так как в последнем случае часть энергии потока затрачивается на его закрутку.

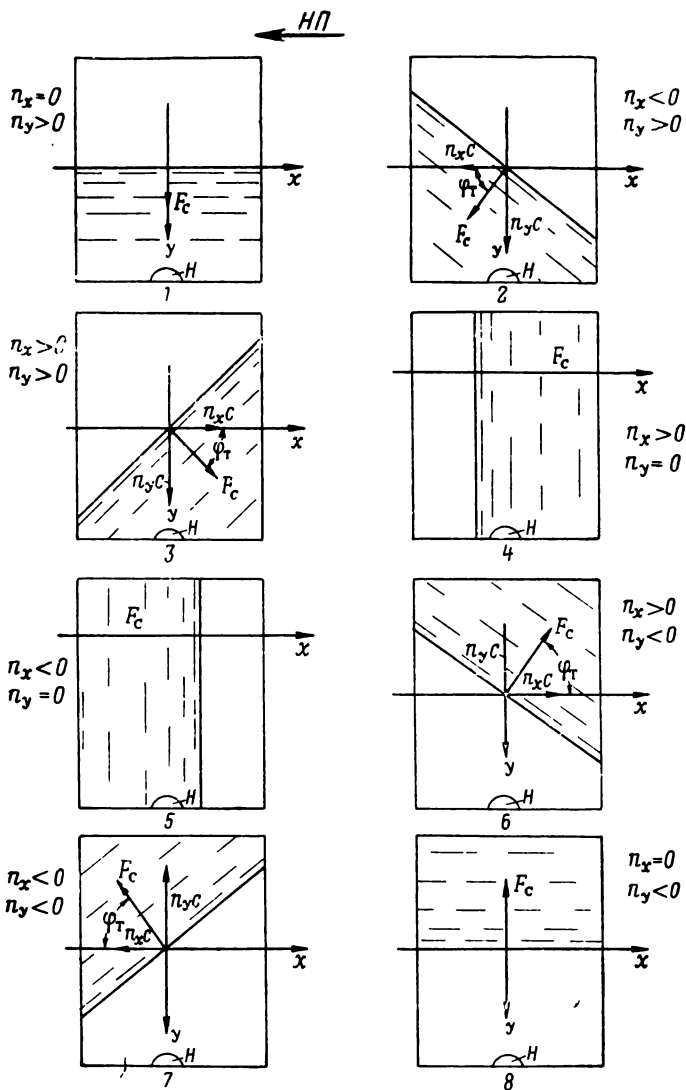


Рис. 1.19. Положение зеркала топлива в баке при действии различных сочетаний составляющих перегрузки n_x и n_y (H — насос)

Для снижения $y_{кр}$ у входа в заборный патрубок насоса устанавливают направляющие ребра, препятствующие закрутке потока.

Для случая осесимметричного истечения величина $y_{кр}$ может быть получена из уравнения

$$\frac{y_{кр}}{D_0} \approx 0,6 \left(\frac{v_0}{\sqrt{n_y \cdot D_0 \cdot g}} \right)^{2,3}, \quad (1.53)$$

где D_0 — диаметр входного патрубка насоса;

v_0 — средняя скорость во входном патрубке насоса.

На рис. 1.19 показаны все возможные сочетания составляющих перегрузки, кроме состояния невесомости, т. е. $n_x=0$, $n_y=0$, $n_z=0$, в этом случае топливо в баке будет находиться в неопределенном состоянии и в насос поступать не будет; насос будет работать в компрессорном режиме, нагнетая в напорную магистраль воздух. На некоторых типах авиационных двигателей, где автоматика двигателя связана с давлением в топливной системе, например, на некоторых типах ТВД, попадание воздуха в топливную систему приводит к остановке двигателя. На самолетах с ТРД попадание небольших количеств воздуха в напорную магистраль (до 3 л) большей частью не сопровождается прекращением топливоподачи — нормальная работа силовой установки восстанавливается после прохождения воздуха через агрегаты топливной системы. В связи с этим для некоторых топливных систем самолетов с ТРД допускается кратковременная работа на топливо-воздушной смеси. Схема такой топливной системы показана на рис. 1.21.

Увеличение времени работы отсека отрицательных перегрузок в условиях невесомости может быть достигнуто подсоединением к заборному штуцеру отсека сетчатого воздухоотделителя, обеспечивающего разделение топлива и воздуха. Эффект задержки воздуха перед сеткой обуславливается образованием между ее ячеек-

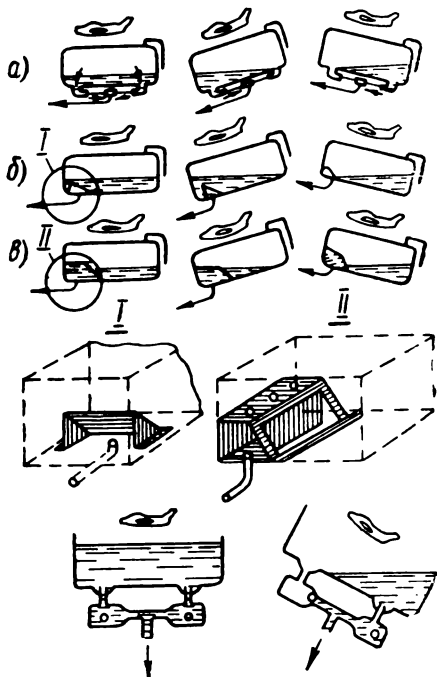


Рис. 1.20. Схемы устройств для бесперебойной подачи топлива из расходного бака к двигателю при эволюциях самолета

ками пленки поверхностного натяжения топлива. Прочность последней зависит от величины сил молекулярного сцепления топлива и размеров ячеек сетки. Воздух задерживается на поверхности сетки и в полость отсека отрицательных перегрузок не попадает, пока не будет выработано все топливо, прилегающее к сетке снаружи, и не начнется выработка объема топлива в самом воздухоотделителе и отсеке отрицательных перегрузок.

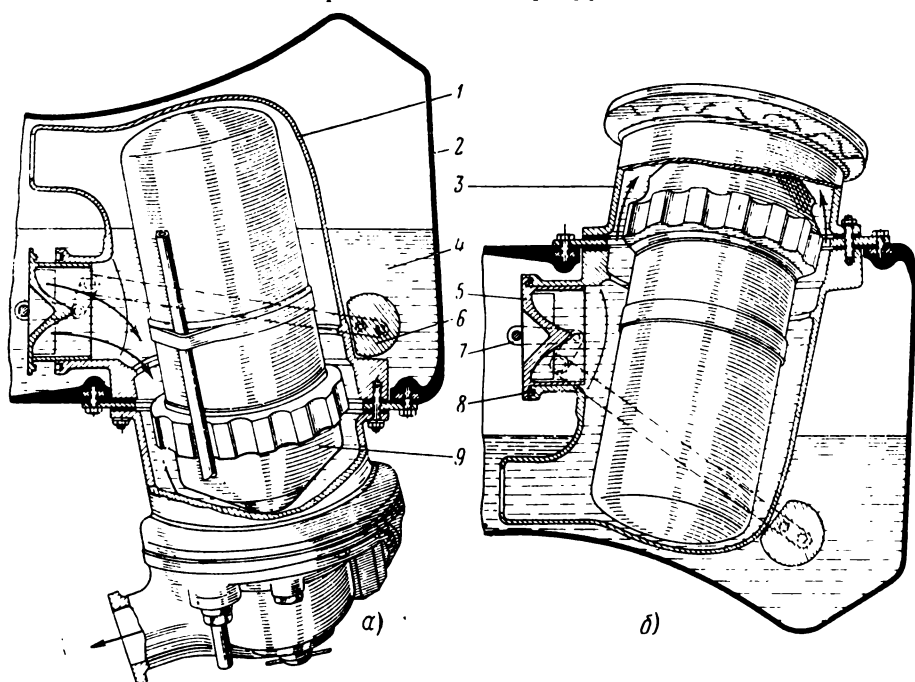


Рис. 1.21. Схема отсека отрицательных перегрузок и его работы.

а—нормальный полет; *б*—перевернутый полет.

1—корпус отсека; 2—топливный бак; 3—корпус насоса; 4—топливо; 5—клапан; 6—груз; 7—тяги, надетая на валик; 8—уплотнительное кольцо; 9—электропривод насоса

Подача топлива в двигатели при любых составляющих перегрузки, в том числе и при длительном состоянии невесомости (до 15—20 сек) может быть осуществлена только топливным аккумулятором, схема подсоединения и питания которого показана на рис. 1.22. При падении давления за насосом I ступени подкачки (топливо не поступает в насос) обратный клапан отсекает аккумулятор от топливной магистрали, ведущей к насосу, и топливо подается в двигатель только из аккумулятора путем вытеснения воздухом, отбираемым за компрессором двигателя. По окончании маневра топливо опять поступает в подкачивающий насос, давление за ним повышается и он снова начинает подавать топливо в двигатель, одновременно заряжая аккумулятор.

Давление в топливном аккумуляторе поддерживается постоянным предохранительными клапанами, воздух из которых сбрасывается в расходный бак. Наддув топливного аккумулятора относительно давления в расходном баке является обязательным. В противном случае при нулевых и отрицательных перегрузках в напорную магистраль, а следовательно, и в двигатель возможно попадание воздуха, поступающего в расходный бак из других баков, из которых топливо подается давлением, превышающим давление наддува аккумулятора. Попадание воздуха в расходный бак наблюдается при оголении в баках заборных патрубков, например, при действии перегрузок, состоянии невесомости или после окончания выработки топлива из бака.

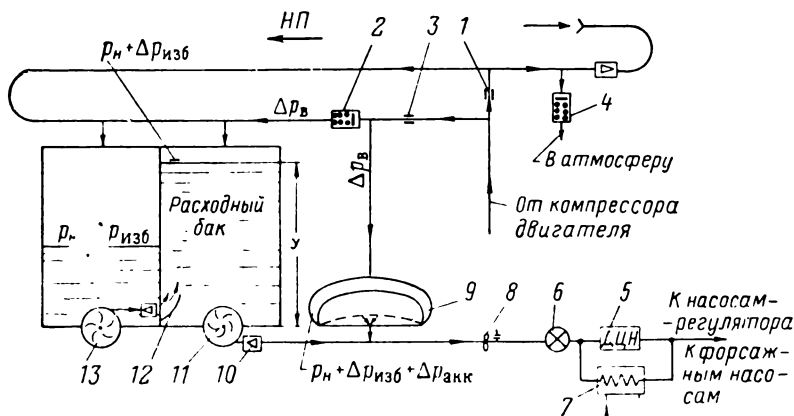


Рис. 1. 22. Схема подсоединения и питания топливного аккумулятора:

1—дрессельное отверстие; 2—предохранительный клапан топливного аккумулятора; 3—дрессельное отверстие; 4—предохранительный клапан наддува топливных баков; 5—насос II ступени подкачки; 6—перекрывной (пожарный кран); 7—топливно-масляный радиатор; 8—датчик крыльчато-тахометрического расходомера; 9—топливный аккумулятор; 10—обратный клапан; 11—насос I ступени подкачки; 12—перегородка с отражателем; 13—перекачивающий насос

При резком снижении самолета с задресселированными двигателями, когда давление воздуха, отбираемого за компрессором для наддува топливных баков, падает, давление в расходном баке становится меньше расчетного, а в некоторых случаях наблюдается даже разрежение. Давление за насосом I ступени подкачки при этом также падает. Если топливный аккумулятор будет наддуваться, предположим, относительно атмосферного давления, а не относительно давления в расходном баке, то давление за насосом I ступени подкачки может стать меньше давления наддува аккумулятора и произойдет его преждевременное опорожнение.

Для схемы, показанной на рис. 1. 22, величина потребного наддува топливного аккумулятора относительно давления в расходном баке (величина тарировки предохранительных клапанов) определяется уравнением

$$\Delta p_{\text{акк}} = \frac{\gamma_{\text{т}} Q_{\text{дв}}^2}{2g f^2} (1 + \xi') + \Delta p'_{\text{в}} - p_{\text{н}} + (p_{\text{мин}} + \Delta p \pm \Delta p_{\text{ин}} - \Delta p_{\text{изб}} \pm \gamma \gamma), \quad (1.54)$$

где ξ' — коэффициент гидравлического сопротивления напорного трубопровода на участке от мембраны топливного аккумулятора до насоса II ступени подкачки;

$\Delta p'_{\text{в}}$ — потери давления воздуха на участке от предохранительных клапанов до воздушной полости аккумулятора.

Если принять, что аккумулятор установлен непосредственно у насоса I ступени подкачки ($\xi' = \xi$), что предохранительные клапана наддува стоят непосредственно на аккумуляторе ($\Delta p_{\text{в}} = 0$), а $p_{\text{мин}}$, Δp для насосов I и II ступени подкачки равны, то уравнение (1.54) принимает вид:

$$\Delta p_{\text{акк}} = \frac{\gamma_{\text{т}} \cdot Q_{\text{дв}}^2}{2g \cdot f^2} \sum \xi. \quad (1.55)$$

Если наддув аккумулятора с целью повышения надежности системы выполняется нерегулируемым, то предохранительные клапаны тарируются на максимально потребное давление $\Delta p_{\text{акк}}$, соответствующее максимальному расходу топлива на двигатель $Q_{\text{дв макс}}$.

Если топливо не вырабатывается из аккумулятора, то весь воздух, поступающий на его наддув, сбрасывается в расходный бак. При этом давление наддува неопорожняющегося аккумулятора увеличивается на величину потерь давления воздуха $\Delta p_{\text{в}}$ на участке от предохранительных клапанов до точки сброса в расходный бак. Следовательно, для того, чтобы избежать несвоевременного опорожнения топливного аккумулятора, перепад давления на насосе I ступени подкачки должен быть

$$\Delta p_{\text{н}} > \Delta p_{\text{акк}} + \Delta p_{\text{в}}. \quad (1.56)$$

Зависимость (1.56) верна только для случая, когда топливный аккумулятор расположен непосредственно за насосом I ступени подкачки, т. е. когда потери давления на участке от насоса I ступени подкачки до аккумулятора практически равны нулю. Если же аккумулятор расположен на некотором расстоянии от насоса I ступени подкачки, то зависимость (1.56) принимает вид:

$$\Delta p_{\text{н}} > \Delta p_{\text{акк}} + \Delta p_{\text{в}} + \frac{\gamma_{\text{т}} Q_{\text{дв}}^2}{2g f^2} \xi. \quad (1.57)$$

где ξ — коэффициент гидравлического сопротивления напорной магистрали на участке от насоса I ступени подкачки до аккумулятора.

После окончания действия перегрузок или состояния невесомости давление за насосом I ступени восстанавливается и он начинает не только подавать топливо в двигатели, но и заряжать топливный аккумулятор. Время зарядки аккумулятора определяет частоту

возможного повторения отрицательных перегрузок или состояния невёсомости. Время зарядки топливного аккумулятора определяется уравнением

$$\tau_{\text{акк}} = \frac{S_{\text{акк}}}{Q - Q_{\text{дв}}} = \frac{S_{\text{акк}}}{Q_{\text{акк}}},$$

где $S_{\text{акк}}$ — объем топливного аккумулятора, т. е. на участке напорного трубопровода от насоса I ступени подкачки до аккумулятора расход топлива будет

$$Q = Q_{\text{дв}} + Q_{\text{акк}}.$$

Тогда зависимость (1.56) можно заменить уравнением

$$\Delta p_{\text{н}} = \Delta p_{\text{акк}} + \Delta p_{\text{в}} + \frac{\gamma (Q_{\text{дв}} + Q_{\text{акк}})^2}{2gf^2} \xi, \quad (1.58)$$

которое может быть представлено графически (рис. 1.23). Уравнение (1.58) является основным для расчета потребных характеристик насоса I ступени подкачки в системе с топливным аккумулятором.

Анализируя уравнения (1.54) и (1.58), нетрудно сделать вывод, что наиболее экономичной является такая установка топливного аккумулятора, при которой его расстояние до насоса I ступени подкачки наименьшее.

Сравнение уравнений (1.35) и (1.58) показывает, что применение топливного аккумулятора связано с увеличением потребной мощности насоса I ступени подкачки. Снижение экономичности системы, приводящее к увеличению ее взлетного веса, увеличение габаритов насоса I ступени подкачки являются недостатками применения топливного аккумулятора.

Для иллюстрации работы топливного аккумулятора в системе на рис. 1.24 показано изменение давления перед конкретным насосом II ступени подкачки в зависимости от действия составляющих перегрузки. В точке I топливо в баке занимает положение, соответствующее поз. 4, а в точке II — поз. 6, указанных на рис. 1.19. В точке II (см. рис. 1.24) происходит оголение насоса, давление за ним падает и начинает вырабатываться топливный аккумулятор. Так как давление за насосом до срыва было больше, чем давление наддува аккумулятора, то в точке II наблюдается падение давления перед насосом II ступени подкачки. В точке III, соответствующей поз. 4, указанной на рис. 1.19, топливо опять начинает посту-

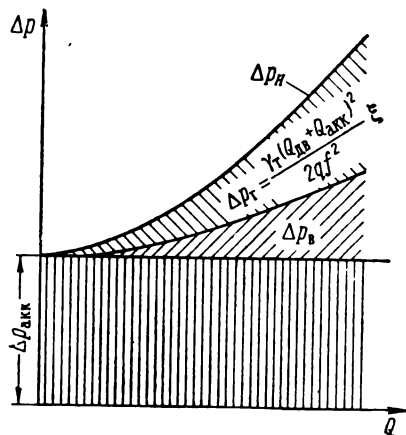


Рис. 1.23. Определение потребной характеристики насоса I ступени подкачки в схеме с топливным аккумулятором

пать в насос, давление за ним восстанавливается, но давление перед насосом II ступени поднимается до исходной величины только после полной зарядки аккумулятора (в точке IV).

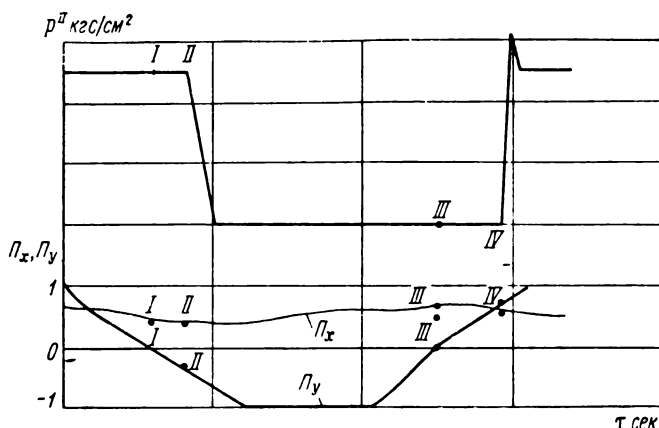


Рис. 1.24. Изменение давления перед насосом II ступени подкачки при работе топливного аккумулятора

Особенности установки и работы ЦНА I ступени подкачки

При наборе самолетом высоты динамическое равновесие в системе топливо—воздух нарушается, а поток топлива становится двухфазным. Скорость выделения воздуха при этом будет зависеть от скорости падения давления в баке, т. е. от скорости набора самолетом высоты.

При больших скоростях набора высоты в определенный момент может появиться сильное бурление топлива и оно как бы вскипает. Объясняется это тем, что при большой скороподъемности воздух не успевает выделиться из топлива до состояния динамического равновесия. В результате топливо становится перенасыщенным воздухом, который при определенном давлении в баке бурно выделяется из него.

Давление на входе в лопатки рабочего колеса насоса является самым низким давлением в системе, поэтому бурное выделение воздуха в первую очередь наблюдается на входе в лопатки рабочего колеса. Однако при совершенном проектировании насоса это не может быть причиной нарушения подачи топлива в двигатель, тем более, что по мере прохождения топливо-воздушной смесью насосов I и II ступеней подкачки и повышения давления воздух частично растворяется в топливе, а оставшаяся часть резко уменьшается по объему. Кроме того, как уже отмечалось выше, топливная система ТРД довольно устойчиво работает на топливо-воздушной смеси с небольшим содержанием воздуха.

Бурное выделение воздуха во всасывающем патрубке насоса и на входе в лопатки рабочего колеса приводит к уменьшению активного сечения, возрастанию скоростей потока и увеличению потерь давления на входе в насос. При больших потерях давления на входе в насос и возникновении кавитации ее интенсивность будет возрастать с увеличением скороподъемности самолета. При уменьшении скороподъемности кавитация, как правило, пропадает. Некоторое повышение давления в расходном баке способствует тому, что кавитация возникает на больших высотах или даже полностью устраняется. С увеличением скороподъемности самолета кавитация может возникнуть снова, несмотря на то, что топливная система и величина наддува в расходном баке остались без изменения.

Другой причиной увеличения кавитационного запаса давления на входе в подкачивающий насос является неправильная установка подкачивающих насосов и неправильная организация всасывания в насосы топлива.

Для увеличения количества топлива на самолете баки устанавливают во все свободные внутренние объемы, вследствие чего расходные баки в некоторых случаях имеют такую сложную форму, что разместить подкачивающий насос непосредственно в баке и обеспечить при этом полную выработку топлива не представляется возможным. Поэтому иногда применяют подкачивающие насосы, установленные не непосредственно в баке, в его нижней точке, а рядом с баком — на раструбе или патрубке.

Закрутка потока и вихревые возмущения, возникающие в раструбе или патрубке, соединяющем расходный бак с насосом, способствуют выделению растворенного в топливе воздуха. Выделившийся воздух не может попасть обратно в бак и поступает в насос, способствуя появлению неучтенных потерь давления на входе в лопатки рабочего колеса. Процесс усугубляется еще и тем, что если патрубок, соединяющий топливный бак с насосом, имеет повороты или другие застойные зоны, то в них образуются воздушные пробки, сужающие проходные сечения и вызывающие появление неучтенных потерь давления на входе в насос и возникновение кавитации. Воздушные пробки, скопившиеся в застойных зонах, рассасываются очень медленно, поэтому кавитация, проявляющаяся в пульсации давления за насосом, в этом случае может протекать в течение длительного времени — $15 \div 20$ мин и более. При прорыве воздушных пробок в насос происходит срыв его работы и перебои в подаче топлива.

На некоторых типах насосов для удаления воздуха, поступающего во входной патрубок, предусматривается перепуск части топлива из мест возможного скопления воздуха обратно в бак или же производится сепарация всего топлива специальными устройствами.

Необходимо отметить, что в схемах с топливным аккумулятором (см. рис. 1.22), где установка обратных клапанов за подкачивающими насосами является необходимостью, последние во избежание

попадания воздуха в топливную систему двигателя должны устанавливаться непосредственно у выходных патрубков насосов. Объясняется это тем, что при оголении насоса, например, при действии перегрузок или состояния невесомости, давление за ним падает, обратный клапан, отсекая насос от аккумулятора, закрывается и насос, работая в режиме компрессора, нагнетает воздух в трубопровод до обратного клапана. После восстановления нормальной работы насоса воздух, скопившийся между насосом и обратным клапаном, в виде пузыря попадает в двигатель.

При подаче в расходный бак перекачиваемого топлива непосредственно в зону установки насоса I ступени подкачки стараются не допускать размыва потока топлива, входящего в подкачивающий насос, для чего на выходе струи перекачиваемого топлива в расходный бак устанавливаются специальные отражатели (см. рис. 1.22) и перегородки. В противном случае происходит ухудшение условий входа потока в подкачивающий насос и увеличение величины кавитационного запаса давления.

С целью обеспечения работоспособности отсека отрицательных перегрузок расходный бак приходится выполнять из двух частей, соединенных трубопроводами. Для исключения попадания в насос I ступени подкачки воздуха, поступающего вместе с перекачиваемым в расходный бак топливом, а также воздуха, выделяющегося из топлива на режиме набора самолетом высоты, производится дренирование нижней части расходного бака.

В случае подачи перекачиваемого топлива в верхнюю часть расходного бака дренирования нижнего бака не будет, что может привести к скоплению воздуха в нижней части расходного бака и срыву в работе насоса I ступени подкачки. Кроме того, при такой схеме из-за потери давления топлива в трубопроводах, соединяющих верхнюю и нижнюю части расходного бака, возрастает величина потребного надува расходного бака.

ПЕРЕКАЧИВАЮЩИЕ ЦНА В ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМАХ

Потребное давление на входе в перекачивающие топливные насосы определяется так же, как и для подкачивающих насосов, по уравнению (1.11).

Мощность перекачивающих насосов и сечения трубопроводов подбираются таким образом, чтобы расходный бак оставался полным или почти полным до опорожнения всех емкостей. Во всех случаях остаток топлива в расходном баке к моменту опорожнения всех других емкостей не должен быть меньше посадочного (аварийного) остатка, т. е. подача перекачивающего насоса при самостоятельной выработке бака должна быть равна подаче насоса I ступени подкачки.

Потребный перепад давлений на перекачивающем насосе будет

определяться в основном гидравлической характеристикой трубопровода перекачки, т. е.

$$\Delta p_n = \frac{\gamma_T \cdot Q_{\text{лв}}^2}{2 g f_n^2} \cdot \xi^n + \gamma \gamma_T \pm \Delta p_{\text{ин}}, \quad (1.59)$$

где ξ^n , f_n — коэффициент гидравлического сопротивления и площадь сечения трубопровода перекачки.

Как видно из уравнения (1.59), потребный перепад давлений на перекачивающем насосе, если принять, что $\gamma \gamma_T \pm \Delta p_{\text{ин}} = 0$, обратно пропорционален площади сечения трубопровода перекачки. Однако чрезмерное увеличение площади сечения трубопровода перекачки приводит к утяжелению конструкции за счет увеличения веса трубопроводов и арматуры, а также за счет утяжеления герметичных междубаковых перегородок, разрезаемых трубопроводами. Площадь трубопроводов перекачки выбирается таким образом, чтобы скорость топлива в них при максимальных подачах не превышала 2—3 м/сек.

Потребный перепад давлений на перекачивающем насосе при условии, что $\gamma \gamma_T + \Delta p_{\text{ин}} = 0$, прямо пропорционален квадрату подачи топлива. Поэтому в случае применения одновременной выработки двух, трех, четырех и более топливных баков потребный перепад давлений на каждом из перекачивающих насосов, если площади сечений трубопроводов перекачки останутся постоянными, уменьшится соответственно в четыре, девять, шестнадцать и т. д. раз, т. е. уменьшится установочная мощность, а следовательно, и вес насосных агрегатов.

Мощность балансировочных перекачивающих насосов и потребная программа изменения центра тяжести самолета $\bar{X}_T$ (см. рис. 1.2) в зависимости от скорости полета подбираются таким образом, чтобы запаздывание в изменении $\bar{X}_T$ не приводило к попаданию самолета в зону неустойчивости (к уменьшению запаса статической устойчивости менее 3% САХ).

Управление подачей перекачивающих топливных насосов производится либо дросселированием трубопровода перекачки, что очень не экономично, либо включением, отключением или регулированием привода насоса. Управление регулированием привода насоса наиболее целесообразно в случае применения гидро- или пневмотурбопривода.

Во избежание ложных сигналов об окончании выработки топлива из баков, которые подаются обычно сигнализаторами давления, установленными за насосами, перекачивающие насосы рекомендуются устанавливать как можно ближе к центру бака таким образом, чтобы при длительном маневре самолета не происходило оголение насоса.

При оголении насоса увеличиваются его обороты, исчезает из полости насоса топливо, смазывающее подвижные уплотнения. Поэтому для всех авиационных насосов обычно ограничивается

время работы в оголенном состоянии. По окончании перекачки топлива из бака насос, работающий без нагрузки, отклоняется пилотом или автоматически.

На случай выхода из строя перекачивающих насосов в их конструкции в большинстве случаев предусматриваются специальные перепускные клапаны, открывающиеся при падении давления за насосом. Перепускные клапаны уменьшают гидравлическое сопротивление агрегата при выработке топлива из бака самотеком.

РАБОТА ЦНА В СИСТЕМЕ

Режим работы ЦНА в системе определяется характеристиками насоса и системы.

Для схемы подкачки топлива в двигатель, показанной на рис. 1.25, режим работы насоса I ступени подкачки определяется напорной характеристикой насоса и подачей топлива в двигатель. Давление на входе в насос II ступени подкачки для данной схемы определяется напорной характеристикой насоса, величиной наддува расходного бака, гидравлической характеристикой магистрали, соединяющей насосы I и II ступени подкачки топлива, и подачей топлива в двигатель. При максимальной подаче топлива в двигатель $Q_{\max}$ давление на входе в насос II ступени будет $p_{\text{min}}^{\text{II}}$.

Максимальное давление $p_{\text{max}}^{\text{II}}$ на входе в насос II ступени будет при подаче равной нулю.

На некоторых воздушно-реактивных двигателях на режиме набора самолетом высоты или при разгоне производится включение форсажного режима. При этом подача топлива в двигатель резко возрастает. В связи с этим на насосах, обычно электроприводных, в некоторых случаях предусматривают форсированный режим, т. е. увеличение числа оборотов привода. Кратковременность этого режима позволяет предельно высоко использовать активные и конструктивные материалы электропривода, допуская при этом значительно более высокий уровень нагрева, что, естественно, снижает вес и габариты привода.

Графический метод определения давления на входе в насос II ступени подкачки для схемы, показанной на рис. 1.25, при использовании в качестве I ступени подкачки двухрежимного насоса показан на рис. 1.26. При максимальной подаче топлива в двигатель на бесфорсажных режимах давление на входе в насос II ступени подкачки будет p_0^{II} , а на форсажных режимах $p_{\text{ф}+0}^{\text{II}}$.

Двухрежимные насосы могут применяться и для балансировки самолета топливом, аварийного слива топлива и т. д., т. е. там, где требуется кратковременное форсирование насосного агрегата.

В тех случаях, когда один насос не обеспечивает потребной подачи, или же для повышения надежности системы применяется параллельная установка насосов. Схема системы с параллельной установкой насосов в I ступени подкачки показана на рис. 1.27.

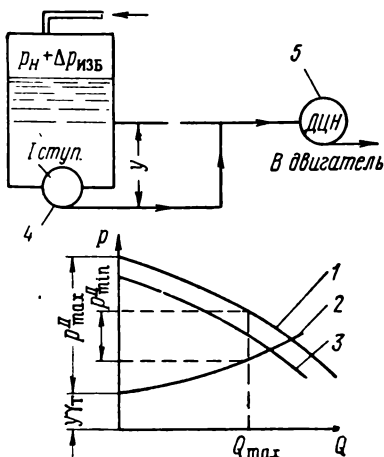


Рис. 1.25. Работа однорежимного насоса в системе подачи топлива в двигатель:

1—абсолютное давление на выходе из насоса I ступени подкачки; 2—гидравлическая характеристика магистрали, соединяющей насосы I и II ступени подкачки; 3—напорная характеристика насоса; 4—электроприводной центробежный насос I ступени подкачки (ЭЦН); 5—насос второй ступени подкачки

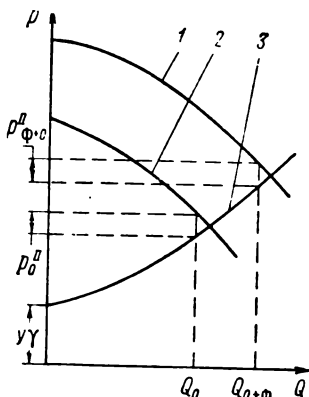


Рис. 1.26. Работа двухрежимного насоса в системе подачи топлива в двигатель:

1—напорная характеристика насоса I ступени подкачки на форсажном режиме с учетом давления на входе в насос; 2—напорная характеристика насоса I ступени подкачки на основном режиме с учетом давления на входе в насос; 3—гидравлическая характеристика магистрали, соединяющей насосы I и II ступени подкачки

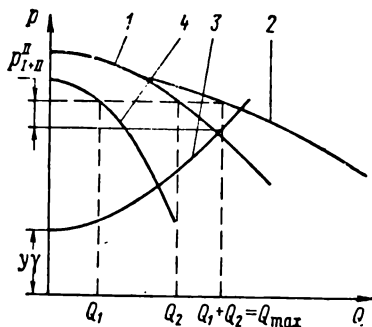
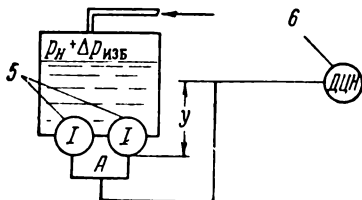


Рис. 1.27. Работа параллельно установленных насосов в I ступени подкачки топлива в двигатель:

1, 4—напорные характеристики параллельно установленных насосов с учетом давления на входе в насос; 2—суммарная напорная характеристика параллельно установленных насосов; 3—гидравлическая характеристика магистрали от точки А до насоса II ступени подкачки; 5—параллельно установленные насосы в I ступени подкачки; 6—насос II ступени подкачки



Напор таких насосов, если пренебречь гидравлическим сопротивлением до точки A слияния потоков, одинаковый, так как одинаково давление в точке A . Напорная характеристика параллельно работающих насосов строится путем сложения абсцисс точек кривой напора $\Delta p_n = f(Q)$ обоих насосов при одной и той же ординате. На суммарную напорную характеристику насосов наносим гидравлическую характеристику магистрали от точки A до насоса II ступени подкачки. При этом давление на входе в насос II ступени подкачки при подаче топлива $Q_{\max}$ будет p_{I+II}^{II} .

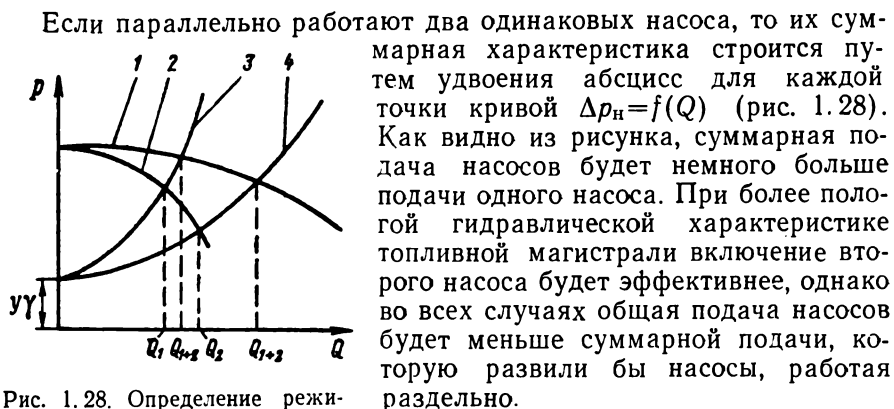


Рис. 1.28. Определение режимов работы параллельно установленных одинаковых насосов, расположенных на близком расстоянии один от другого:

1—суммарная напорная характеристика насосов с учетом давления на входе в насосы; 2—напорная характеристика одного насоса с учетом давления на входе в насос; 3—крутая гидравлическая характеристика напорной магистрали; 4—пологая гидравлическая характеристика напорной магистрали

При определении мощности приводов параллельно работающих насосов необходимо учитывать, что при включении (или при выходе из строя) одного из насосов потребная мощность остальных насосов увеличивается.

Для повышения надежности топливной системы на тяжелых самолетах питание каждого двигателя, как правило, производится из собственного расходного бака. Для питания

двигателей при выходе из строя одной из групп баков, при отказе в работе одного из насосов I ступени подкачки топлива, а также для выработки топлива из всех баков при отказе одного из двигателей применяется схема кольцевания насосов.

Рассмотрим случай выхода из строя одной из групп баков или отказа в работе одного из насосов I ступени подкачки (рис. 1.29), т. е. случай работы одного насоса I ступени подкачки на два двигателя. Прежде всего необходимо характеристику насоса привести к точке A , для чего из ординат характеристики насоса вычитают потери напора в магистрали от насоса I ступени подкачки до точки A . Приняв, что подачи топлива в двигатели одинаковы, приведем напорную характеристику насоса в точке A по подаче к одному из двигателей, для чего уменьшаем абсциссы точек приведенной на-

порной характеристики насоса I ступени подкачки $\Delta p_A = f(Q)$ в два раза. На график приведенной характеристики насоса наносим гидравлическую характеристику магистрали от точки А до насоса II ступени подкачки, расположенного за краном кольцевания, и при максимально возможной подаче топлива (на один двигатель) находим давление на входе в насос II ступени подкачки. Для такой схемы допустимый режим работы двигателей (подача топлива в двигатели) или высота полета будут определяться величиной

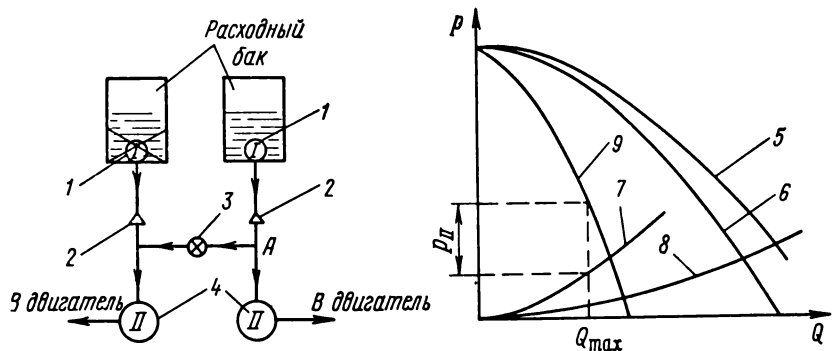


Рис. 1. 29. Работа одного насоса I ступени подкачки на два двигателя:

1—насос I ступени подкачки; 2—обратный клапан; 3—кран кольцевания; 4—насос II ступени подкачки; 5—напорная характеристика насоса I ступени подкачки с учетом давления на входе в насос; 6—напорная характеристика насоса I ступени подкачки, приведенная к точке А; 7—гидравлическая характеристика магистрали от точки А до насоса II ступени подкачки, расположенного за краном кольцевания; 8—гидравлическая характеристика магистрали от насоса I ступени подкачки до точки А; 9—напорная характеристика насоса в точке А, приведенная по подаче к одному двигателю

минимально допустимого давления на входе в насос II ступени, расположенный за краном кольцевания.

На рис. 1. 30 рассмотрен случай отказа одного из двигателей, т. е. случай работы двух насосов I ступени подкачки на один двигатель. В такой схеме подача топлива из каждой группы баков будет определяться подачей топлива в двигатель и гидравлическими характеристиками трубопроводов от насосов I ступени подкачки до точки А слияния потоков.

На рис. 1. 30 была разобрана параллельная работа двух одинаковых насосов. Однако подобрать насосы с одинаковыми напорными характеристиками довольно сложно, так как последние зависят от существующих допусков на напряжения в электросети, допусков в изготовлении, ресурса работы и т. д. (рис. 1. 31).

Определение соотношения подач топлива из двух одновременно опорожняющихся баков при различных напорных характеристиках насосов показано на рис. 1. 32. Как видно, подача топлива из каждого бака в такой системе будет зависеть не только от напорных характеристик насосов и гидравлических характеристик трубопро-

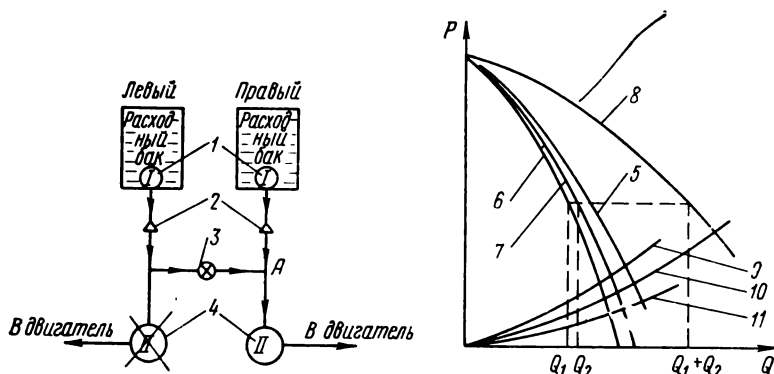


Рис. 1.30. Работа двух насосов I ступени подкачки на один двигатель:

1—насос I ступени подкачки 2—обратный клапан; 3—кран кольцевания; 4—насос II ступени подкачки; 5—напорная характеристика правого и левого насоса I ступени подкачки с учетом давления на входе в насос; 6—напорная характеристика левого насоса I ступени подкачки, приведенная к точке А; 7—напорная характеристика правого насоса I ступени подкачки, приведенная к точке А; 8—суммарная напорная характеристика насосов I ступени подкачки, приведенная к точке А; 9—гидравлическая характеристика магистрали от левого насоса I ступени подкачки до точки А; 10—гидравлическая характеристика магистрали от точки А до насоса II ступени подкачки; 11—гидравлическая характеристика магистрали от правого насоса I ступени подкачки до точки А

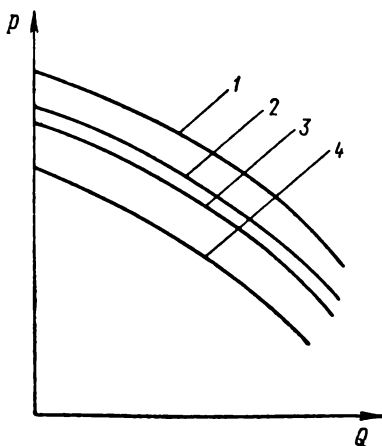


Рис. 1.31. Напорная характеристика насоса в зависимости от напряжения и времени наработки агрегата:

1—напорная характеристика насоса при напряжении выше номинального; 2—напорная характеристика насоса при номинальном напряжении в сети после определенной наработки агрегата; 3—напорная характеристика нового насоса при номинальном напряжении в сети; 4—напорная характеристика насоса при напряжении в сети ниже номинального

водов до точки *A* слияния потоков, но и от величины суммарной подачи топлива из двух баков. Если регулирование подачи перекачиваемого в расходный бак топлива будет тумблерное, т. е. кран 9 (рис. 1.32), регулирующий наполнение расходного бака, имеет только положения «Открыт» и «Закрит», то соотношение подач из каждого бака не будет зависеть от потребного темпа перекачки топлива в расходный бак на данном режиме полета, т. е. будет постоянным.

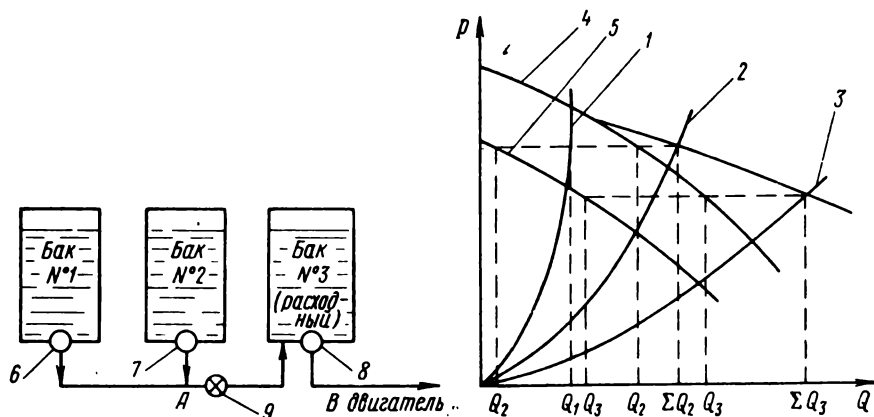


Рис. 1.32. Определение соотношения подач топлива из двух одновременно опорожняющихся баков при различных напорных характеристиках насосов:

1, 2—гидравлическая характеристика топливной магистрали на участке от точки *A* до бака № 3 при дросселировании; 3—гидравлическая характеристика топливной магистрали на участке от точки *A* до бака № 3 при тумблерном регулировании; 4, 5 — напорные характеристики насосов с учетом давления на входе в насосе, приведенные к точке *A*; 6, 7—перекачивающие насосы; 8—насос I ступени подкачки; 9—кран, регулирующий перекачку топлива из баков № 1 и № 2 в расходный бак

Если же регулирование подачи перекачиваемого в расходный бак топлива будет осуществляться дросселированием трубопровода, идущего от точки *A* до расходного бака, то соотношение подач из каждого бака будет меняться в зависимости от величины суммарной подачи топлива в расходный бак. При очень малых подачах топлива в расходный бак возможно полное прекращение перекачки топлива одного из баков. При отсутствии в такой системе за перекачивающими насосами обратных клапанов, при малых подачах топлива в расходный бак возможна перекачка топлива из одного бака в другой.

Таким образом, регулирование перекачки топлива в расходный бак дросселированием приводит к появлению неопределенности в порядке перекачки топлива, поэтому в системах с одновременной выработкой двух и более баков, где невозможно осуществить тумблерное регулирование подачи топлива в расходный бак, желательно применять специальные порционеры, регулирующие соотношение подач топлива из одновременно опорожняющихся баков.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ И ОСЕВЫХ НАСОСОВ

Целью расчета центробежного насоса является определение основных геометрических размеров его проточной части и оптимального числа оборотов, при которых обеспечиваются заданные гидравлические параметры: напор, подача и кавитационный запас. Центробежный насос должен быть рассчитан таким образом, чтобы получение заданных параметров его обеспечивалось с минимальными затратами энергии привода, т. е. чтобы проточная часть насоса имела минимальные гидравлические, объемные и механические потери.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Теоретическое решение вопросов, связанных с движением реальной жидкости в центробежных насосах, представляет большие трудности, поэтому для проектирования новых насосов широко используется экспериментальный материал, получаемый при испытании моделей или ранее изготовленных насосов.

В настоящее время разработано большое количество различных насосов, среди которых легко можно найти прототип для вновь проектируемого и, опираясь на законы подобия, определить его геометрические размеры и напорную характеристику. Наиболее строгим методом обобщения данных опыта является применение законов о динамическом подобии потоков вязкой жидкости, вытекающих из общих законов подобия движения реальной жидкости.

Центробежные насосы называются подобными, если все геометрические размеры их подобны, т. е. подобные насосы имеют одинаковое число и форму лопаток, одинаковые углы входа и выхода из центробежного колеса, одинаковые условия подвода и отвода жидкости к рабочему колесу. Для подобных потоков планы скоростей подобны (рис. 2.1):

$$\frac{w}{w_m} = \frac{v}{v_m} = \frac{u}{u_m}, \quad (2.1)$$

где индекс «*m*» обозначает параметры модели.

Основные параметры геометрически подобных насосов должны быть связаны уравнением

$$\lambda = \frac{l}{l_m}, \quad (2.2)$$

где λ — отношение линейных размеров (линейный масштаб моделирования);

l — линейный размер натурy и модели.

Из уравнений (2.1) и (2.2) определяется связь между окружными скоростями вращения искомого рабочего колеса и модели. Так как отношение линейных размеров пропорционально отношению диаметров рабочих колес, то

$$\frac{u}{u_m} = \frac{\pi n D_{260}}{\pi n_m D_{2m60}} = \frac{D_2 n}{D_{2m} n_m} = \lambda \frac{n}{n_m}. \quad (2.3)$$

Подача насоса пропорциональна площади поперечного сечения потока f и абсолютной скорости v , а площадь потока пропорциональна квадрату линейных размеров l^2 . Поэтому отношение подачи проектируемого насоса к подаче модели для подобных режимов выражается соотношением

$$\frac{Q}{Q_m} = \frac{v l^2}{v_m l_m^2} = \lambda^3 \frac{n}{n_m}.$$

При определении полезной подачи учитывается объемный КПД насоса:

$$Q = Q_m \lambda^3 \frac{n}{n_m} \frac{\eta_0}{\eta_{0m}}. \quad (2.4)$$

При проектировании следует учитывать, что объемный КПД η_0 больше у насосов, имеющих большие размеры, так как зазоры в уплотнениях увеличиваются медленнее, чем линейные размеры насоса.

Теоретический напор насоса $H_{T\infty}$ выражается уравнением [(1.20), см. гл. I].

Действительный напор без учета конечного числа лопаток

$$H_\infty = H_{T\infty} \eta_\Gamma, \quad (2.5)$$

отсюда

$$\frac{H_\infty}{H_{\infty m}} = \frac{H_{T\infty} \eta_\Gamma}{H_{T\infty m} \eta_{\Gamma m}} = \frac{(u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}) \eta_\Gamma}{(u_{2m} v_{2um} - u_{1m} v_{1um}) \eta_{\Gamma m}}. \quad (2.6)$$

Согласно уравнению (2.3)

$$\frac{u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}}{u_{2m} v_{2um} - u_{1m} v_{1um}} = \left(\lambda \frac{n}{n_m} \right)^2, \quad (2.7)$$

отсюда

$$\frac{H_\infty}{H_{\infty m}} = \left(\lambda \frac{n}{n_m} \right)^2 \frac{\eta_\Gamma}{\eta_{\Gamma m}}. \quad (2.8)$$

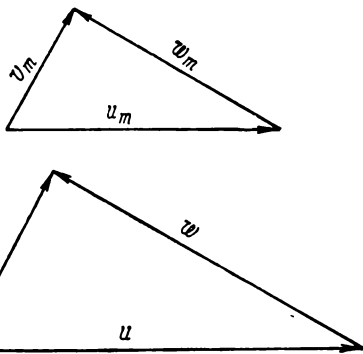


Рис. 2.1. Подобие треугольников скоростей на выходе из колеса для кинематически подобных режимов

Уравнение (2.8) запишем в следующем виде:

$$H_{\infty} = H_{\infty m} \lambda^2 \left(\frac{n}{n_m} \right)^2 \frac{\eta_r}{\eta_{r m}}. \quad (2.9)$$

Отсюда следует, что напор подобных насосов пропорционален линейному масштабу моделирования второй степени числа оборотов и первой степени гидравлического КПД.

Мощность, необходимая для привода насоса, равна гидравлической мощности

$$N_r = \frac{Q \gamma H}{75} \text{ л. с.},$$

деленной на общий КПД насоса, поэтому потребная мощность привода насоса определяется по формуле (1.32):

$$N = \frac{Q \gamma H}{\eta 75} \text{ л. с.}$$

На основании уравнений (1.20), (1.32) и (2.9)

$$\frac{N}{N_m} = \frac{Q \gamma H \eta_m}{Q_m \gamma_m H_m \eta} = \frac{\lambda^3 n \gamma \eta_0 \lambda^2 n^2 \eta_r \eta_m}{n_m \gamma_m \eta_{0m} n_m^2 \eta_{rm} \eta} = \frac{\lambda^5 n^3 \gamma \eta_m}{n_m^3 \gamma_m \eta_m},$$

$$N = N_m \lambda^5 \left(\frac{n}{n_m} \right)^3 \frac{\gamma \eta_m}{\gamma_m \eta_m}. \quad (2.10)$$

Последнее выражение справедливо, если принять, что объемные и гидравлические КПД насосов в подобных режимах одинаковы.

Из полученных уравнений можно вывести законы подобия для одного и того же насоса, так как в этом случае $\lambda = 1$; $\eta = \eta_m$.

Принимая $\gamma = \gamma_m$, получим

$$\frac{Q}{Q_m} = \left(\frac{n}{n_m} \right)^3, \quad (2.11)$$

$$\frac{H}{H_m} = \left(\frac{n}{n_m} \right)^2, \quad (2.12)$$

$$\frac{N}{N_m} = \left(\frac{n}{n_m} \right)^3. \quad (2.13)$$

Коэффициент быстроходности

Для сравнения различных насосов введено понятие коэффициента быстроходности n_s . Коэффициентом быстроходности называется число оборотов эталонного насоса, геометрически подобного во всех элементах рассматриваемому (с тем же гидравлическим и объемным КПД), который создает напор $H_m = 1$ м и полезной гидравлической мощностью $N_{r m} = 1$ л. с.

(• Исходя из гидравлической мощности, производительность такого эталонного насоса

$$Q = \frac{75}{\gamma \cdot H_m} = \frac{75}{1000 \cdot 1} = 0,075 \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (2.14)$$

где $\gamma = 1000 \text{ кгс/м}^3$.

Если обозначим величины проектируемого насоса через Q , H и n , то согласно уравнениям (2.4) и (2.9) получим

$$Q = 0,075 \cdot \lambda^3 \cdot \frac{n}{n_s}, \quad (2.15)$$

$$H = 1 \cdot \lambda^2 \cdot \left(\frac{n}{n_s} \right)^2. \quad (2.16)$$

Исключая отношения линейных размеров λ , имеем:

$$\begin{aligned} \frac{Q^2}{H^3} &= \frac{0,075^2 \cdot \lambda^6 \cdot \frac{n^2}{n_s^2}}{1^3 \cdot \lambda^6 \cdot \frac{n^6}{n_s^6}} = \frac{0,075^2 \cdot n_s^4}{n^4}, \\ n_s^4 &= \frac{Q^2 \cdot n^4}{H^3 \cdot 0,075^2}, \\ n_s &= \frac{\sqrt{Q} \cdot n}{H^{3/4} \cdot \sqrt{0,075}}, \\ n_s &= 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \end{aligned} \quad (2.17)$$

Следовательно, коэффициент быстроходности тем больше, чем больше подача насоса и меньше его напор, т. е. тихоходные насосы с малым n_s имеют большой напор и небольшую подачу, а быстроходные наоборот имеют малый напор и большую подачу.

Формула (2.17) справедлива для воды, при пересчете на другую жидкость необходимо значение n_s умножить на $\sqrt{\frac{\gamma}{1000}}$.

При определении коэффициента быстроходности многоступенчатых насосов следует брать напор одной ступени, так как многоступенчатый насос представляет собой несколько последовательно соединенных одноступенчатых насосов.

Классификация типов лопастных насосов

Лопастные насосы классифицируются по коэффициентам быстроходности, от которых зависит форма рабочего колеса (рис. 2.2). Если принять, что данному напору соответствует примерно одинаковая величина окружной скорости на выходе из колеса, то диаметр рабочего колеса при увеличении числа оборотов будет умень-

шаться, а диаметр входного отверстия колеса D_0 будет определяться в основном подачей насоса, так как скорость входа потока в рабочее колесо от числа оборотов изменяется незначительно. Отсюда следует, что чем больше число оборотов n , а следовательно, коэффициент быстроходности n_s при данном напоре и подаче, тем меньше отношение D_2/D_0 . При уменьшении диаметра рабочего колеса D_2 и сохранении той же выходной скорости и подачи увеличивается ширина канала колеса b_2 и, следовательно, возрастает отношение b_2/D_2 .

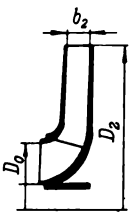
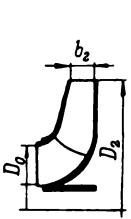
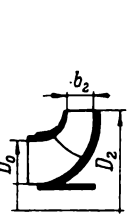
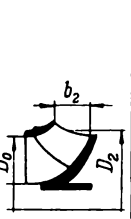
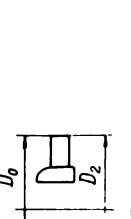
Наименование лопастных насосов	Центробежные				Осевые (пропеллерные)
	Тихоходные	Нормальные	Быстроходные	Полуосевые (диагональные)	
Коэффициент быстроходности	$50 < n_s < 80$	$80 < n_s < 150$	$150 < n_s < 300$	$300 < n_s < 600$	$600 < n_s < 1200$
Эскиз сечения рабочего колеса					
	$\frac{D_2}{D_0} \approx 2,5$	$\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$\frac{D_2}{D_0} \approx 1,8 \div 1,4$	$\frac{D_2}{D_0} \approx 1,2 \div 1,1$	$\frac{D_2}{D_0} \approx 0,8$

Рис. 2.2. Типы лопастных насосов в зависимости от коэффициента быстроходности

В современной практике насосы принято подразделять на 5 типов, охватывающих значение коэффициента быстроходности от 50 до 1200.

Приведенная на рис. 2.2 классификация позволяет по подсчитанному коэффициенту быстроходности определить тип насоса и примерные соотношения геометрических размеров колеса.

Тихоходные центробежные насосы имеют малые подачи при больших напорах. Коэффициент быстроходности n_s таких насосов находится в интервале 50—80. Малая подача обуславливает малую ширину колеса и малый диаметр входа; такие колеса имеют отношение D_2/D_0 порядка 2,5—3 и малую ширину канала колеса на выходе.

Увеличение диаметра колеса ведет к увеличению дисковых потерь, которые пропорциональны пятой степени диаметра, а малая ширина рабочей части колеса увеличивает гидравлические потери. Поэтому чрезмерное уменьшение коэффициента быстроходности приводит к уменьшению КПД насоса.

С увеличением коэффициента быстроходности уменьшается соотношение D_2/D_0 , увеличивается ширина колеса, а также увеличи-

γ.

вается число оборотов. При коэффициенте быстроходности больше 500 применяются осевые или пропеллерные колеса.

Знание законов подобия позволяет определить в зависимости от коэффициента быстроходности не только тип лопастного насоса, но и коэффициент полезного действия. Примерная зависимость

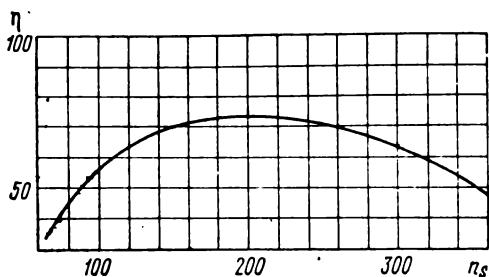


Рис. 2.3. Зависимость КПД авиационных центробежных насосов от коэффициента быстроходности

КПД насоса от коэффициента быстроходности для малогабаритных центробежных насосов показана на рис. 2.3.

При моделировании для получения более полного подобия следует учитывать число Рейнольдса

$$Re = \frac{vD}{\nu}, \quad (2.18)$$

где v — скорость потока;

ν — кинематическая вязкость жидкости.

На рис. 2.4 показаны результаты опытов Рейнольдса, схематически в виде графика. Скорость, при которой происходит смена режимов движения, называется критической. При этом различают две критические скорости: верхнюю $v_{кр.в}$ и нижнюю $v_{кр.н}$. При верхней критической скорости ламинарное движение переходит в турбулентное, а при нижней критической скорости турбулентное движение переходит в ламинарное. В области начальной части кривой AB ламинарное движение обязательно, в области конечной ча-

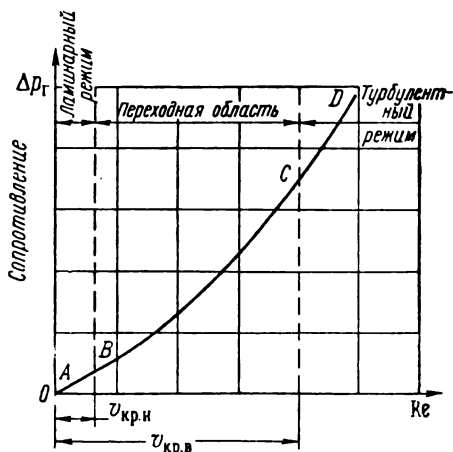


Рис. 2.4. Изменение гидравлического сопротивления в зависимости от средней скорости течения потока

сти кривой CD обязательным является турбулентное движение. В области BC возможны оба режима движения в зависимости от характера изменения скоростей. Оба режима являются в этой области неустойчивыми и легко нарушаются под влиянием самых незначительных причин.

Из закона Рейнольдса для случая моделирования насосов следует, что для получения более полного соответствия характеристик натуре и модели при испытании уменьшенных моделей необходимо увеличивать число оборотов насоса.

Для обеспечения большей точности моделирования необходимо стремиться к наименьшей разности чисел Рейнольдса проектируемого насоса и модели, так как большая разность приведет к искажению принятых законов подобия.

КАВИТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ

Влияние кавитации в насосе на его характеристики показано на рис. 2.5. Из приведенных характеристик видно, что при определенной производительности происходит резкое падение напора, развиваемого насосом (срыв напорной характеристики). Пунктиром показаны нормальные бескавитационные характеристики насоса.

На рис. 2.6 показаны кавитационные характеристики насоса при постоянной подаче в зависимости от высоты полета. Чем больше высота полета, тем лучшими кавитационными качествами должен обладать насос.

Кавитационные качества насоса определяются необходимым кавитационным запасом энергии Δh , который показывает потребное для обеспечения бескавитационной работы насоса превышение энергии жидкости над давлением насыщения ее паров на входе в насос.

Необходимый кавитационный запас энергии Δh в дальнейшем будет называться кавитационным запасом. Его можно определить по уравнению

$$\Delta h = \frac{p^*}{\gamma} - \frac{p_s}{\gamma} = \frac{p_{s \min}}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} - \frac{p_s}{\gamma}, \quad (2.19)$$

где p^* — полное давление на входе в насос (минимально допустимое);

p_s — давление насыщения паров рабочей жидкости;

v_0 — скорость потока на входе в насос;

$p_{s \min}$ — минимально допустимое давление на входе в насос.

Для удобства проведения расчетов в авиационной практике принято кавитационный запас выражать как

$$\Delta p \Rightarrow \Delta h \cdot \gamma. \quad (2.20)$$

Кавитационный запас насоса определяется также по формуле С. С. Руднева:

$$\Delta h = \left(\frac{n \cdot \sqrt{VQ}}{C} \right)^4 \cdot 10, \quad (2.21)$$

где Q — подача насоса, $\text{м}^3/\text{сек}$;

n — число оборотов рабочего колеса, $\text{об}/\text{мин}$;

C — коэффициент кавитации — величина, определяемая конструктивными параметрами насоса.

$$C = 5,62 \cdot n \left(\frac{VQ}{\Delta h^{3/4}} \right). \quad (2.22)$$

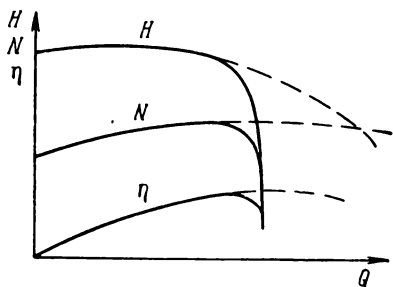


Рис. 2.5. Влияние кавитации на характеристики насоса

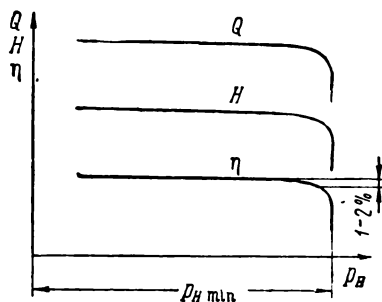


Рис. 2.6. Кавитационная характеристика насоса для заданной подачи Q при изменении давления на входе в зависимости от высоты полета p_H

Для насосов с плохими кавитационными свойствами $C = 600 \div 700$, для обычных насосов $C = 800 \div 1000$, а для насосов с хорошими кавитационными свойствами $C = 1000 \div 1500$. В конструкциях насосов, имеющих предвключенные осевые колеса, вращающиеся с числом оборотов меньшим, чем основное колесо, величина C может достигать 8000.

Уравнение (2.21) позволяет выявить зависимость кавитационного запаса Δh от основных параметров насоса и произвести выбор числа оборотов n в зависимости от подачи насоса. Увеличение числа оборотов насоса n при заданных подаче и давлении на входе возможно лишь с увеличением коэффициента кавитации C .

Как было показано выше, кавитационный запас насоса зависит от его подачи. Эта зависимость приведена на рис. 2.7, откуда следует, что подача Q , соответствующая точке K , является критической, т. е. при дальнейшем увеличении подачи насос будет кавитировать.

Влияние температуры топлива на характеристики конкретного насоса при постоянных подаче, давлении на входе и кавитационном запасе показано на рис. 2.8. В этом случае предельная температура

для топлива ТС-1 соответствует 115°C для топлива Т-1 — 130°C , а для топлива Т-5 — 180°C .

Необходимо отметить, что на кавитационные характеристики насосов кроме уже разобранных факторов оказывает влияние раство-

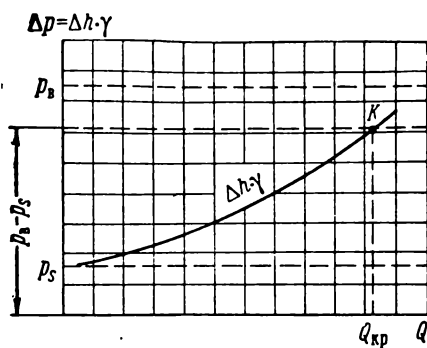


Рис. 2.7. Изменение потребного кавитационного запаса насоса в зависимости от подачи

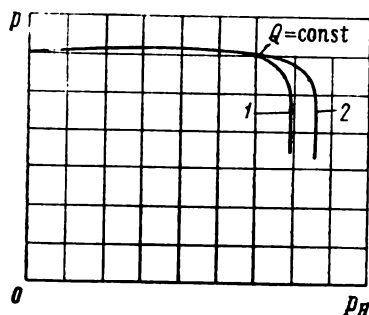


Рис. 2.9. Кавитационные характеристики насоса при работе на недегазированном и дегазированном топливе при $Q = \text{const}$:

1 — недегазированное топливо; 2 — дегазированное топливо

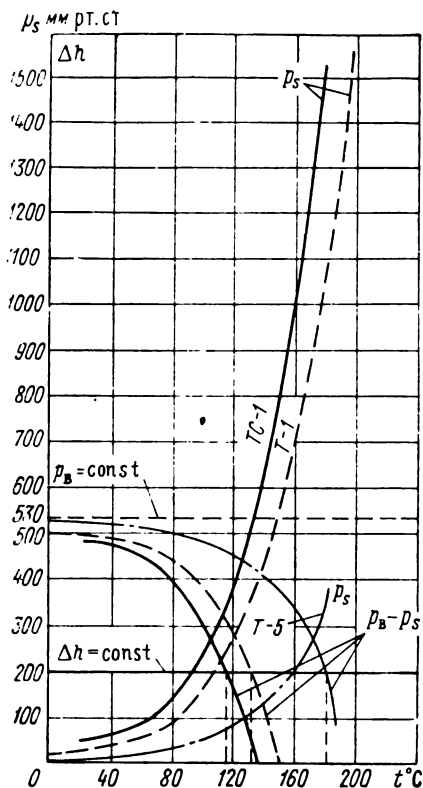


Рис. 2.8. Изменение запаса энергии ($p_b - p_a$) на входе и предельные температуры бескавитационной работы насоса для различных топлив

ренный в топливе воздух. Из рис. 2.9 видно увеличение высотности насоса при перекачке дегазированного топлива по сравнению с работой на обычном топливе.

Увеличение вязкости авиационных топлив, как правило, связано с увеличением их удельного веса и уменьшением давления насыщения паров, поэтому при перекачке насосом более тяжелых авиационных топлив кавитационные характеристики обычно улучшаются.

Применяемые в авиационной технике насосы устойчиво работают при максимальной величине вязкости примерно до 110 сст .

Для улучшения кавитационных качеств насосов необходимо обеспечить минимальное падение давления во входном патрубке насоса и на входе в лопатки рабочего колеса, что достигается специальным профилированием и комплексом целого ряда мероприятий, часть из которых разбирается ниже.

Уменьшение числа оборотов. Одним из основных факторов, способствующих уменьшению падения давления на входе в рабочее колесо, является уменьшение числа оборотов, так как при этом уменьшается относительная скорость на входе в насос и падает разрежение при обтекании лопаток колеса.

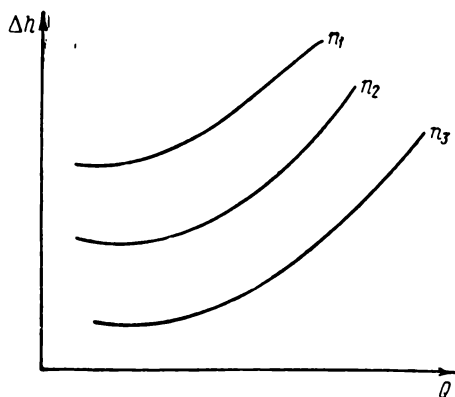


Рис. 2.10. Изменение кавитационного запаса насоса в зависимости от числа оборотов ($n_1 > n_2 > n_3$)

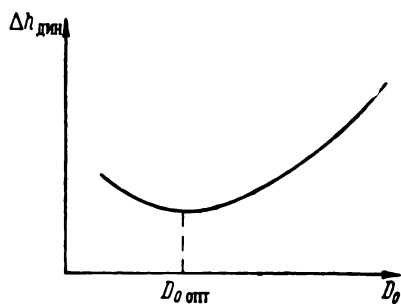


Рис. 2.11. Изменение величины динамического напора $\Delta h_{\text{дин}}$ от диаметра входа

Влияние числа оборотов на изменение кавитационного запаса показано на рис. 2.10.

Оптимальный диаметр входа. Улучшению кавитационных свойств способствует правильный выбор диаметра входа в колесо. Диаметр входа подбирается таким образом, чтобы динамическое падение давления $\Delta h_{\text{дин}}$ было минимальным, для чего необходимо подобрать правильные соотношения между осевой скоростью входа v_0 и окружной скоростью на входе u_1 . При изменении диаметра входа u_1 изменяется по прямой пропорции, а v_0 — по обратной. Характер изменения величины динамического напора в зависимости от диаметра входа показан на рис. 2.11. На графике виден оптимальный диаметр входа в насос.

Число лопаток рабочего колеса. Увеличение числа лопаток снижает величину нагрузки на каждую лопатку. Если рассматривать увеличение числа лопаток с этой точки зрения, то оно должно повышать антикавитационные свойства насоса. Но увеличение числа лопаток в то же время приводит к сужению проходных сечений каналов рабочего колеса, а следовательно, к увеличению отно-

сительных скоростей в канале и, как следствие этого, кавитационные свойства насоса ухудшаются. Поэтому для каждого насоса имеется оптимальное число лопаток, при котором кавитационные качества колеса (насоса) будут наилучшими. Проведенные исследования показали, что оптимальное число лопаток центробежного колеса лежит в пределах от 5 до 11.

Угол атаки рабочего колеса. Важное влияние на получение высоких антикавитационных качеств насоса имеет угол атаки i — угол между направлением потока в относительном движении W и направлением лопатки.

Исследования показывают, что оптимальное значение угла атаки для получения высоких антикавитационных свойств насоса, как

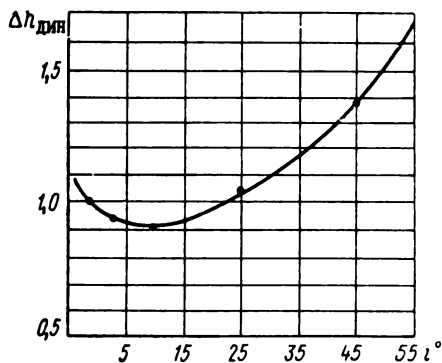


Рис. 2.12. Влияние угла атаки на кавитационные свойства насоса

показано на рис. 2.12, лежит в пределах $+5 \div 15^\circ$. Положительное значение углов атаки, а также значение их абсолютной величины объясняется тем, что они указаны без учета влияния закрутки потока перед входом в колесо. Наличие закрутки потока уменьшает действительные углы атаки и может свести их к нулевому значению и даже небольшому отрицательному. Положительные расчетные углы атаки для расчетного режима иногда увеличивают для того, чтобы при

переходе на большие расходы не иметь отрицательных углов атаки, при которых может произойти срыв работы насоса.

Следует также отметить, что форма входной кромки лопатки, толщина и чистота обработки лопатки, а также точность ее установки в определенной мере влияет на кавитационные качества насоса. Более тонкие входные кромки колеса способствуют повышению антикавитационных качеств насоса.

Уширение лопаток на входе. Уширение лопаток колеса b_1 (рис. 2.13) у входных кромок является фактором, повышающим антикавитационные свойства насоса, так как при этом увеличивается площадь входа в каналы колеса, а следовательно, уменьшается меридианная составляющая скорости. Исследования показали, что увеличение ширины лопаток на входе при одном и том же режиме существенно не уменьшает КПД насоса. Предельное значение b_1 , при котором кавитационные качества насоса будут наилучшими, можно определить по коэффициенту k_1 , который на основании экспериментальных данных вывел В. Б. Шемель:

$$F_a = k_1 F_0,$$

где $F_{\text{л}}$ — площадь канала рабочего колеса у входных кромок лопаток;

F_0 — площадь входа в рабочее колесо;

$$k_1 = \frac{b_1 \cdot D_1}{D_0^2} \leq 0,7 \div 0,75. \quad (2.23)$$

Большие значения k следует принимать только при необходимости получения колес с очень высокими антикавитационными качествами, так как уширение лопаток приводит к увеличению осевого размера насоса, а следовательно, к увеличению габарита и веса.

Предвключенные осевые колеса. Эффективным средством резкого повышения антикавитационных свойств насоса является установка перед центробежным рабочим колесом предвключенного осевого колеса (см. рис. 2.43). Высокие антикавитационные свойства насоса в этом случае объясняются тем, что предвключенное колесо выполняется мало нагруженным, т. е. напор его невелик и рассчитан только на компенсацию местного падения давления на входе в центробежное колесо.

Для обеспечения надежной работы насоса принимают напор предвключенного осевого колеса, $H_{\text{о.к}}$ равным (1,1 ÷ 1,2) максимального падения давления на входе в центробежное колесо. Дальнейшее увеличение напора осевого колеса невыгодно, так как преобразование энергии в осевых колесах происходит со значительно меньшими КПД по сравнению с центробежными колесами. Кроме того, повышение напора осевого колеса ухудшает его кавитационные качества.

Подбор оптимального числа оборотов предвключенного осевого колеса определяют, исходя из его коэффициента быстроходности с целью достижения наивысшего коэффициента кавитации всего насоса. Коэффициент быстроходности осевого колеса определяют из выражения

$$n_{\text{с о.к}} = (0,56 \div 0,6) \cdot C_{\text{ц.к.}} \quad (2.24)$$

Следовательно, коэффициент быстроходности осевого колеса в основном зависит от кавитационных качеств самого центробежного колеса.

Необходимо отметить, что улучшение антикавитационных качеств насоса с предвключенным осевым колесом объясняется не только повышением давления на входе в центробежное колесо,

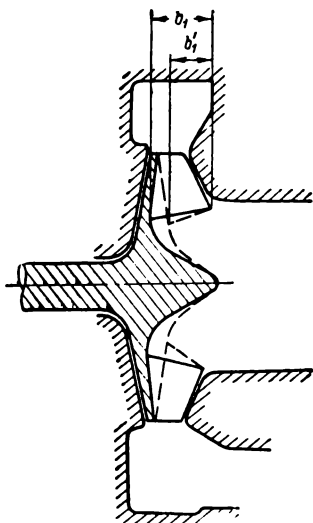


Рис. 2.13. Нормальная и уширенная форма рабочих колес на входе

но и уменьшением относительной скорости на входе в него за счет закрутки потока осевым колесом. Поэтому при проектировании центробежной ступени необходимо выбирать входные углы лопаток с учетом закрутки потока на входе.

Зависимость коэффициента кавитации C от соотношения диаметров осевого колеса и его втулки показана на рис. 2. 14. Улучшение антикавитационных качеств можно объяснить увеличением площади лопаток и уменьшением на них удельной нагрузки.

Для повышения коэффициента кавитации предвключенных осевых колес последние целесообразно выполнять с малым числом лопаток, применять совершенные гидродинамические профили лопаток. Правильно подобранное предвключенное осевое колесо позволяет увеличить коэффициент кавитации насосов до 4000.

Улучшение антикавитационных свойств насоса может быть получено и уменьшением числа оборотов предвключенного осевого колеса относительно центробежного (рис. 2. 15). Это дает возможность резко уменьшить кавитационный запас на осевом колесе. Для насоса, схема которого показана на рис. 2. 15, всегда будет справедлива зависимость

$$\frac{n_{о.к}}{n_{ц.к}} = i_n < 1, \quad (2.25)$$

где i_n — отношение чисел оборотов осевого и центробежного колеса.

Так как подачи осевого и центробежного колеса равны, т. е. $Q_{о.к} = Q_{ц.к}$, а их числа оборотов связаны зависимостью $n_{о.к} = i_n \cdot n_{ц.к}$, то коэффициент кавитации центробежного колеса можно выразить в следующем виде:

$$C_{ц.к} = \frac{1}{i_n} \cdot C_{о.к} \left(\frac{\Delta h_{о.к}}{\Delta h_{ц.к}} \right)^{3/4}. \quad (2.26)$$

Так как величина кавитационного запаса определяется коэффициентом кавитации, то в первом приближении можно сделать вывод, что коэффициент кавитации ступени, состоящей из центробежного колеса с предвключенным осевым колесом, имеющим меньшее число оборотов, зависит от коэффициента кавитации осевого колеса, коэффициента кавитации центробежного колеса и отношения чисел оборотов. Отношение чисел оборотов осевого и центробежного колес нельзя уменьшать чрезмерно, так как для бескавитационной работы центробежного колеса необходимо иметь достаточный напор на входе. При рационально подобранных соотношениях чисел оборотов между ступенями можно получить увеличение коэффициента кавитации ступени до 8000. Однако число оборотов осевой предвключенной ступени в подавляющем большинстве случаев выбирается таким же, как и у центробежного колеса, так как уменьшение числа оборотов предвключенного осевого колеса приводит к усложнению конструкции насосного агрегата.

Конструктивные меры по упорядочению потока на входе в осевое колесо. При исследовании полей скоростей осевых колес была обна-

ружена большая неравномерность течения жидкости до и после колеса. Перед колесом зона обратных токов располагается на периферии лопастей, а за колесом — у втулки. Осевая скорость на входе, как это видно из рис. 2.16, от максимального значения вблизи втулки резко уменьшается и на периферийных радиусах становится отрицательной. Отрицательные скорости на входе в осевое колесо обуславливают наличие противотока жидкости, что ухудшает антикавитационные качества осевого колеса и может вызвать неустойчивую работу насоса (срывы, пульсации давления и т. д.).

Для улучшения поля скоростей в осевом колесе принимают ряд конструктивных мер. Эффективным средством выравнивания поля скоростей перед осевым колесом является введение в конструкцию специальной профилированной шайбы, устанавливаемой непосредственно перед осевым колесом (рис. 2.17). Установка профилированной шайбы уменьшает про-

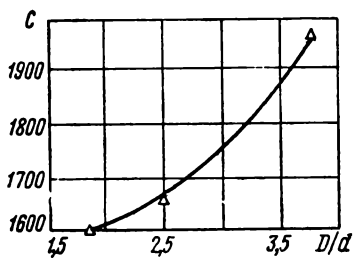


Рис. 2.14. Влияние втулочного отношения на антикавитационные качества осевого колеса

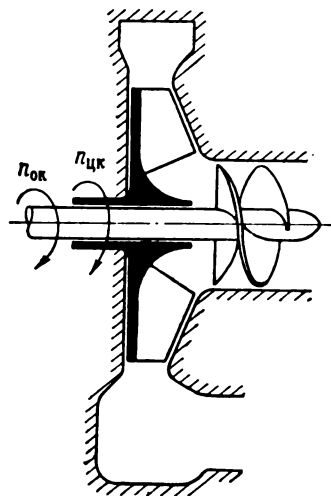


Рис. 2.15. Схема ступени насоса с предвключенным осевым колесом, имеющим число оборотов меньше центробежного

тивоток жидкости на входе в колесо и способствует более устойчивой работе насоса, а иногда является мощным средством борьбы с пульсациями, возникающими при работе нагруженных осевых колес.

Бандажирование осевого колеса также способствует получению более равномерных полей скоростей и давлений по радиусу осевого колеса. Бандажирование улучшает антикавитационные свойства малонагруженных осевых колес и способствует более устойчивой работе насоса при скороподъемности.

При подборе предвключенного осевого колеса для основной ступени насоса приходится сталкиваться с некоторым противоречием, так как максимальные значения величин гидравлического КПД, определяющего экономичность, и максимальные значения коэффициента кавитации как видно из рис. 2.18, соответствуют различным значениям коэффициента быстроходности осевого колеса. Поэтому

с экономической точки зрения не всегда выгодно увеличивать коэффициент быстроходности осевого колеса, а для получения высоких антикавитационных качеств насоса приходится проектировать колеса с несколько худшими экономическими показателями.

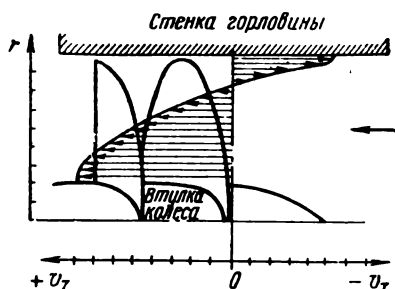


Рис. 2. 16. Поле осевых скоростей осевого колеса

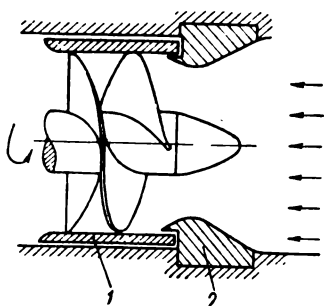


Рис. 2. 17. Конструктивные мероприятия по упорядочению потока осевого колеса
1—бандаж; 2—дрессельная шайба

Установка эжектора перед насосом. Для уменьшения кавитационного запаса насоса может оказаться целесообразным установка перед центробежным колесом эжекторного устройства, применение которого объясняется тем, что его потребный кавитационный запас значительно меньше, чем у осевого и центробежного колеса. В эжекторном устройстве (рис. 2. 19) энергия струи из нагнетающей магистрали передается потоку, тем самым повышая давление топлива на входе в насос.

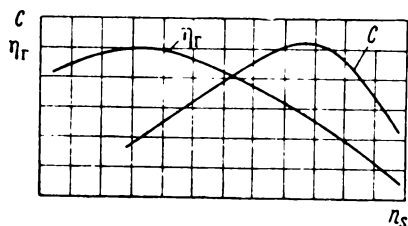


Рис. 2. 18. Влияние коэффициента быстроходности осевого колеса на экономичность и кавитационные свойства ступени

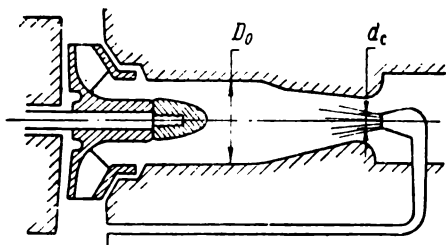


Рис. 2. 19. Схема эжекторного устройства, установленного на входе в центробежный насос

Повышение напора на входе в насос выражается формулой

$$\Delta H = 4,07 \left(\frac{d_c}{D_0} \right)^7 \frac{v^2}{2g}, \quad (2. 27)$$

где ΔH — приращение напора;

D_0 — диаметр всасывающего патрубка;

d_c — диаметр сопла эжектора;

v — скорость струи на выходе из сопла эжектора.

По формуле (2.27) можно построить график (рис. 2.20), показывающий эффективность эжектора в зависимости от соотношения

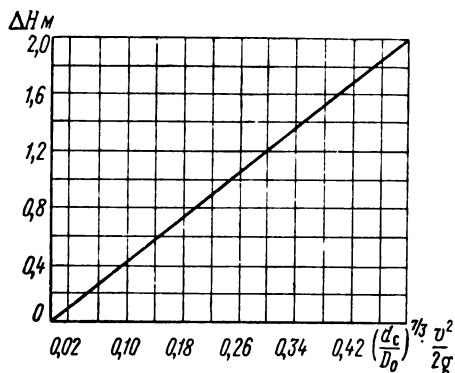


Рис. 2.20. Повышение давления на входе в насос при установке эжекторного устройства

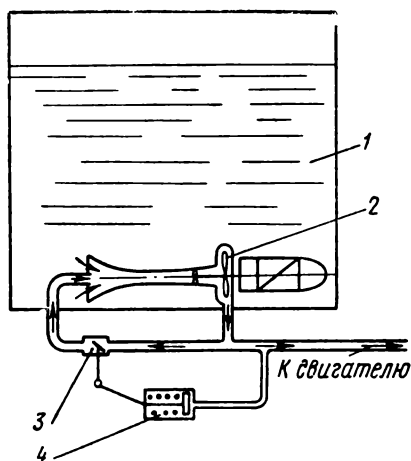


Рис. 2.21. Схема эжекторного устройства, автоматически включающегося на высоте:

1—бак; 2—насос с эжекторным устройством; 3—дроссельная заслонка; 4—сервомеханизм управления дроссельной заслонкой

его геометрических размеров и скорости струи на выходе из сопла.

При работе насоса в системе подкачки топлива в двигатель из-за уменьшения подачи топлива с подъемом на высоту появляется возможность создания эжекторного устройства на входе в насос без дополнительного увеличения мощности насосной установки. Схема такой установки (рис. 2.21) является экономически рациональной, так как с подъемом на высоту давление на входе в насос уменьшается и в то же время соответственно возрастает объем перекачиваемой на вход в эжектор жидкости, увеличивая подпор на входе в насос.

Специальные устройства на входе в насос. При больших значениях скороподъемности происходит интенсивное перенасыщение топлива воздухом. Выделение из топлива воздуха и газов при этом может быть настолько бурным, что ни одним из ранее перечисленных способов повышения антикавитационных качеств нельзя получить устойчивую работу насоса. В этом случае для удаления выделяющихся из топлива воздуха и газов может оказаться целесообразным применение сепарационного устройства.

Принцип действия сепарационного устройства (рис. 2.22) основан на закрутке потока самим насосом перед входом в колесо, так как закрутка потока, вследствие вязкости топлива, распространяется на значительное расстояние от входа по длине входного патрубка. Под действием центробежных сил, вызванных закруткой потока, частицы топлива, как более тяжелые, отжимаются к пери-

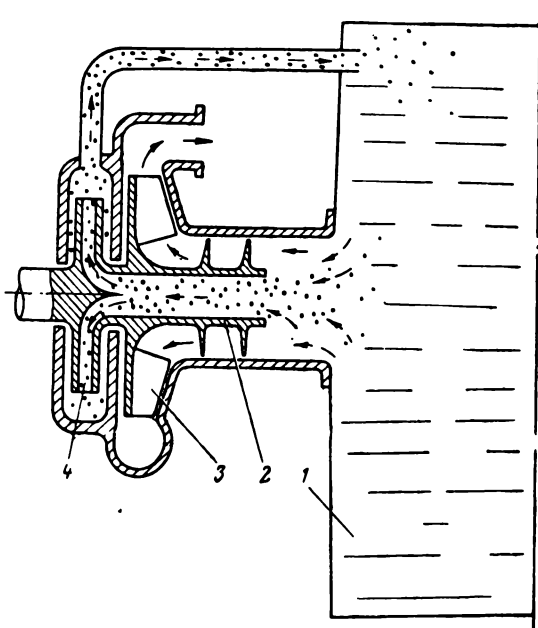


Рис. 2.22. Схема насоса с сепарационным устройством:

1—топливный бак; 2—осевое предвключенное колесо;
3—центробежное колесо; 4—импеллер

ферии, а более легкие — пар и воздух — располагаются вблизи центра потока. Поступающая к центру потока топливо-воздушная смесь должна эвакуироваться при помощи специальных отсасывающих устройств в виде жидкостно-кольцевого насоса или импеллера.

Установка сепаратора может понизить кавитационный запас примерно вдвое, т. е.

$$\Delta h_{\text{сп.у}} = 0,5 \Delta h.$$

Однако осуществление сепарационного устройства в конструкциях авиационных насосов встречает большие трудности из-за необходимости обеспечения достаточной прокачки больших объемов топливо-воздушной смеси, что приводит к увеличению габаритов насоса.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Определение основных размеров рабочего колеса

Расчет рабочего колеса ведется по заданным значениям подачи Q , напору H , минимальному давлению на входе p_v и максимальному значению упругости паров рабочей жидкости. Начинать расчет следует с выбора числа оборотов, руководствуясь приемлемым значением n . Число оборотов желательно иметь возможно большим, так как при этом уменьшаются габариты и вес насосного агрегата. Повышение числа оборотов насоса ограничивается в основном кавитацией и выбирается обычно, исходя из условий бескавитационной работы насоса.

Число оборотов насоса для обеспечения его бескавитационной работы определяем по уравнению С. С. Руднева:

$$n = \frac{(\Delta h)^{3,4} C}{5,62 \sqrt{Q}}. \quad (2.28)$$

Задаемся коэффициентом кавитации насоса C , который определяется конструктивными параметрами насоса. Значения C для центробежных насосов, применяемых в авиации, следующие:

$$\begin{aligned} 700-900 & \text{ для } k_D = 4 \div 4,5; \\ 900-1500 & \text{ для } k_D = 4,5 \div 5,5; \\ 1500-2000 & \text{ для } k_D = 5,5 \div 6. \end{aligned}$$

Коэффициент k_D подсчитывается по формуле

$$k_D = 3,25 \left(\psi_1^2 \frac{m + \lambda_{\text{кав}}}{\lambda_{\text{кав}}} \right)^{1,6}, \quad (2.29)$$

где ψ_1 — коэффициент стеснения на входе в колесо;
 m — коэффициент местного повышения абсолютной скорости ($m \Rightarrow 1,05 \div 1,15$);
 $\lambda_{\text{кав}}$ — коэффициент профильного разрежения при обтекании лопаток ($\lambda_{\text{кав}} = 0,1 \div 0,3$).

В расчетах следует стремиться к высокому значению коэффициента кавитации C , так как его увеличение позволяет увеличить число оборотов и тем самым сделать насос более компактным и легким. Высокие значения коэффициента кавитации достигаются прежде всего увеличением диаметра входа и уширением меридианного сечения входной кромки лопатки.

Если обороты насоса заданы, следует провести поверочный расчет на условие бескавитационной работы по уравнению (2.28). Если подсчитанный кавитационный запас окажется меньше заданного, то следует принять меры к повышению антикавитационных свойств насоса в соответствии с разделом «Методы улучшения кавитационных характеристик насосов».

Определив число оборотов по уравнению (2.28), находят коэффициент быстроходности n_s и по рис. 2.2 оценивают примерную форму рабочего колеса в меридианном сечении.

Приближенные значения КПД насоса определяются по графику (см. рис. 2.3).

Для определения диаметра входного патрубка D_0 находим приближенное значение скорости v_0 на входе в насос по уравнению С. С. Руднева:

$$v_0 = (0,06 \div 0,08) \sqrt[3]{Qn^2}. \quad (2.30)$$

Получив предварительное значение v_0 , находим диаметр входного патрубка:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_0 \eta_0} + d_{вт}^2}, \quad (2.31)$$

где $d_{вт}$ — диаметр втулки рабочего колеса.

Диаметр втулки находится из конструктивных соображений в зависимости от диаметра вала $d_{вт} = (1,2 \div 1,5) d_v$. Диаметр вала определяется из условий достаточной прочности на кручение:

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2\tau}}, \quad (2.32)$$

где τ — допустимое напряжение на кручение.

Крутящий момент $M_{кр}$ находим по уравнению

$$M_{кр} = 71\,620 \frac{N_n}{n}.$$

Потребную мощность на валу определяют приближенно, задаваясь общим КПД насоса η по коэффициенту быстроходности (см. рис. 2.3):

$$N_n = \frac{QH\gamma}{75\eta}.$$

Объемный КПД η_0 определяют в зависимости от коэффициента быстроходности и типа колеса. Для колес открытого типа объемный КПД $\eta_0 = 0,75 \div 0,89$, а для колес закрытого типа $\eta_0 = 0,85 \div 0,95$. Необходимо отметить, что с увеличением коэффициента быстроходности объемный КПД насоса увеличивается.

Диаметр входа в рабочее колесо принимается несколько меньше диаметра входного патрубка, что несколько улучшает антикавитационные свойства насоса. Диаметр входа в рабочее колесо приближенно можно определить по формуле

$$D_1 = (0,95 \div 0,98) D_0. \quad (2.33)$$

Определив приближенное значение диаметра входа в рабочее колесо, находим коэффициент стеснения k_c на входе втулкой колеса по уравнению

$$k_c = 1 - \left(\frac{d_{\text{вт}}}{D_1} \right)^2. \quad (2.34)$$

Уточненное значение входа в колесо D_1 (рис. 2.23) определяем по формуле

$$D_1 = k_D \sqrt[3]{\frac{Q}{n b_c \eta_0}}. \quad (2.35)$$

Определяем значение меридианной скорости у входа в колесо:

$$v_{m0} = \frac{4Q}{\pi (D_1^2 - d_{\text{вт}}^2) \eta_0}. \quad (2.36)$$

Меридианную скорость на входе в колесо находим из уравнения

$$v_{1\text{м}} = \frac{1,1 \div 1,25}{\psi_1} v_{m0},$$

где ψ_1 — коэффициент стеснения на входе в колесо.

$$\psi_1 = 1 - \frac{\delta}{t_1} \quad \text{или} \quad \psi_1 = 1 - \frac{S_1 z}{\pi D_1 \sin \beta_1}, \quad (2.37)$$

где δ — толщина лопатки на входе, измеренная по окружности;

S_1 — толщина лопатки на входе в колесо;

z — число лопаток;

β_1 — угол установки лопаток на входе в колесо.

Обычно значения β_1 лежат в пределах $12 \div 22^\circ$.

Значение коэффициента ψ_1 предварительно можно принять $0,8 \div 0,9$.

Угол β_1 установки лопаток на входе в колесо находим из уравнения

$$\beta_1 = \beta_{1\text{п}} + i, \quad (2.38)$$

где $\beta_{1\text{п}}$ — угол потока на входе в колесо,

$$\beta_{1\text{п}}^\circ = \arctg \frac{v_{1\text{м}}}{u_1}; \quad (2.39)$$

i — угол атаки на входе.

Угол атаки i обычно принимается от 3 до 15° . При малых значениях угла потока на входе в колесо $\beta_{1\text{п}}$ угол атаки стараются выполнить большим, что дает возможность получить больший угол установки лопаток на входе β_1 и, следовательно, улучшить форму

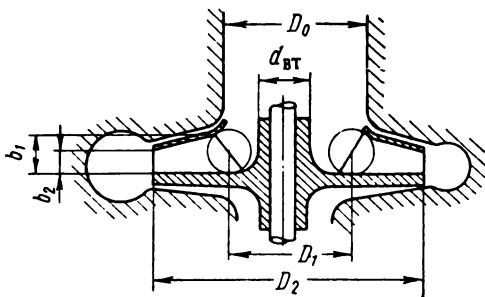


Рис. 2.23. Схема проточной части центробежного насоса

межлопастного канала и уменьшить стеснение входного канала лопатками.

Окружную скорость на входе в колесо определяем по уравнению

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}. \quad (2.40)$$

Определив меридианную скорость на входе в рабочее колесо, находим высоту лопаток b_1 на входе в колесо

$$b_1 = \frac{Q}{\pi D_1 v_{1m} \varphi_1 \eta_0}. \quad (2.41)$$

Приближенное значение окружной скорости u_2 на выходе из крыльчатки определяем по формулам:

$$u_2 = \sqrt{2gH_T}; \quad (2.42)$$

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}.$$

Из этих выражений можно найти приближенное значение диаметра выхода из колеса:

$$D_2 = \frac{60 \sqrt{2gH_T}}{\pi n}. \quad (2.43)$$

Теоретический напор насоса H_T при принятом гидравлическом КПД определяем по формуле

$$H_T = \frac{H}{\eta_r}.$$

Значения гидравлического КПД лежат в пределах $0,6 \div 0,9$ в зависимости от коэффициента быстроходности насоса. Для малых значений коэффициента быстроходности n_s (до 110) величину коэффициента гидравлического КПД можно определить по формуле А. А. Ламакина:

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1гр} - 0,172)^2}, \quad (2.44)$$

где приведенный диаметр входа в колесо $D_{1пр}$ находится по формуле

$$D_{1пр} = (4 \div 4,5) 10^3 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}. \quad (2.45)$$

Полученное значение D_2 используем для определения выходного угла β_2 , числа лопаток z , коэффициента влияния конечного числа лопаток на напор и для определения D_2 во втором приближении.

Угол β_2 определяем из условий получения заданной характеристики рассчитываемого насоса. Лопатки рабочего колеса могут быть изогнуты по направлению вращения назад ($\beta_2 < 90^\circ$) и по на-

правлению вращения ($\beta > 90^\circ$) или оканчиваться радиально ($\beta_2 = 90^\circ$). С увеличением угла установки лопатки колеса напор насоса увеличивается, но при этом возрастают и гидравлические потери на выходе из колеса.

В обычных насосах, где нет специальных требований к закону изменения характеристики $H-Q$, рабочие колеса выполняются с лопатками, изогнутыми по ходу назад, с углами установки $\beta_2 = 18 \div 30^\circ$. Большие значения углов β_2 обеспечивают более пологую характеристику.

Из выходного и входного треугольников скоростей (рис. 2.24) имеем:

$$w_{2\infty} = \frac{v_{2M}}{\sin \beta_2}, \quad w_1 = \frac{v_{1M}}{\sin \beta_1}.$$

Задаваясь отношением $\frac{w_1}{w_{2\infty}}$, можно получить желаемую форму

канала. При $\frac{w_1}{w_{2\infty}} > 1$ канал получается диффузорный, при $\frac{w_1}{w_{2\infty}} < 1$ канал — конфузорный:

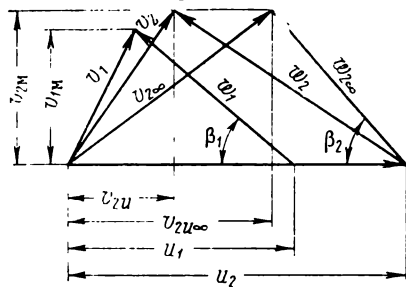


Рис. 2.24. Треугольники скоростей на входе и выходе из центробежного колеса

$$\frac{w_{2\infty}}{w_1} = \frac{v_{2M} \sin \beta_1}{v_{1M} \sin \beta_2}, \quad (2.46)$$

$$\sin \beta_2 = \frac{w_1}{w_{2\infty}} \frac{v_{2M}}{v_{1M}} \sin \beta_1.$$

Меридианная составляющая абсолютной скорости потока на выходе из колеса

$$v_{2M} = \frac{(0,8 \div 1) v_{1M}}{\psi_2},$$

где ψ_2 — коэффициент стеснения лопатками сечения на выходе, который принимается равным $0,90 \div 0,96$ или определяется по уравнению

$$\psi_2 = 1 - \frac{z S_2}{\pi D_2 \sin \beta_2}, \quad (2.47)$$

где S_2 — толщина лопатки, выбирается из конструктивных, прочностных и технологических соображений;

z — число лопаток, определяется по уравнению

$$z = 13 \frac{r_1 + r_2}{2(r_2 - r_1)} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}, \quad (2.48)$$

где r_1 и r_2 — соответственно радиусы входа и выхода из колеса. Полученное по уравнению (2.48) число лопаток округляется до це-

лого числа. Следует иметь в виду, что увеличение числа лопаток приближает значения H_T к $H_{T\infty}$, а следовательно, способствует некоторому уменьшению диаметра рабочего колеса. Однако при увеличении числа лопаток возрастают потери на трение и, кроме того, создаются производственные трудности при изготовлении малогабаритных колес.

Влияние конечного числа лопаток определяем по уравнению, предложенному Г. Ф. Проскурой:

$$H_{T\infty} = H_T(1 + K_n),$$

где K_n — коэффициент, учитывающий конечное число лопаток [см. формулу (1.29) гл. I].

Геометрические размеры должны находиться в соответствии с $H_{T\infty}$. На основании плана скоростей (см. рис. 2.24) можно найти диаметр D_2 во втором приближении:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 v_{2u\infty}}{g} = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{v_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} \right). \quad (2.49)$$

Решая это уравнение относительно u_2 , получим

$$u_2 = \frac{v_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{v_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g H_{T\infty}}. \quad (2.50)$$

Из этой формулы определяем более точное значение u_2 , которое соответствует заданному значению теоретического напора $H_{T\infty}$ и по полученному значению находим выходной диаметр колеса D_2 . Если величина D_2 , полученная во втором приближении, незначительно отличается от величины D_2 , определенной в первом приближении, то диаметр D_2 можно считать выбранным правильно. При расхождении величин D_2 , определенных в первом и втором приближении более чем на 5%, необходимо в расчет подставить величину D_2 , полученную во втором приближении, и найти D_2 в третьем приближении, проверив при этом совпадение коэффициентов стеснения сечений на выходе ψ_2 и входе ψ_1 с ранее выбранными значениями.

Высота лопатки на выходе из колеса определяется по значению скорости v_{2m} из уравнения неразрывности потока:

$$b_2 = \frac{Q}{2\pi \cdot r_2 \cdot v_{2m} \cdot \eta_0 \cdot \psi_2}. \quad (2.51)$$

Профилирование канала колеса в меридианном сечении

Начальная и конечная высота лопаток колеса в меридианном сечении определяются принятыми значениями b_1 и b_2 . Профилирование канала должно быть выполнено так, чтобы получить плавный переход величины меридианной составляющей скорости при входе в колесо к ее величине при выходе из колеса. Контуры профилируемого канала рекомендуется выполнять подобными конту-

рам каналов уже опробированных колес, имеющих хорошие энергетические и кавитационные свойства.

Обычно при профилировании канала задаются величиной меридианной составляющей скорости в функции от радиуса. Имея для каждого радиуса величину меридианной составляющей v'_m , определяем высоту лопаток на текущем радиусе (рис. 2.25) по уравнению неразрывности:

$$b_r = \frac{Q}{2\pi \cdot r \cdot v'_m \cdot \eta_0}, \quad (2.52)$$

где v'_m — скорость потока без учета стеснения лопатками $v'_m = v_m \cdot \psi$.

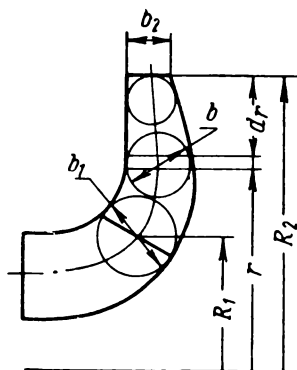


Рис. 2.25. Профилирование канала центробежного колеса в меридианном сечении

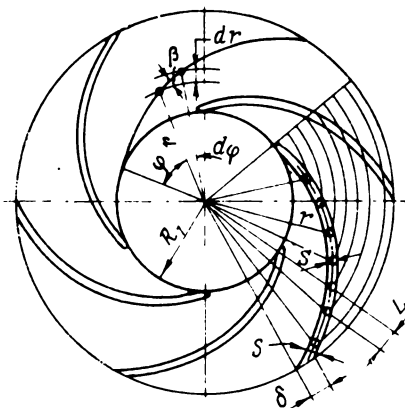


Рис. 2.26. Построение цилиндрической лопатки по точкам

Профилирование лопаток. При профилировании лопаток для получения минимальных гидравлических потерь необходимо обеспечить безотрывное обтекание потоком контура лопатки. Для этого принимают плавный закон изменения относительной скорости от начального значения ω_1 до конечного ω_2 в функции от радиуса r . Имея функциональную зависимость ω и v_m от r , можно, задавшись значениями толщины δ лопатки, определить угол наклона β лопатки (рис. 2.26). Из треугольника скоростей (см. рис. 2.24) для текущих:

$$\omega = \frac{v_m}{\sin \beta} = \frac{v'_m}{\sin \beta \psi} = \frac{v'_m}{\sin \beta - \frac{S}{t}}, \quad (2.53)$$

$$\psi = \frac{t - S}{t}, \quad t = \frac{\pi D}{z},$$

где t — расстояние по окружности между одноименными точками смежных лопаток; толщина лопатки

$$S = \frac{\delta}{\sin \beta},$$

здесь S — толщина лопатки в цилиндрическом сечении.

Из уравнения (2.53) находим

$$\sin \beta = \frac{v'_M}{w} + \frac{S}{t}. \quad (2.54)$$

Дифференциальное уравнение средней линии контура лопатки в плане

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{dr}{r d\varphi},$$

откуда

$$d\varphi = \frac{dr}{r \operatorname{tg} \beta}.$$

Интегрируя это уравнение в пределах от $\varphi=0$, при $r=R_1$ до φ , соответствующему текущему радиусу r , получим связь текущих значений угла φ , радиуса r и угла β :

$$\varphi = \int_{R_1}^r \frac{dr}{r \operatorname{tg} \beta}. \quad (2.55)$$

Обычно значениями β и S в функции r задаются не аналитически, а в виде графика или таблицы, а интегрирование приходится проводить в численной форме. Расчетной формулой является соотношение:

$$\Delta\varphi = \frac{\Delta r}{r \operatorname{tg} \beta}. \quad (2.56)$$

Расчет ведется по равным участкам Δl . Обозначим подынтегральную функцию как

$$B_l = \frac{1}{r \operatorname{tg} \beta}. \quad (2.57)$$

Весь расчет профилирования лопатки рекомендуется проводить в табличной форме (см. табл. 2.1).

Получив φ , как функцию r , строим среднюю линию лопатки. Из опыта известно, что лопатку целесообразно выполнять переменной толщины, относя наибольшую толщину к середине длины профиля лопатки или ближе к выходной кромке. При такой форме лопатки зона профильного разрежения затягивается в область более высоких давлений, что улучшает кавитационные качества колеса.

№ участка	l мм	r мм	v'_M м/сек	w м/сек	S мм	t мм	β°	B_i	$\frac{B_i+B_{i+1}}{2}$	$\Delta\varphi^\circ$	B_{i+1}	φ°
1	0	R_1	v_M	w	S_1	t_1	β_1	B_1			B_2	0
2	10	$r+\Delta r$										
3	20								B_{1-2}	$\Delta\varphi_{1-2}$		φ

Входную кромку лопатки следует закруглять радиусом $R=0,2\div 0,5$.

Приближенный способ профилирования лопаток. Приближенный метод профилирования лопаток, предложенный К. Пфлейдерером, значительно проще изложенного ранее и позволяет получить более простые формы и очертания лопаток, как, например, дуга окружности. При этом следует иметь в виду, что межлопаточные каналы могут получиться гидравлически несовершенными, так как закон изменения скорости по длине канала может оказаться неблагоприятным. Поэтому полученные межлопаточные каналы необходимо проверить и убедиться, что закон изменения проходного сечения плавный.

На рис. 2.27 показан способ построения цилиндрических лопаток дугой окружности. Начинают построение с проведения окружностей диаметром D_1 и D_2 . На окружности D_2 выбирают произвольную точку G и соединяют ее с центром O . От радиуса OG откладывают угол, равный сумме углов β_1 и β_2 . Под этим углом проводят радиус OK окружности D_1 . Точку G соединяют с точкой K и продолжают линию GK до пересечения с окружностью D_1 в точке B . Из точки G проводят луч под углом β_2 , который откладывают влево от GO . Из середины линии GB восстанавливают перпендикуляр до пересечения его в точке M с лучом, который проведен из точки G . Точка M будет являться центром, из которого следует провести дугу, образующую среднюю линию профиля лопатки.

Аналитически с достаточной степенью точности радиус окружности, которым описаны лопатки, можно определить по формуле

$$r_A = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cos \beta_2 - r_1 \cos \beta_1)}. \quad (2.58)$$

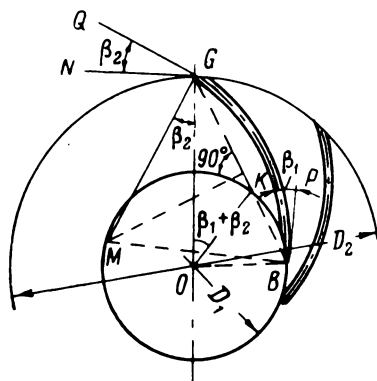


Рис. 2.27. Построение цилиндрических лопаток дугой окружности

Диаметр окружности расположения центров дуг (см. рис. 2.46), которыми описаны лопатки

$$D_{\text{ц}} = 2 \sqrt{r_2^2 + r_{\text{л}}^2 - 2r_2r_{\text{л}} \cos \beta_2}. \quad (2.59)$$

Существуют еще приближенные способы построения лопаток, например, метод конформных построений, разработанный Г. Ф. Проскурой.

После построения лопаток следует проверить закон изменения площади проходных сечений. Необходимо добиваться, чтобы закон изменения межлопаточного канала был плавным.

Лопатки двойной кривизны. При отношении диаметров рабочего колеса $D_2/D_1 < 1,6$ поверхность лопатки, расположенной в радиальной части колеса, сильно сокращается. При этом удельная нагрузка на поверхность лопатки увеличивается и кавитационные качества насоса ухудшаются. Поэтому целесообразно увеличивать поверхность лопаток, располагая их не только в радиальной части потока, но и в месте перехода потока из осевого в радиальный, что приближает входную кромку лопатки к оси насоса. Кроме этого, при таком расположении лопатки уменьшается величина окружной и относительной скорости при входе потока в колесо, что уменьшает гидравлические потери.

Вынос части поверхности лопатки в область поворота потока из осевого в радиальный приводит к наклонному расположению входной кромки по отношению к оси колеса. Лопатка приобретает форму двоякой кривизны. Однако изготовление таких колес значительно сложнее, особенно при малых размерах колеса, поэтому в авиационных насосах такие лопатки применяются сравнительно редко.

Подводящие устройства к рабочему колесу

Подводящие устройства должны обеспечивать осесимметричный подвод жидкости к рабочему колесу с приемлемым распределением скоростей по всему сечению потока и иметь минимальные гидравлические потери. Для получения необходимой скорости жидкости на входе в рабочее колесо подводящее устройство часто имеет конфузорный участок, что обеспечивает получение более устойчивого потока при изменении режимов и предотвращает возможность образования вихрей и обратных токов. Повышение скорости в конфузоре на 15—20% вполне обеспечивает получение устойчивого потока на входе в колесо. Иногда подводящие устройства предусматривают создание «закрутки» жидкости для получения лучших антикавитационных качеств.

Наибольшее распространение получили подводящие устройства, выполненные в виде спирального патрубка, разработанного

А. А. Ломакиным. Оптимальное соотношение размеров такого патрубка показано на рис. 2.28.

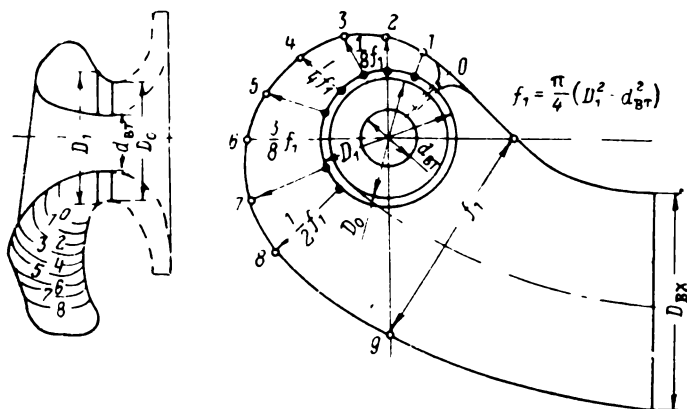


Рис. 2.28. Спиральный патрубок входа в насос

Профилирование отводящих устройств

Отводящие устройства должны обеспечивать сбор жидкости, выходящей из колеса, и преобразовывать кинетическую энергию потока в энергию давления, т. е. преобразовывать динамический напор в статический.

При этом во избежание возникновения дополнительных гидравлических потерь и снижения КПД насоса необходимо, чтобы не нарушалась осевая симметрия потока при выходе из колеса.

Величина динамического напора на входе в отводящее устройство

$$H_{\text{дин}} = H_{\text{ст}}(1 + q_k), \quad (2.60)$$

где q_k — отношение статического напора $H_{\text{ст}}$ к общему напору $H_{\text{т}}$, называемое коэффициентом реакции, который зависит в основном от угла установки лопаток на выходе из колеса.

Необходимо отметить, что с точки зрения КПД насоса выгоднее большую часть напора получать в виде статического давления непосредственно на колесе, поэтому в центробежных насосах чаще всего применяются рабочие колеса с большой степенью реактивности. Отводящие устройства выполняются обычно в виде спиральных камер или направляющих аппаратов, а при незначительных величинах скоростного напора для упрощения конструкции в некоторых случаях применяются кольцевые сборники постоянного сечения.

Спиральный диффузор. Отводящие устройства центробежных насосов чаще всего выполняются в виде спирального диффузора, переходящего в прямолинейный диффузор. Спиральный диффузор

позволяет осуществить сбор жидкости, выходящей из рабочего колеса, с минимальными гидравлическими потерями, а также произвести некоторое преобразование динамического напора в статический. Обычно в спиральном диффузоре преобразуется не более 20% динамического напора, а основное преобразование динамического напора в статический происходит в прямолинейном диффузоре.

При условии минимальных гидравлических потерь очертание наружной стенки спирали должно совпадать с направлением линии тока жидкости, движущейся от колеса в свободном потоке. Наружная стенка диффузора не должна оказывать возмущающего действия на поток.

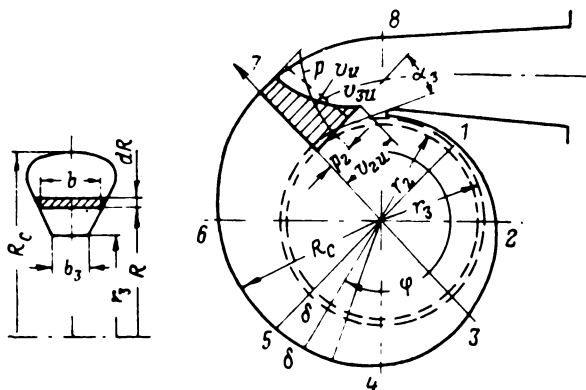


Рис. 2.29. Схема построения спирального диффузора

Проходные сечения спирального диффузора определяются из условия обеспечения заданного расхода, а также законом изменения скорости $v_u \cdot R = \text{const}$.

Основные расчетные формулы для определения геометрических параметров спирального диффузора (рис. 2.29) имеют следующий вид:

$$\varphi = \frac{\Gamma_3}{Q} \int_{r_3}^{R_c} \frac{b \cdot dR}{R}, \quad (2.61)$$

где r_3 — внутренний радиус спирального диффузора;

Γ_3 — циркуляция скорости вокруг колеса;

α_3 — угол между абсолютной скоростью V_{3u} и касательной к окружности радиуса r_3 .

Радиус спирали R_c определяется из уравнения логарифмической спирали

$$R_c = r_3 \cdot e^{\varphi \cdot \text{tg } \alpha_3}. \quad (2.62)$$

Циркуляция скорости вокруг колеса определяется по формуле

$$\Gamma_3 = \pi v_{3u} D_2. \quad (2.63)$$

Форма сечений спиралей может быть различной.

Наилучшие результаты для построения спирального диффузора дает методика, разработанная Д. Я. Сухановым, который исходит из допущения постоянства средней скорости во всех радиальных сечениях спирального диффузора.

При расчете спирального диффузора величину средней скорости потока в спирали $v_{сп}$ рекомендуется выбирать в зависимости от коэффициента быстроходности насоса и величины окружной скорости потока после выхода из колеса (рис. 2.30) так, чтобы

$$v_{сп} = (0,65 \div 0,75) v_{3u}, \quad (2.64)$$

где

$$v_{3u} = \frac{gH_T}{u_2}. \quad (2.65)$$

Для значений коэффициента быстроходности n_s до 150 рекомендуется принимать $v_{сп} = 0,75 \cdot v_{3u}$.

Расчет спирального диффузора по методике Д. Я. Суханова начинают с определения средней скорости потока в спирали, затем определяют площадь выходного сечения спирали, через которое проходит весь расчетный расход:

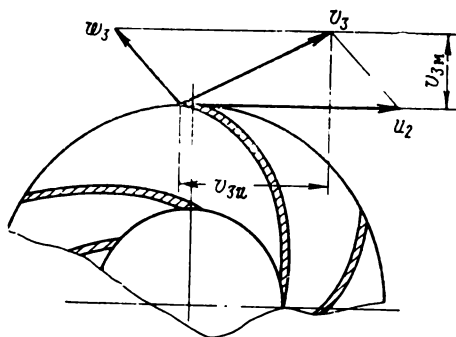


Рис 2.30. Треугольник скоростей на входе в сборник

$$F_{360^\circ} = \frac{Q}{v_{сп}}. \quad (2.66)$$

Площадь любого искомого сечения спирали

$$F = F_{360^\circ} \frac{\varphi}{360^\circ}, \quad (2.67)$$

где φ° — угол, под которым расположено искомое сечение. Для круглого сечения текущий радиус сечения спирали

$$r = \sqrt{\frac{F}{\pi}}. \quad (2.68)$$

Радиус средней линии спирали можно определить по формуле

$$R = r_3 + r_{360^\circ} \sqrt{\frac{\varphi}{360^\circ}}. \quad (2.69)$$

Поперечное сечение спирали выбирается из конструктивных и технологических предпосылок и может быть круглым, трапецие-

видным, сегментным, прямоугольным и т. д. Наилучшие гидравлические показатели имеет диффузор трапецевидной закругленной формы (см. рис. 2. 29).

Прямолинейный диффузор выполняется в виде расширяющегося патрубка. Входное сечение его соответствует форме последнего сечения спирального диффузора, а выходное сечение для непосредственной стыковки с напорным трубопроводом обычно выполняется круглым.

Степень расширения конического диффузора характеризуется углом раскрытия. Центральный угол раскрытия выбирается обычно в пределах 8—12°. Большие углы раскрытия приводят к отрыву потока от стенок диффузора, что влечет за собой большие гидравлические потери.

Рекомендуется также ограничивать длину конического диффузора так, чтобы отношение длины диффузора к диаметру входного сечения было бы не более 3.

При больших потребных степенях расширения рекомендуется применять ступенчатый диффузор (конус-цилиндр) с внезапным расширением, в котором гидравлические потери по сравнению с длинным коническим диффузором меньше.

Безлопаточный кольцевой диффузор. Наиболее простым средством преобразования динамического напора в статический является применение в конструкции отводящего устройства безлопаточного кольцевого диффузора. Однако такой диффузор применяется сравнительно редко, так как для значительного повышения давления в нем требуются большие радиальные размеры. Кроме того, течение жидкости в безлопаточном кольцевом диффузоре происходит по логарифмической спирали, что сопровождается значительными гидравлическими потерями из-за большой длины пути, проходимой частицей жидкости. (Угол наклона логарифмической спирали обычно не превышает 20°).

Кольцевой лопаточный диффузор. На рис. 2. 31 показан кольцевой лопаточный диффузор, выполненный в виде расширяющихся каналов, образованных лопатками, установленными в кольцевом пространстве между наружным диаметром колеса и сборником. В каналах лопаточного диффузора струя жидкости, в отличие от безлопаточного диффузора, где она движется по логарифмической спирали, получает более крутую траекторию. При том же радиальном перемещении окружная составляющая скорости в лопаточном диффузоре уменьшается быстрее, что в основном и обеспечивает более интенсивное торможение потока, а следовательно, и меньшие потери.

Профилирование каналов кольцевого лопаточного диффузора производится так, чтобы угол α_4 был больше α_3 (см. рис. 2. 31). Угол α_3 выбирается из условия обеспечения безударного входа. Угол раскрытия диффузора выбирается в пределах 8—12°. Дальнейшее увеличение угла раскрытия приводит к отрыву потока

от стенок лопаток, а следовательно, к дополнительным гидравлическим потерям.

Число лопаток кольцевого лопаточного диффузора в зависимости от приемлемой формы каналов и конструктивных соображений выбирается в пределах от 5 до 15.

Внутренний диаметр лопаточного диффузора

$$D_3 = D_2 + (2 \div 5) \text{ м.м.}$$

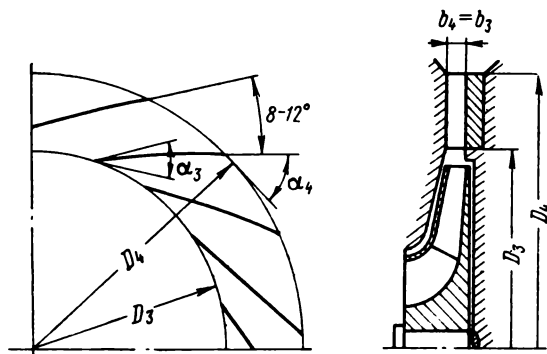


Рис. 2.31. Кольцевой лопаточный диффузор

Высоту лопатки для обеспечения безударного входа следует выбирать близкой к высоте лопатки рабочего колеса на выходе. Обычно величину высоты лопатки b_3 принимают

$$b_3 = b_2 + (1 \div 2) \text{ м.м.}$$

Из технологических соображений для малогабаритных насосов каналы лопаточного диффузора чаще всего делают постоянной высоты с прямолинейными боковыми стенками. Остальные размеры лопаточного диффузора связаны уравнением:

$$\frac{F_4}{F_3} = \frac{\pi D_4 b_4 \sin \alpha_4}{\pi D_3 b_3 \sin \alpha_3}. \quad (2.70)$$

Площадь сечения F_4 на выходе из диффузора выбирается из условия получения составляющей скорости v_{4u} на выходе из диффузора, близкой к скорости в выходном патрубке насоса.

Построение характеристик насоса приближенным способом

Теоретическое построение характеристик насоса по расчетным размерам проточной части довольно сложно. Наиболее простым способом, дающим достаточную для практики точность, является графический способ построения напорной характеристики.

По оси ординат (рис. 2.32) откладывают отрезок

$$\frac{1}{H_p} \times \frac{u_2^2}{g(1+K_n)},$$

представляющий собой отношение теоретического напора с учетом конечного числа лопаток к расчетному напору, а по оси абсцисс откладываем отрезок $u_2 \operatorname{tg} \beta_2 / v_{2\text{мр}}$, соответствующий подаче насоса при нулевом напоре. Принимаем, что в расчетной точке $H/H_p = 1$ и

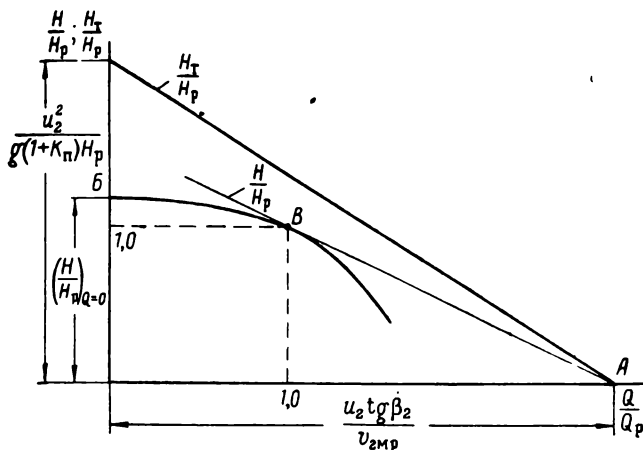


Рис. 2.32. Построение характеристики насоса приближенным способом

$Q/Q_p = 1$, а гидравлический КПД имеет максимальное значение. Тогда касательная, проведенная из точки A , коснется кривой $H/H_p = f(Q/Q_p)$ в точке B , так как отношение ординат H/H_p к H_T/H_p будет максимальным.

Для построения характеристики необходимо вычислить значение напора при нулевом расходе, который определяют на основании статистических данных в зависимости от n_s насоса:

n_s	80	120	150	200
$\frac{H_{Q=0}}{H_p}$	1,10	1,20	1,25	1,38

По точкам B и B (см. рис. 2.32) проводят кривую, касательную прямой AB , которая и будет приближенной характеристикой насоса в относительных координатах.

Из всех сил, действующих на рабочее колесо, основной, влияющей на работу подшипников, является осевая сила, которую при конструировании насосов необходимо уравновесить до минимально возможной величины. Радиальная сила, действующая на центробежное колесо, возникающая из-за отсутствия полной симметрии сборника, невелика и обычно в расчетах не учитывается. Тангенциальная сила, действующая на лопатки колеса, уравновешивается моментом привода.

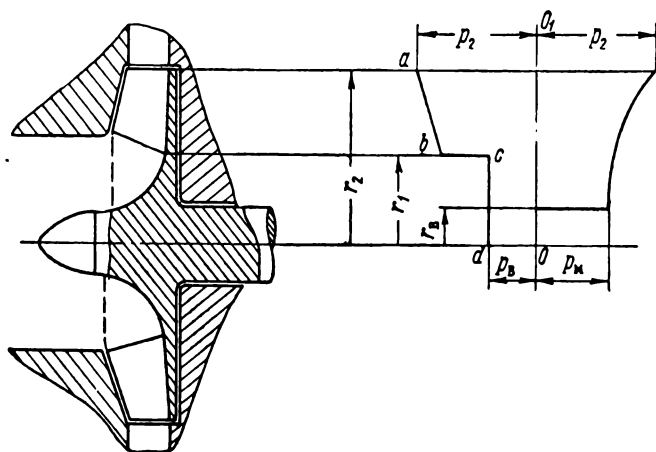


Рис. 2.33. Эпюра распределения давления, действующего на колесо открытого типа

Уравновешивание осевых сил. Осевое усилие, действующее на колесо, можно представить как результирующую сил, действующих на колесо с двух сторон. Для центробежных колес открытого типа с лопатками, выполненными по дуге окружности, закон распределения давления по радиусу со стороны всасывания на участке, занятом лопатками, близок к линейному. Изменение силы давления по радиусу с нерабочей стороны колеса происходит по параболическому закону.

Для определения величины осевой силы строим эпюру распределения осевых сил в зависимости от радиуса колеса (рис. 2.33), которая дает возможность определить величины сил, действующих на колесо. На внешнем радиусе колеса r_2 давление жидкости можно считать равным давлению p_2 выхода из колеса, а давление на входе в колесо — равным давлению на входе в насос. Эпюра давлений со стороны всасывания на рис. 2.33 обозначена $abcd$. Суммарная осевая сила со стороны всасывания пропорциональна

объему тела вращения, образованного эпюрой $abcdo$, которую можно определить по формуле

$$G_{p.c} = \pi \left[\frac{(p_2 - p_B)}{3} (r_2 - r_1)(2r_2 + r_1) + p_B r_2^2 \right]. \quad (2.71)$$

Скорость вращения жидкости в торцевом зазоре между корпусом и нерабочей стороной колеса принимаем равной половине скорости вращения колеса. Суммарная сила давления с нерабочей стороны колеса

$$G_{н.с} = \pi (r_2^2 - r_B^2) \left[p_2 - \frac{\left(\frac{\pi n}{30} \right)^2}{8g} \gamma \left(\frac{r_2^2 - r_B^2}{2} \right) \right]. \quad (2.72)$$

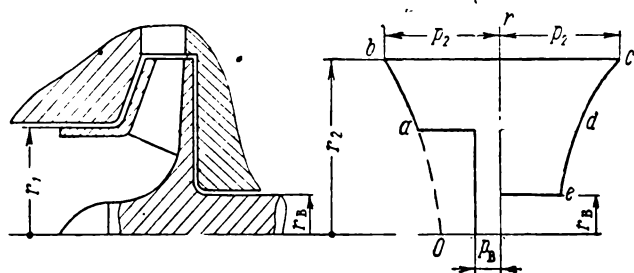


Рис. 2.34. Эпюра распределения давления, действующего на колесо закрытого типа

Результирующая осевая сила равна разности сил, действующих на торцевые поверхности рабочего колеса:

$$G_{o.c} = G_{н.с} - G_{p.c}. \quad (2.73)$$

В этом случае осевая сила направлена в сторону всасывания.

Величина осевой силы существенно зависит от величины зазора между колесом и корпусом насоса, что должно учитываться экспериментальными коэффициентами угловой скорости в зазоре.

Эпюра давлений, действующих на закрытое колесо, показана на рис. 2.34. В этом случае при одинаковых зазорах на участке колеса ab и cd давления равны и осевое усилие на этом участке можно считать уравновешенным. Разница в давлениях на участке oa и de создает осевую силу, которую должны воспринимать подшипники насоса. На участках cde и ba сила давления определяется по формуле (2.72), а на участке ao давление равно давлению входа в насос.

Уравновешивание осевых сил в колесах открытого типа производится несколькими способами: при помощи создания двухстороннего колеса (рис. 2.35, а); установкой разгрузочных лопаток на нерабочем торце колеса (рис. 2.35, б); использованием гидравлического замка на нерабочей стороне колеса (рис. 2.35, в), разгрузочных отверстий (рис. 2.35, г) и др.

Колеса закрытого типа можно уравновесить за счет применения: разгрузочных дисков (рис. 2.36, б); двухсторонних гидравлических

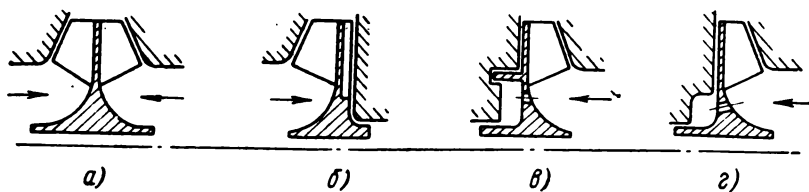


Рис. 2.35. Способы уравнивания осевых усилий колеса открытого типа:

а)—двухстороннее колесо; б)—разгрузочные лопатки; в)—гидравлический замок; г)—разгрузочные отверстия

замков (рис. 2.36, а); симметричного расположения колес (рис. 2.36, в) и др.

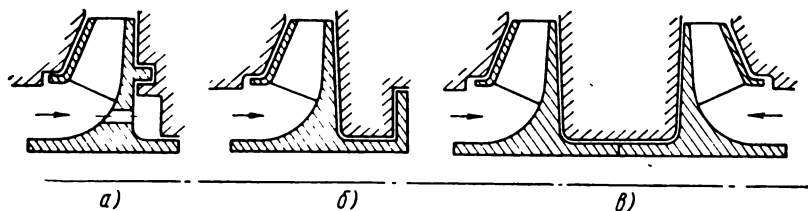


Рис. 2.36. Способы уравнивания осевых усилий колеса закрытого типа:

а)—гидравлические замки; б)—разгрузочный диск; в)—симметричное расположение колес

При проектировании следует применять те или иные методы разгрузки, исходя из специфики конструкции и назначения насоса.

Определение основных размеров проточной части осевых насосов

Многочисленные теоретические и экспериментальные исследования взаимодействия профиля крыла с потоком жидкости являются основной для проектирования и расчета осевых насосов.

Экспериментальными исследованиями установлено, что циркуляция $\Gamma_{\text{л}}$ скорости по профилю контура лопасти является постоянной. Величина циркуляции скорости, создаваемой лопастями колеса линейно зависит от подачи Q и угловой скорости ω . Теоретический напор, создаваемый насосом $H_{\text{т}}$, выраженный через циркуляцию:

$$H_{\text{т}} = \frac{\Gamma_{\text{л}} z \omega}{2\pi g}, \quad (2.74)$$

где z — число лопастей осевого колеса.

Теорема Н. Е. Жуковского о подъемной силе профиля решетки позволяет установить, что сила, с которой поток действует на профиль, равна произведению плотности жидкости ρ , циркуляции скорости по контуру профиля Γ_n и относительной скорости W . Действие подъемной силы F (рис. 2.38) направлено перпендикулярно направлению скорости W . Из рассмотрения рис. 2.37 и 2.38 имеем:

$$F = \sqrt{F_u^2 + F_z^2} = \rho \Gamma_n W_\infty, \quad (2.75)$$

$$\frac{F_u}{F_z} = \frac{W_{z\infty}}{W_{u\infty}} = \operatorname{tg} \beta_\infty, \quad (2.76)$$

где W_∞ — скорость невозмущенного потока.

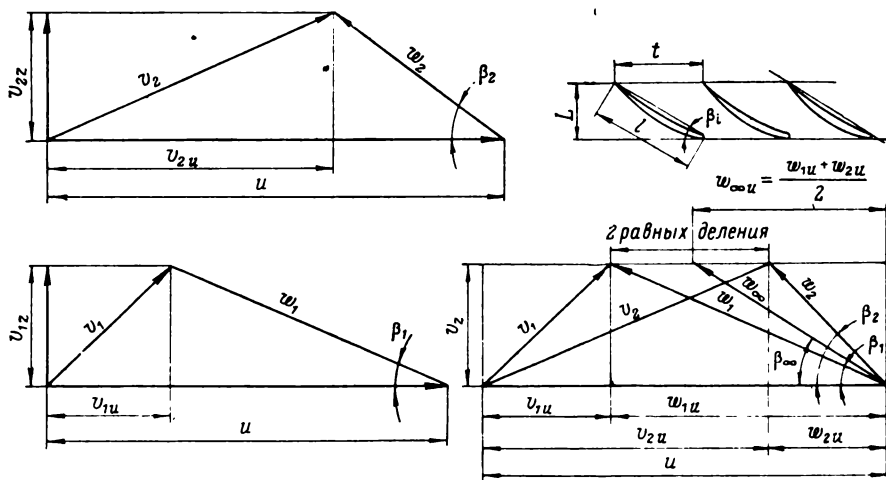


Рис. 2.37. Планы скоростей для параллельной решетки профилей

Уравнение (2.76) показывает, что сила F направлена под углом к оси z . Для реальной жидкости осевая составляющая сил реакции R_z потока на профиль решетки уменьшится на величину $t\gamma h_w$, т. е.

$$R_z = F_z - t\gamma h_w.$$

Равнодействующая сил реакции потока реальной жидкости на профиль

$$R = \sqrt{R_u^2 + R_z^2}.$$

В этом случае сила R составляет с направлением нормали к вектору скорости некоторый угол Δ . Если разложить силу R на две составляющие: Y — подъемную силу, направленную нормально к направлению скорости, и X — лобовое сопротивление, то КПД ре-

сетки выразится отношением лобового сопротивления к подъемной силе:

$$\frac{X}{Y} = \frac{1}{k} = \operatorname{tg} \Delta, \quad (2.77)$$

где k — коэффициент качества профиля.

Гидравлический КПД η_r решетки можно выразить через величину, обратную коэффициенту качества профиля, так как величина потерь h_r зависит от угла Δ (см. рис. 2.38):

$$\eta_r = \frac{H_T - h_w}{H_T} = 1 - \frac{h_w}{H_T}. \quad (2.78)$$

Величина потерь напора h_w есть работа силы X , отнесенная к единице веса жидкости и совершенная на пути, равном w_∞ , т. е.

$$\begin{aligned} h_w &= \frac{X w_\infty}{\gamma t w_{z\infty}} = \frac{w_\infty R \sin \Delta}{\gamma t w_\infty \sin \beta_\infty} = \\ &= \frac{R \sin \Delta}{\gamma t \sin \beta_\infty}. \end{aligned} \quad (2.79)$$

Теоретический напор H_T насоса равен работе силы R_u (см. рис. 2.37), отнесенной к единице веса жидкости на пути, проходящем профилем в единицу времени и равном u :

$$H_T = \frac{u R_u}{\gamma t w_{z\infty}} = \frac{u R \sin (\beta_\infty + \Delta)}{\gamma t w_\infty \sin \beta_\infty}. \quad (2.80)$$

С уменьшением коэффициента качества профиля решетки k уменьшается гидравлический КПД [см. уравнение (2.78)].

В реальной жидкости реакция потока R на единичный крыловой профиль может быть разложена на две составляющие: Y — подъемную силу, нормальную скорости невозмущенного потока и X — лобовое сопротивление, направленное по скорости (рис. 2.39).

Положение профиля относительно направления потока характеризуется углом атаки α . В зависимости от угла атаки изменяется сила реакции потока на профиль.

В настоящее время проведено большое количество экспериментальных продувок различных профилей и получены зависимости величин подъемной силы от лобового сопротивления. Результаты продувок для удобства пользования выражаются безразмерными коэффициентами: c_x — коэффициент лобового сопротивления и

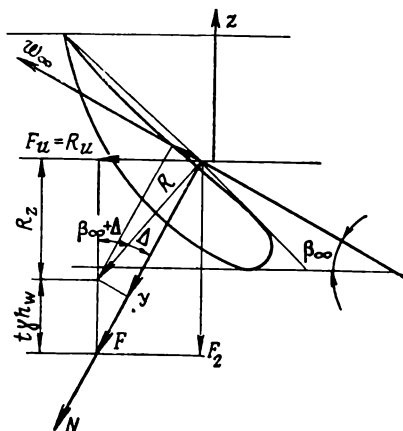


Рис. 2.38. Силы реакции потока по профилю решетки в реальной жидкости

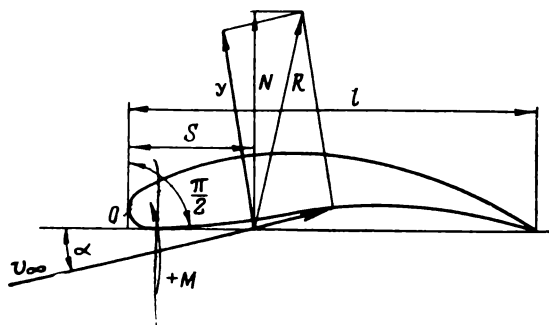


Рис. 2.39. Реакция потока на изолированный профиль в реальной жидкости

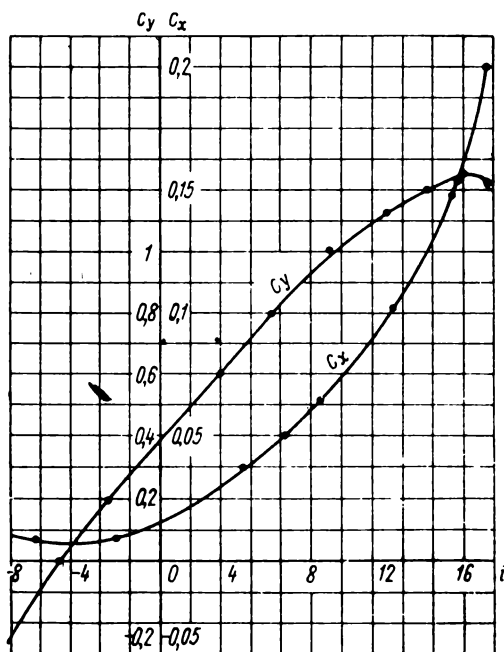


Рис. 2.40. Зависимость коэффициентов C_y и C_x от угла атаки

c_y — коэффициент подъемной силы, которые могут быть представлены в следующем виде:

$$Y = c_y Q \frac{v_\infty^2}{2} l, \quad (2.81)$$

$$X = c_x Q \frac{v_\infty^2}{2} l, \quad (2.82)$$

где l — длина хорды профиля.

Профиль лопатки и угол ее атаки подбираются в зависимости от заданных значений c_x и c_y по атласу авиационных профилей. На рис. 2.40 представлена зависимость коэффициентов c_x и c_y для одного из профилей в функции угла атаки i , которая называется характеристикой профиля. Коэффициенты c_y и c_x для выбранного профиля позволяют произвести элементарный расчет осевого насоса.

Определение основных размеров осевого колеса

Элементарный гидравлический расчет осевого колеса ставит своей задачей определение диаметра и сечений лопастей колеса.

Расчет проводится в следующем порядке.

По заданному значению напора H , подачи Q и заданному давлению на входе p_v по уравнению (2.17) находят число оборотов. При этом коэффициент быстроходности принимается в пределах 900÷1200.

Имея заданное значение давления на входе p_v и величину упругости паров топлива, определяют кавитационный запас Δh по уравнению (2.21).

Задав коэффициентом кавитации S в пределах 800÷900, по уравнению (2.28) находят максимально допустимое число оборотов насоса из условия бескавитационной работы агрегата. (Для малонагруженных предвключенных колес коэффициент кавитации S берут равным 3000÷4000).

Если полученное по уравнению (2.28) число оборотов $n_{\max}$ больше числа оборотов, подсчитанного по уравнению (2.17), то можно продолжить расчет, так как кавитационные качества колеса обеспечат его нормальную работу при заданных параметрах.

Наружный диаметр колеса $d_{\text{вх}}^{\text{ос.к}}$ и диаметр втулки $d_{\text{вт}}$ определяются по значению осевой скорости v_{0z} , которую предварительно подсчитывают по уравнению С. С. Руднева:

$$v_{0z} = (0,06 \div 0,08) \sqrt[3]{Qn^2}. \quad (2.30)$$

Отношение диаметра втулки и колеса берется равным 0,3÷0,5. Наружный диаметр колеса определяется по уравнению

$$D_{\text{вх}}^{\text{ос.к}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_z \left[1 - \frac{d_{\text{вт}}^2}{(D_{\text{вх}}^{\text{ос.к}})^2} \right]}}. \quad (2.83)$$

Число лопастей принимают от 2 до 5. Для насосов с высокими антикавитационными качествами число лопастей выбирается минимальным.

Диаметр втулки и толщину лопасти у втулки определяют из условий прочности. Толщина лопасти у наружного диаметра выбирается минимально возможной по технологическим соображениям. Изменение толщины лопасти по радиусу производится по линейному закону. Расчет лопасти крупных насосов ведут по нескольким сечениям, расположенным на равном расстоянии по ее длине (радиусу).

Теоретический напор насоса

$$H_T = \frac{uR \sin(\beta_\infty + \Delta)}{\gamma t w_\infty \sin \beta_\infty} = \frac{uY \sin(\beta_\infty + \Delta)}{\gamma t w_\infty \cos \Delta}, \quad (2.84)$$

где t — шаг решетки;

v_z — проекция абсолютной скорости на ось z ;

Δ — угол между равнодействующей сил X , Y и силой R ;

β_∞ — угол между направлением окружной скорости u и относительной скорости w_∞ .

Подъемная сила Y для профиля решетки

$$Y = c_{y,p} \rho l \frac{w_\infty^2}{2}. \quad (2.85)$$

Из плана скоростей (см. рис. 2.37 и 2.38) определяем величину и направление относительной скорости w_∞ по уравнению

$$w_\infty = \sqrt{v_z^2 + \left(u - \frac{v_{2u} + v_{1u}}{2}\right)^2}. \quad (2.86)$$

Для некоторого сечения, расположенного на радиусе от оси, переносная скорость $u = \omega r$. Осевая скорость v_z с учетом коэффициента стеснения потока телом лопастей

$$v_z = k_2 v_{0z},$$

где k_2 — коэффициент стеснения потока,

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{f}{tl \sin \beta_1}}. \quad (2.87)$$

Здесь f — площадь поперечного сечения лопасти;

l и β_1 — соответственно длина и угол установки хорды к оси решетки.

В осевом насосе без специального направляющего аппарата на входе окружная составляющая абсолютной скорости обычно равна нулю.

Скорость v_{2u} на выходе из колеса

$$v_{2u} = \frac{gH_T}{u} + v_{1u}. \quad (2.88)$$

Угол β_∞ определяем по формуле

$$\operatorname{tg} \beta_\infty = \frac{v_z}{u - \frac{v_{2u} + v_{1u}}{2}}. \quad (2.89)$$

Кроме того, коэффициент подъемной силы профиля в решетке можно выразить через коэффициент подъемной силы единичного профиля, который определяется по данным проливов:

$$c_{y\ p} = c_y \left(\frac{c_{y\ p}}{c_y} \right) = k_3 c_y, \quad (2.90)$$

где k_3 — отношение коэффициентов подъемных сил профиля решетки и единичного профиля (определяется по данным проливов).

Обтекание профиля лопасти осевого колеса без отрыва можно обеспечить, если коэффициент подъемной силы c_y будет не более 1. Если при расчете коэффициент подъемной силы будет больше 1, то необходимо увеличить длину хорды профиля или уменьшить диаметр втулки. Для колес с относительным шагом $t/l > 1$ влияние профилей в решетке незначительно и можно считать, что $c_{y\ p} = c_y$.

Если спроектировать лопасть так, чтобы во всех сечениях она занимала один и тот же центральный угол $\theta = k_4 \frac{2\pi}{z}$, то, зная угол θ , можно определить величину хорды профиля

$$l = \frac{\theta r}{\cos \beta_i}, \quad (2.91)$$

где k_4 — коэффициент перекрытия лопастей в плане.

В колесах с большим коэффициентом быстроходности коэффициент перекрытия лопастей выбирают меньше или равным единице.

Шаг решетки колеса

$$t = \frac{l\theta r}{\cos \beta_i} \cdot \frac{z}{2\pi r} = \frac{lk_4}{\cos \beta_i}. \quad (2.92)$$

Таким образом, задавшись значением коэффициента перекрытия k_4 , можно определить основные геометрические параметры осевого колеса.

Характеристики осевого насоса

Характеристики осевых насосов, полученные в результате многочисленных экспериментов, показали, что большинство из них имеет вид прямой линии (рис. 2.41). Для построения такой харак-

теристики достаточно знать две точки и на их базе можно построить характеристику осевого насоса.

Действительный напор насоса при нулевой подаче

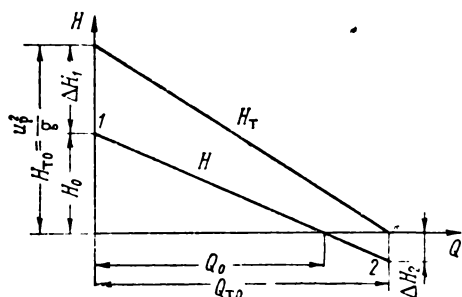
$$H_0 = k_5 H_{T0}, \quad (2.93)$$

где $H_{T0} = \frac{u^2}{g}$ — теоретический напор;

k_5 — опытный коэффициент, значение которого можно принять равным 0,5.

Теоретический расход при нулевом напоре

$$Q_{T0} = \frac{S_p h_l \left(\pi D_{cp} - z \frac{\delta_p}{\sin \beta_{л.р}} \right) n}{60}, \quad (2.94)$$



где δ_p — толщина лопасти на расчетном диаметре;

h_l — высота лопасти, $h_l = \frac{D_{вх}^{oc.к} - d_b}{2}$;

D_{cp} — средний диаметр осевого колеса,

$$D_{cp} = \frac{D_{вх}^{oc.к} + d_b}{2};$$

$\beta_{л.р}$ — угол подъема винтовой линии;

Рис. 2.41. Построение характеристики осевого колеса

S_p — ход винтовой линии, который является постоянным для данного колеса:

$$S_p = \pi D_p \operatorname{tg} \beta_{л.р},$$

здесь D_p — расчетный диаметр осевого колеса,

$$D_p = \frac{\sqrt{3(D_{вх}^{oc.к})^2 + d_b^2}}{2}.$$

В реальном осевом колесе при напоре, равном нулю, вся энергия затрачивается на трение жидкости о стенки колеса. Эту энергию можно найти по формуле

$$\Delta H_2 = \lambda_r \frac{l_{cp} \omega^2}{D_r \cdot 2g},$$

где D_r — гидравлический диаметр,

$$D_r = \frac{4h_l a_{cp}}{2(h_l + a_{cp})}.$$

Коэффициент сопротивления λ_T находится по числу Рейнольдса и относительной шероховатости поверхности колеса. Для предварительных расчетов λ_T можно принять 0,04—0,05. Ширина канала a_{cp} на среднем диаметре

$$a_{cp} = \frac{\pi D_{cp} - z \frac{\delta}{\sin \beta_{л, cp}}}{z}$$

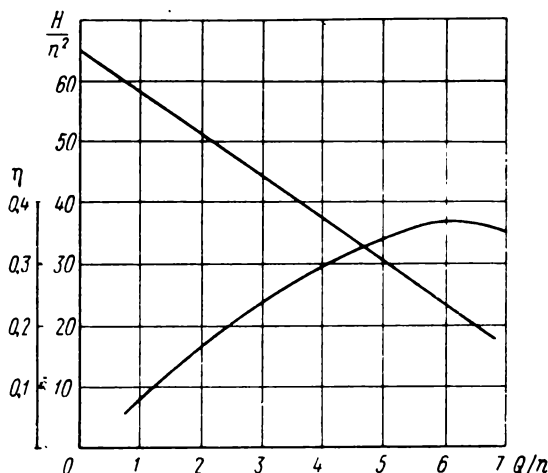


Рис. 2.42. Экспериментальная характеристика шнекового осевого колеса

Относительная скорость в межлопаточном канале на режиме $Q_{т0}$ сохраняет постоянное значение и определяется по уравнению

$$w = \frac{Q}{h_{л, cp}}$$

По точкам действительной характеристики H_0 , теоретической характеристики $Q_{т0}$ и ΔH_2 строим действительную характеристику (см. рис. 2.41).

На рис. 2.42 показана экспериментальная характеристика шнековых осевых колес, полученная И. В. Миролюбовым, из которой по заданным значениям Q и H можно подобрать оптимальное значение КПД, а также рассчитать необходимую механическую мощность для привода осевого насоса на любом режиме.

Выбор оптимальных геометрических размеров предвключенного осевого колеса

Проведенные работы по исследованию предвключенных осевых колес (рис. 2.43) позволили создать сравнительно простую методику их инженерного расчета. Расчет по этой методике, сведенный

в конечном счете к номограмме, дает возможность проектировать насосы с высокими кавитационными качествами, у которых коэффициент кавитации $C = 3000 \div 4000$.

Методика расчета предвключенного осевого колеса основана на следующих предпосылках. При рассмотрении критерия динамического подобия, чисел Эйлера, Струхала, Рейнольдса для подобных насосов, работающих на однородных рабочих жидкостях и по-

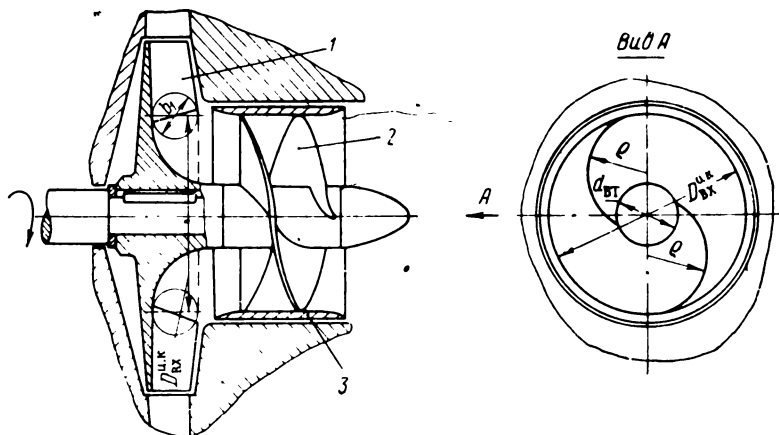


Рис. 2.43. Центробежная ступень насоса с осевым предвключенным колесом:

1—центробежное колесо открытого типа; 2—осевое предвключенное колесо; 3—бандаж осевого колеса

добных кавитационных режимах, могут быть выведены следующие зависимости:

$$\left. \begin{aligned} \frac{n_m \cdot D_{вх\,м}^3}{Q_m} &= \frac{n \cdot D_{вх}^3}{Q}, \\ \frac{k_{2m}^2 \cdot \eta_0}{(k_b + \lambda_{кав}) \cdot \lambda_{кав}} &= \frac{k_2^2 \cdot \eta_0}{(k_b + \lambda_{кав}) \cdot \lambda_{кав}}, \\ \frac{n_m \cdot D_{вх\,м}^2}{v_m} &= \frac{n \cdot D_{вх}^2}{v_2}, \end{aligned} \right\} \quad (2.95)$$

где $\lambda_{кав}$ — число кавитации профиля лопасти на диаметре входа;
 k_b — коэффициент неравномерности поля скоростей на входе;
индекс „ m “ относится к модельному насосу.

Уравнения (2.95) позволяют сделать вывод, что подобие в натурных насосах с равными числами $\lambda_{кав}$ осуществляется лишь при одинаковом значении объемного КПД для натурального и модельного насосов.

При проектировании насосов, пользуясь уравнениями (2.95) и используя результаты исследований, проведенных с целью находж-

дения оптимальных геометрических размеров осевых колес и выхода в центробежное колесо, можно получить высокие антикавитационные свойства всего насоса.

Для получения высоких значений коэффициента кавитации натурального колеса необходимо геометрические размеры колеса выбирать таким образом, чтобы число кавитации профиля лопасти на подобных режимах работы было одинаковым с модельным. Число $\lambda_{\text{кав}}$ модельного винтового предвключенного колеса может быть представлено в виде следующего приближенного выражения:

$$\lambda_{\text{кав}} = \frac{\pi}{k_2} \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta_{\infty},$$

где α — угол атаки лопасти осевого колеса;

β_{∞} — направление потока, невозмущенного колесом.

Поэтому для каждого значения подачи насоса и числа оборотов при прочих равных условиях можно определить относительный наружный диаметр осевого колеса и величину угла установки, при которых α и β_{∞} на сходственных диаметрах у модельного и натурального колес будут равны.

На рис. 2.44 приведена номограмма, созданная на основании большого количества расчетно-экспериментальных работ. Она позволяет по заданным значениям подачи Q и числа оборотов n быстро с достаточной степенью точности определить диаметр и шаг спирали осевого колеса. Номограмма составлена для определения размеров предвключенных осевых колес, работающих совместно с центробежными колесами открытого типа.

Для расчета предвключенных колес, работающих совместно с центробежными колесами закрытого типа, определяемый по номограмме шаг необходимо увеличить на 8—12%, так как в этом случае протечки через уплотнение переднего диска колеса создают интенсивную подкрутку на входе в осевое колесо. Протечки необходимо также учесть в общей подаче Q .

При конструировании осевых предвключенных колес, подсчитанных по номограмме (см. рис. 2.44), необходимо выполнять ряд дополнительных условий:

1) осевое колесо выполняется с двумя лопастями; крутка лопастей соответствует закону

$$r \operatorname{tg} \beta_n = \frac{S_p}{2\pi};$$

2) значение втулочного отношения находится в пределах

$$\bar{D} = \frac{D_{\text{вх}}^{\text{оск}}}{d_{\text{вт}}} = 3 \div 3,3,$$

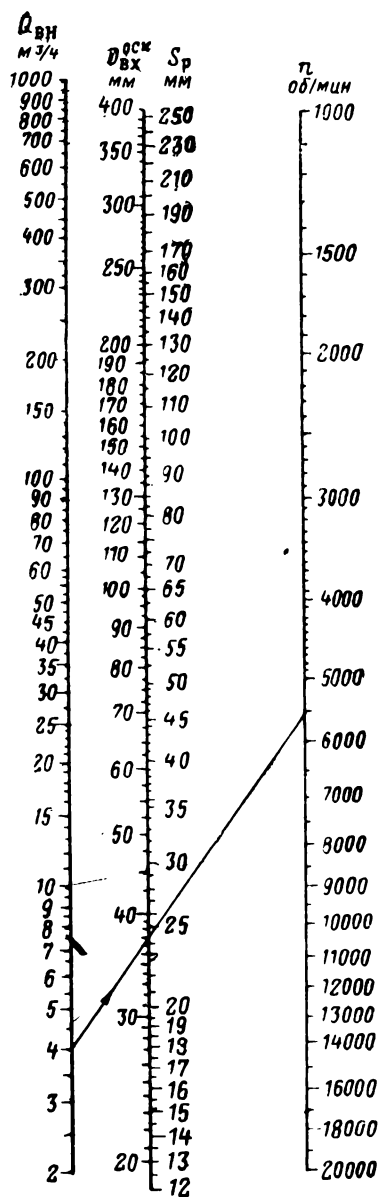


Рис. 2.44. Номограмма для определения основных геометрических размеров осевого предвключенного колеса центробежной ступени

3) относительный шаг $\bar{t}$ периферийных решеток

$$\bar{t} = \frac{t}{l} = 1, \quad \zeta$$

где t — шаг решетки;

l — хорда профиля лопасти на наружном диаметре.

4) лопасти профилируются по профилю, параметры которого указаны в табл. рис. 2.45;

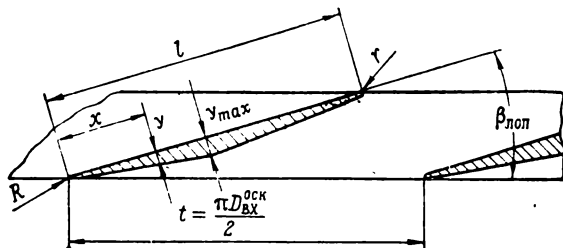


Рис. 2.45. Развертка цилиндрического сечения по диаметру лопастей осевого предвключенного колеса.

$$R = 0,1 y_{\max}; \quad r = 0,08 y_{\max}$$

$\bar{x} = \frac{x}{l} \cdot 100\%$	0	5	10	20	30	40	43	50	60	70	80	90	100
$\bar{y} = \frac{y}{y_{\max}} \cdot 100\%$	20	45	60	79	92	99	100	97	87	73	57	37	16

5) входная кромка лопасти имеет конфигурацию, показанную на рис. 2.43; радиус закругления ρ равен 0,32 от наружного диаметра осевого колеса;

6) на наружном диаметре осевого колеса устанавливается бандаж, который уменьшает перетечки жидкости с рабочей стороны профиля и гидравлические потери на наружном диаметре.

Использование для расчета номограммы обязывает для получения высоких антикавитационных свойств колеса профилировать вход в центробежное колесо, исходя из условий подобия, для чего угол установки цилиндрических лопаток центробежного колеса необходимо выбирать

$$\beta_{1,л}^{ц.к} = 20 \div 25^\circ.$$

При коэффициенте быстроходности $n_s > 80$ следует выбирать величину $\beta_{1,л}^{ц.к} = 20$. При значении коэффициента быстроходности $n_s < 80$ величина $\beta_{1,л}^{ц.к}$ увеличивается.

Высоту лопаток на входе в осевое колесо необходимо принимать равной $b_1 = (0,25 \div 0,26) D_{оск}^{вх}$, а коэффициент стеснения потока $\psi_1 \geq 0,9$.

Исходные данные

- при $Q=4000$ л/час $\Delta p \geq 0,9$ кгс/см².

7. Избыточное давление на входе в насос $\Delta p_{изб} = 0,04 \text{ кгс/см}^2$.

9. Максимальная упругость паров топлива Т-2 при $t=40^\circ\text{C}$ $p=0,136\text{ кгс/см}^2$.

(см. схему построения проточной части, рис. 2.46)

- $$H = \frac{\Delta p}{\gamma}; H = \frac{0,9 \cdot 10^4}{820} = 11 \text{ м.}$$

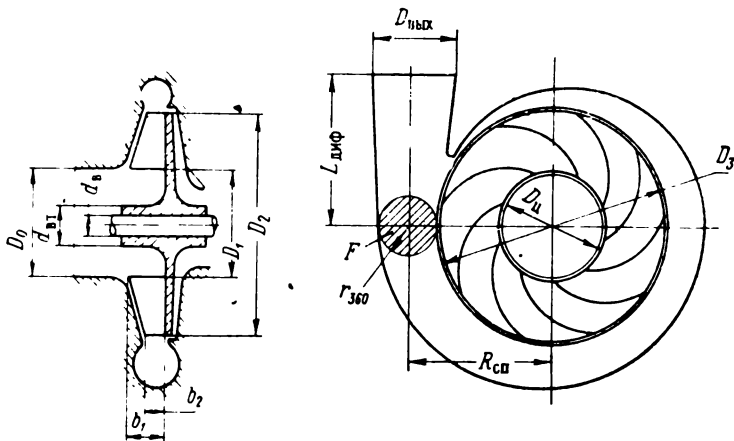


Рис. 2.46. Схема построения проточной части центробежного насоса

- $$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{1000}};$$
- $$n_s = 3,65 \cdot 5500 \cdot \frac{\sqrt{1,11 \cdot 10^{-3}}}{11^{3,4}} \cdot \sqrt{\frac{820}{1000}} = 97,5.$$

Из таблицы, представленной на рис. 2. 2, видно, что при этом значении коэффициента быстроходности можно принять обычное центробежное колесо.

3. Минимальное давление топлива на входе в насос

$$P_{в\ min} = P_n + \Delta P_{изб}; \quad P_{в\ min} = 0,168 + 0,04 = 0,208 \text{ кгс/см}^2.$$

4. Кавитационный запас на входе в насос

$$\Delta h = \frac{P_{в\ min} - P_s}{\gamma}; \quad \Delta h = \frac{(0,208 - 0,136) \cdot 10^4}{751} = 0,958 \text{ м.}$$

5. Определяем коэффициент кавитации по формуле (2. 22):

$$C = 5,62n \frac{\sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}}; \quad C = 5,62 \cdot 5900 \frac{\sqrt{Q}}{0,958^{3/4}} = 1138.$$

Полученное значение C позволяет сделать заключение, что при данных оборотах кавитационный запас достаточен (коэффициент C должен быть в пределах 1000—2000).

6. По найденному значению коэффициента кавитации и табличным данным формулы (2. 29) определяем коэффициент k_D . Принимаем $k_D = 5,2$.

7. Определяем скорость на входе в насос по формуле (2. 30)

$$v_0 = (0,06 \div 0,08) \cdot \sqrt[3]{Q \cdot n^2}; \quad v_0 = 0,06 \cdot \sqrt[3]{1,11 \cdot 10^{-3} \cdot 5500^2} = 1,93 \text{ м/сек.}$$

8. Определяем потребляемую мощность насоса по формуле (1. 52)

$$N_n = \frac{Q \cdot H \cdot \gamma}{75 \cdot \eta}; \quad N_n = \frac{1,11 \cdot 10^{-3} \cdot 11 \cdot 820}{75 \cdot 0,55} = 0,243 \text{ л. с.,}$$

где КПД насоса η взят по графику (см. рис. 2. 3).

9. Диаметр вала, подсчитанный из условий мощности, имеет незначительную величину, поэтому он выбирается из конструктивных соображений; задаемся $d_{в} = 0,8 \text{ см.}$

10. Диаметр втулки $d_{вт} = 1,5 d_{в}$; $d_{вт} = 1,5 \cdot 0,8 = 1,2 \text{ см.}$

Из конструктивных соображений диаметр втулки принимаем равным $d_{вт} = 1,6 \text{ см.}$

11. Диаметр входа в насос определяем по формуле (2. 31)

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_0 \cdot \eta_0} + d_{вт}^2};$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,11 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 1,93 \cdot 0,75} + 0,016^2} = 0,0351 \text{ м} = 35,1 \text{ мм.}$$

12. Определяем диаметр входа в колесо в первом приближении по формуле (2. 33):

$$D'_1 = (0,95 \div 0,98) \cdot D_0; \quad D'_1 = 0,98 \cdot 35,1 = 34,4 \text{ мм.}$$

13. Определяем коэффициент стеснения втулки колеса на входе по формуле (2. 34):

$$k = 1 - \left(\frac{d_{вт}}{D_1} \right)^2; \quad k = 1 - \left(\frac{16}{34,4} \right)^2 = 0,784.$$

14. Определяем диаметр входа в колесо по формуле (2. 35):

$$D_1 = k_D \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n \cdot k \cdot \eta_0}}; \quad D_1 = 5,2 \sqrt[3]{\frac{1,11 \cdot 10^{-3}}{5500 \cdot 0,8 \cdot 0,75}} = 36 \text{ мм.}$$

15. Определяем окружную скорость на входе в колесо по формуле (2.40):

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}; \quad u_1 = \frac{\pi \cdot 0,036 \cdot 5500}{60} = 10,35 \text{ м/сек.}$$

16. Определяем меридианную скорость на входе в колесо, задавшись предварительным значением $\psi_1 = 0,9$:

$$v_{1м} = \frac{1,1 \div 1,25}{\psi_1} \cdot v_0; \quad v_{1м} = \frac{1,2 \cdot 1,93}{0,9} = 2,58 \text{ м/сек.}$$

17. Определяем угол потока на входе в колесо по формуле (2.39):

$$\beta_{1п}^{\circ} = \arctg \frac{v_{1м}}{u_1}; \quad \beta_{1п}^{\circ} = \arctg \frac{2,58}{10,38} = 0,249; \quad \beta_{1п} = 14^{\circ}.$$

18. Задаемся углом атаки на входе $i = 6^{\circ}$.

19. По формуле (2.38) определяем угол лопаток на входе:

$$\beta_1 = \beta_{1п} + i; \quad \beta_1 = 14^{\circ} + 6^{\circ} = 20^{\circ}.$$

20. Определяем высоту лопаток на входе в колесо по формуле (2.41):

$$b_1 = \frac{Q}{\pi \cdot D_1 \cdot v_{1м} \cdot \psi \cdot \eta_0}; \quad b_1 = \frac{1,11 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,036 \cdot 2,58 \cdot 0,9 \cdot 0,75} = 5,6 \text{ мм.}$$

Принимаем высоту $b_1 = 6 \text{ мм.}$

21. По формуле (2.45) определяем приведенный диаметр:

$$D_{1пр} = (4 \div 4,5) \cdot 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}; \quad D_{1пр} = 4,0 \cdot 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,11 \cdot 10^{-3}}{5500}} = 23,5 \text{ мм.}$$

22. Определяем гидравлический КПД по формуле (2.44):

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1пр} - 0,172)^2}; \quad \eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg 23,5 - 0,172)^2} = 0,71.$$

23. Определяем теоретический напор:

$$H_T = \frac{H}{\eta_r}; \quad H_T = \frac{11}{0,71} = 15,5 \text{ м.}$$

24. Определяем значение окружной скорости в первом приближении по формуле (2.42):

$$u_2 = \sqrt{2g \cdot H_T}; \quad u_2 = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 15,5} = 17,4 \text{ м/сек.}$$

25. Определяем приближенное значение диаметра колеса на выходе по формуле (2.43):

$$D_2 = \frac{60 \cdot \sqrt{2g \cdot H_T}}{\pi \cdot n}; \quad D_2 = \frac{60 \cdot 17,4}{\pi \cdot 5500} = 60,6 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр колеса $D_2 = 61 \text{ мм.}$

26. Определяем по формуле (2.42) значение окружной скорости на выходе из колеса для выбранного диаметра колеса:

$$u_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}; \quad u_2 = \frac{\pi \cdot 0,061 \cdot 5500}{60} = 17,6 \text{ м/сек.}$$

27. Задавая угол выхода из колеса $\beta_2 = 25^\circ$, по формуле (2.48) определяем число лопаток:

$$z = 13 \frac{r_1 + r_2}{2(r_2 - r_1)} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}; \quad z = 13 \frac{18 + 30,5}{2(30,5 - 18)} \cdot \sin \frac{20^\circ + 25^\circ}{2} \approx 9,5.$$

Принимаем число лопаток $z = 9$.

28. Задавая толщиной лопатки $S_2 = 1$ мм, по формуле (2.47) определяем коэффициент стеснения на выходе из колеса:

$$\psi_2 = 1 - \frac{z \cdot S_2}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2}; \quad \psi_2 = 1 - \frac{9 \cdot 1}{\pi \cdot 61 \cdot 0,42} = 0,888.$$

29. Определяем по формуле (1.29) коэффициент, учитывающий конечное число лопаток:

$$K_n = \frac{1,2}{z} \cdot \frac{(1 + \sin \beta_2)}{\left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right]}; \quad K_n = \frac{1,2(1 + 0,42)}{9 \left[1 - \left(\frac{36}{61}\right)^2\right]} = 0,294.$$

30. Определяем меридианную составляющую скорости на выходе из колеса

$$v_{2m} = \frac{(0,8 \div 1) v_{1m}}{\psi_2}; \quad v_{2m} = \frac{0,9 \cdot 2,58}{0,888} = 2,6 \text{ м/сек.}$$

31. По формуле (1.28) определяем теоретический напор колеса с бесконечным числом лопаток:

$$H_{T\infty} = H_T (1 + K_n); \quad H_{T\infty} = 15,5 (1 + 0,294) \approx 20 \text{ м.}$$

32. По формуле (2.50) определяем более точное значение окружной скорости на выходе из колеса:

$$u_2 = \frac{v_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{v_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{T\infty}};$$

$$u_2 = \frac{2,6}{2 \cdot 0,47} + \sqrt{\left(\frac{2,6}{2 \cdot 0,47}\right)^2 + 9,81 \cdot 20} = 17 \text{ м/сек.}$$

Так как значения скоростей, полученные по пп. 26 и 32 данного расчета, примерно одинаковы, то можно сделать заключение, что диаметр на выходе из колеса выбран правильно.

33. По формуле (2.51) определяем высоту лопатки на выходе из колеса:

$$b_2 = \frac{Q}{2\pi \cdot r_2 \cdot v_{2m} \cdot \eta_0 \cdot \psi_2}; \quad b_2 = \frac{1100}{2\pi \cdot 3,05 \cdot 260 \cdot 0,75 \cdot 0,888} = 0,334 \text{ см.}$$

Принимаем высоту $b_2 = 3,5$ мм.

34. Проверяем величину коэффициента стеснения лопатками на входе по формуле (2.37), задавая толщиной лопатки $S_1 = 0,4$:

$$\psi_1 = 1 - \frac{S \cdot z}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_1}; \quad \psi_1 = 1 - \frac{9 \cdot 0,4}{\pi \cdot 36 \cdot 0,34} = 0,9.$$

Полученное значение близко к заданному в п. 16, что позволяет сделать вывод о правильности выбранных параметров на входе в колесо.

35. Для проверки напора, развиваемого насосом, определяем тангенциальную составляющую абсолютной скорости на выходе из колеса (см. рис. 2.24):

$$v_{2u} = u_2 - \frac{v_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2}; \quad v_{2u} = 17 - \frac{2,6}{0,47} = 11,5 \text{ м/сек.}$$

36. Находим теоретический напор:

$$H_T = \frac{u_2 \cdot v_{2u}}{(1 + K_n)g}; \quad H_T = \frac{17 \cdot 11,5}{(1 + 0,294) \cdot 9,81} = 15,4 \text{ м.}$$

37. Определяем перепад давлений, развиваемый колесом:

$$\Delta p_H = \gamma \cdot H_T \cdot \eta_r; \quad \Delta p_H = \frac{820 \cdot 15,4 \cdot 0,71}{10^4} = 0,895 \text{ кг/см}^2.$$

Полученное значение величины перепада давления удовлетворяет заданным условиям, так как расчет производится с учетом минимального числа оборотов.

38. По формуле (2.58) определяем радиус окружности, которым описана лопатка (см. рис. 2.46):

$$R_L = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cdot \cos \beta_2 - r_1 \cdot \cos \beta_1)}; \quad R_L = \frac{30,5^2 - 18^2}{2(30,5 \cdot 0,908 - 18 \cdot 0,94)} = 28 \text{ мм.}$$

39. По формуле (2.59) определяем диаметр окружности расположения центров дуг, которыми описаны лопатки:

$$D_{\text{ц}} = 2 \sqrt{r_2^2 + r_L^2 - 2r_2 \cdot r_L \cdot \cos \beta_2};$$

$$D_{\text{ц}} = 2 \sqrt{30,5^2 + 28^2 - 30,5 \cdot 28 \cdot 0,908} = 26 \text{ мм.}$$

40. Определяем диаметр входа в спиральный сборник:

$$D_3 = D_2(1,03 \div 1,05) = 61 \cdot 1,05 = 64 \text{ мм.}$$

41. Для определения оптимальной величины средней скорости потока в спирали по формуле (2.65) находим величину окружной составляющей абсолютной скорости на входе в спиральный сборник:

$$v_{3u} = \frac{g \cdot H_T}{u_2}; \quad v_{3u} = \frac{9,81 \cdot 15,6}{17,6} = 8,7 \text{ м/сек.}$$

42. Находим среднее значение скорости в спирали по формуле (2.64):

$$v_{\text{сп}} = (0,65 \div 0,75) v_{3u}; \quad v_{\text{сп}} = 0,75 \cdot 8,8 = 6 \text{ м/сек.}$$

43. Определяем площадь последнего сечения спирального сборника по формуле (2.66):

$$F_{360^\circ} = \frac{Q}{v_{\text{сп}}}; \quad F_{360^\circ} = \frac{1,11 \cdot 10^{-3}}{6,6} = 1,69 \text{ см}^2.$$

44. Площадь любого искомого сечения спирали определяем по формуле (2.67):

$$F = F_{360^\circ} \cdot \frac{\varphi}{360^\circ}.$$

45. Принимая сечение сборника круглым, по формуле (2.68) можем определить радиус сечения. Для последнего сечения сборника

$$r_{360^\circ} = \sqrt{\frac{F}{\pi}}; \quad r_{360^\circ} = \sqrt{\frac{16,9}{\pi}} = 7,35 \text{ мм.}$$

46. Средняя линия спирали определяется по формуле (2.69):

$$R_{\text{ср.сп}} = r_3 + r_{360^\circ} \sqrt{\frac{\varphi^\circ}{360^\circ}}; \quad r_3 = \frac{D_3}{2} = 32 \text{ мм.}$$

47. Длину конического диффузора принимаем равной 3 диаметрам выхода из спирального сборника:

$$L = 3 \cdot 14,8 \approx 45 \text{ мм.}$$

48. Принимая угол раскрытия конического диффузора равным 12° , находим диаметр выходного патрубка насоса:

$$D_{\text{вых}} = 2r_{360^\circ} + 2L \operatorname{tg} 6^\circ; \quad D_{\text{вых}} = 14,8 + 2 \cdot 45 \cdot 0,105 = 24,5 \text{ мм.}$$

49. Скорость на выходе из насоса

$$v_{\text{вых}} = \frac{Q}{F_{\text{вых}}}; \quad v_{\text{вых}} = \frac{1,11 \cdot 10^{-3}}{4,7 \cdot 10^{-4}} = 2,36 \text{ м/сек.}$$

50. Теоретическое повышение давления в коническом диффузоре

$$\Delta H_{\text{диф}} = \frac{v_{360^\circ}^2 - v_{\text{вых}}^2}{2g}; \quad \Delta H_{\text{диф}} = 1,95 \text{ м.}$$

51. Полный теоретический напор насоса

$$H_{\text{т.п}} = 15,6 + 1,95; \quad H_{\text{т.п}} = 17,55 \text{ м.}$$

52. Перепад давления, развиваемый насосом:

$$\Delta p_n = \frac{17,55 \cdot 0,71 \cdot 820}{10^4} = 1,02 \text{ кгс/см}^2.$$

53. Определяем перепад давлений, развиваемый насосом при $Q=0$ (см. рис. 2.32)

$$\Delta p_{Q=0} = 0,91 \cdot 1,15 = 1,05 \text{ кгс/см}^2.$$

Расчет основных размеров предвключенного осевого колеса

Рассчитанный по пп. 1—53 насос с центробежным колесом обеспечивает устойчивую работу при давлении на входе не менее $0,208 \text{ кгс/см}^2$ и числе оборотов не более $n=5900 \text{ об/мин}$. Установка в насосе предвключенного осевого колеса позволяет уменьшить давление на входе или при том же давлении повысить число оборотов привода.

1. Наружный диаметр осевого колеса и шаг спирали определяем по номограмме (см. рис. 2.44), для этого точку на шкале Q , соответствующую расчетной подаче, равной $4 \text{ м}^3/\text{час}$, и точку на шкале n , соответствующую расчетному числу оборотов — 5500, соединяем прямой линией, как это показано на номограмме, точки пересечения прямой со шкалами $D_{\text{вх}}^{\text{оск}}$ и S_p будут соответственно искомыми значениями наружного диаметра и шага спирали колеса. На основании номограммы наружный диаметр осевого колеса равен 38 мм, шаг спирали равен 25 мм.

2. Шаг решетки

$$t = \frac{\pi D_{\text{вх}}^{\text{оск}}}{2}; \quad t = \frac{\pi 38}{2} = 60 \text{ мм.}$$

3. Хорда профиля осевого колеса (см. рис. 2.37): $l=t=60 \text{ мм}$.

4. Высота осевого колеса $L=l \sin \beta_{\text{лоп}}; \operatorname{tg} \beta_{\text{лоп}}=S_p/\pi D; L=60 \cdot 0,198=12 \text{ мм}$.

5. Остальные требования к геометрии предвключенного осевого колеса изложены в разделе «Выбор оптимальных геометрических размеров предвключенного осевого колеса».

6. Установка предвключенного осевого колеса позволила увеличить коэффициент кавитации с 1160 до 3000—4000.

7. Определяем кавитационный запас на входе для насоса с предвключенной осевой ступенью по формуле (2.21):

$$\Delta h = \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C} \right)^{4,3} \cdot 10; \quad \Delta h = 10 \cdot \left(\frac{5500 \sqrt{1,11 \cdot 10^{-3}}}{4000} \right)^{4,3} = 0,16 \text{ м.}$$

8. Установка предвключенного осевого колеса дает возможность уменьшить давление на входе с 0,208 кг/см² до 0,148 кг/см², что дает возможность при прочих равных условиях увеличить высотность системы с 13 000 м до 16 000 м или отказаться от надува баков.

Глава III

РАЦИОНАЛЬНЫЙ ВЫБОР ПРИВОДА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

На современных самолетах получили распространение следующие виды привода: электрический, гидротурбинный, гидромоторный и пневмотурбинный, привод от воздушной ветрянки и привод непосредственно от вала авиадвигателя.

Рациональный выбор типа привода для ЦНА определяется назначением агрегата, конкретными условиями его применения на самолете и может быть произведен только после тщательного анализа и сравнения. При этом приходится учитывать габариты, вес и КПД привода, вес систем генерирования и передачи мощности, количество топлива, которое необходимо затратить для получения мощности, потребляемой приводом, а также простоту конструкции, ресурс работы, надежность и другие эксплуатационные характеристики.

Непосредственный привод от вала авиадвигателя наиболее надежен и экономичен, но может быть использован только для насосов, установленных непосредственно на авиадвигателе, например, для ЦНА второй ступени подкачки топлива. Все остальные ЦНА, применяемые на самолете, расположены на некотором расстоянии от авиадвигателя и требуют применения систем передачи мощности. На рис. 3.1 дано сравнение весов электрической и гидравлической систем передачи мощности. Электрическая система наиболее легкая, но при уменьшении напряжения сети выигрыш в весе заметно падает.

Благодаря малому весу систем передачи энергии и высоким значениям КПД электродвигателей (рис. 3.2) на самолетах в качестве привода ЦНА наибольшее распространение получил электропривод.

На современных самолетах применяются два типа электросистем: система постоянного тока напряжением 27 в и система пере-

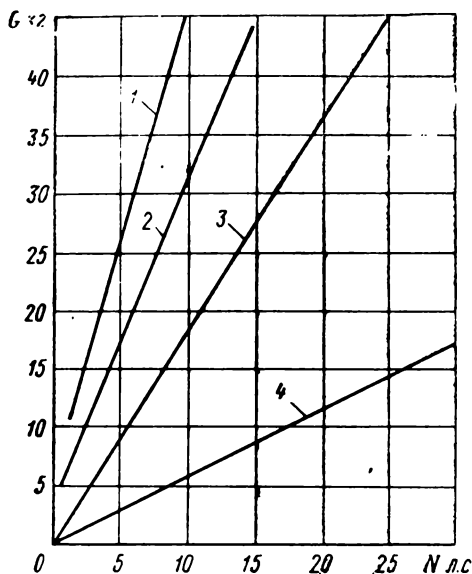


Рис. 3.1. Весовые характеристики систем передачи мощности на расстояние 15 м:

1—гидравлическая система, $p=105$ кг/см², $\eta=0,9$; 2—гидравлическая система, $p=105$ кг/см², $\eta=0,8$ или $p=210$ кг/см², $\eta=0,9$; 3—электрическая система, постоянный ток 27 в, $\eta=0,97$; 4—электрическая система (трехпроводная), 220 в, 400 гц, $\eta=0,97$

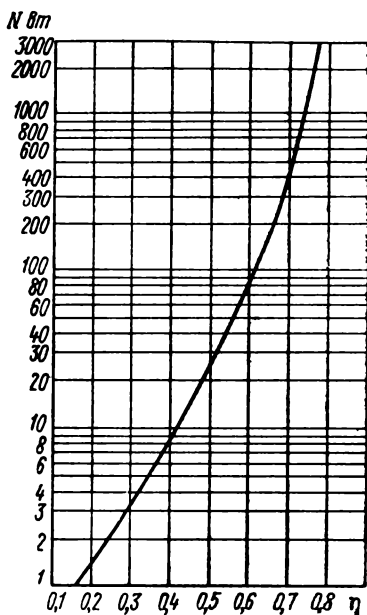


Рис. 3.2. Зависимость КПД электродвигателей от номинальной мощности

менного трехфазного тока с частотой 400 гц и напряжением 115/200 в. Основным преимуществом системы постоянного тока с напряжением 27 в является ее простота и безопасность для обслуживающего персонала. Эта система может считаться удовлетворительной для самолетов малых размеров. На средних и больших самолетах, где используются большие электрические мощности и длинные линии передач энергии, в зависимости от установленного на самолете оборудования применяются либо системы переменного тока, либо смешанные системы электропитания. При мощности привода на валу 10—15 кВт переход с системы постоянного тока на переменный ток позволяет уменьшить вес электродвигателя на 30—35%. Это хорошо видно из рис. 3.3 и 3.4, где показана

зависимость веса электроприводного центробежного насоса (ЭЦН) и электродвигателя от мощности, типа электросистемы, числа оборотов и температуры окружающей среды.

Снижение веса электродвигателей в первую очередь достигается вследствие увеличения скорости вращения. Уменьшение веса при увеличении оборотов особенно сказывается на электродвигателях большой мощности. Так для электродвигателя мощностью 30 кВт увеличение оборотов с 6000 до 24 000 об/мин приводит к уменьшению веса на 25%.

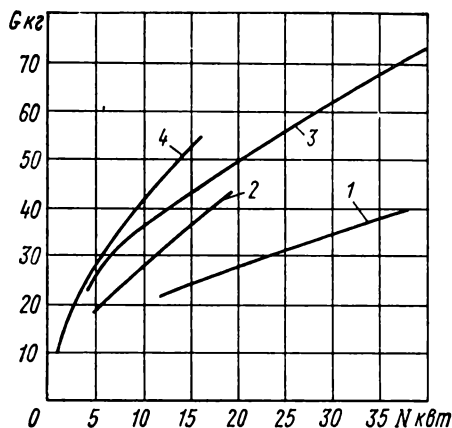


Рис. 3.3. Зависимость веса ЭЦНА и электродвигателя от номинальной мощности на валу при температуре топлива, омывающего электродвигатель, $\pm 50^\circ \text{C}$:

1—для электродвигателя, 200 в, 400 гц, 4500 об/мин; 2—для электродвигателя, 27 в, постоянный ток, 7000—10 000 об/мин; 3—для ЭЦНА, 200 в, 400 гц, 4500 об/мин; 4—для ЭЦНА, 27 в, постоянный ток, 7000—10 000 об/мин

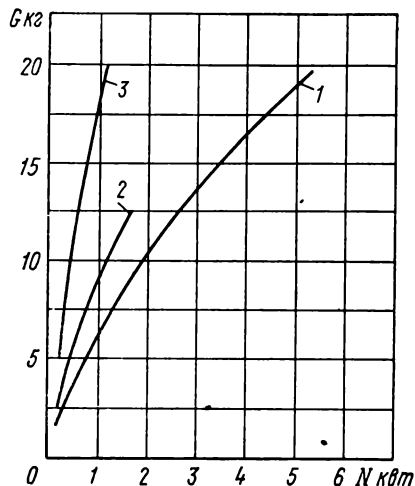


Рис. 3.4. Зависимость веса электродвигателя от номинальной мощности на валу:

1—200 в, 400 гц, 4500 об/мин, температура топлива, омывающего электродвигатель, $\pm 50^\circ \text{C}$; 2—27 в, постоянный ток, 7000—10 000 об/мин, температура топлива, омывающего электродвигатель, $\pm 50^\circ \text{C}$; 3—27 в, постоянный ток, 7000—10 000 об/мин, температура топлива, омывающего электродвигатель, -50 — $+150^\circ \text{C}$

На рис. 3.5 представлена зависимость относительного веса трехфазных асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором от частоты при скоростях вращения 8000, 12 000 и 24 000 об/мин. Представленные зависимости позволяют сделать вывод, что для $n=8000$ об/мин и 12 000 об/мин повышение частоты выше 400 гц ведет к значительному увеличению веса. Для $n=24 000$ об/мин оптимальное значение частоты лежит в области 800 гц и весовой выигрыш при этом составляет для двигателей около 15—20%. Однако при этом возрастает электрохимическая постоянная времени, возникают серьезные трудности, связанные со смазкой и охлаждением подшипников, ухудшаются условия работы уплот-

нений вала насосного агрегата. Увеличение частоты тока выше 400 гц также не представляется целесообразным, так как приводит к существенному усложнению силовой коммутационной аппаратуры, к увеличению ее габаритов и веса. При частоте 800—1000 гц бортовая электросеть будет в 1,5 раза тяжелее, чем при частоте 400 гц.

Ресурс работы электропривода на постоянном токе определяется в основном работоспособностью щеточно-коллекторного узла, который у электродвигателей переменного тока вообще отсутствует. Большим преимуществом электродвигателей переменного тока, благодаря отсутствию коллектора и щеток, является безотказность в работе в сильно разреженной среде с пониженной влажностью на больших высотах.

Более широкое применение электродвигателей переменного тока в качестве привода ЦНА позволит увеличить срок их непрерывной работы на самолете без снятия и ремонта, повысит вероятность безотказной работы насосных агрегатов.

Необходимо отметить, что недостатком электродвигателей переменного тока являются строго регламентированные ступени скорости и меньший, чем у двигателей постоянного тока, пусковой момент, что в некоторых случаях ограничивает их применение.

На скоростных самолетах с большой продолжительностью полета максимальная температура топлива в баках достигает 80—150°С, а температура воздуха, омывающего внебаковую часть насосных агрегатов, достигает 200—250°С. Создание электродвигателя для таких высоких температур на постоянном токе из-за ухудшения условий работы коллектора и щеток связано с заметным усложнением конструкции и увеличением веса.

С повышением температуры увеличивается сопротивление проводников, заметно возрастает вес обмоток электродвигателя. При повышении температуры с 50 до 300°С сопротивление чистой меди возрастает в два раза. При увеличении максимальной температуры

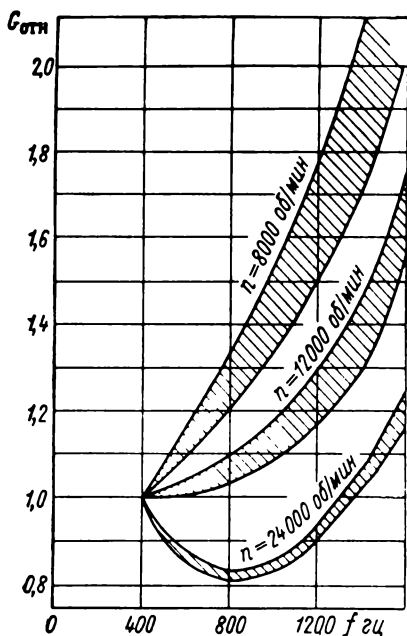


Рис. 3. 5. Относительный вес электродвигателей в зависимости от частоты при скоростях вращения 8000, 12 000, 24 000 об/мин

топлива в баке самолета с 50 до 150°С вес внутрибакового электродвигателя постоянного тока (см. рис. 3.4) повышается почти в два раза. В связи с этим, создание высокотемпературных электродвигателей постоянного тока мощностью более 1,5—2 кВт не представляется целесообразным.

Потребная мощность привода насосных агрегатов на современных самолетах в некоторых случаях может превышать 7—10 л. с. При таких больших мощностях электроприводные насосы даже на

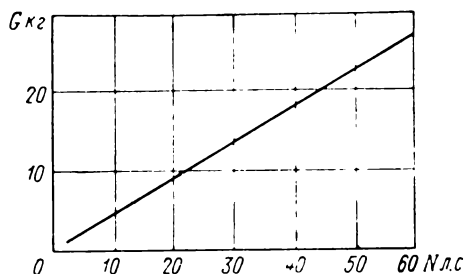


Рис. 3.6. Вес пневмотурбопривода в зависимости от номинальной мощности на валу

переменном токе напряжением 200 в имеют такие веса и габариты, что их использование становится крайне затруднительным. Этим и объясняется то, что на скоростных самолетах все большее распространение получают ЦНА с приводом от воздушной турбины, работающей на воздухе, отбираемом от компрессора ТРД.

Сравнение весов электродвигателей и воздушных турбин (рис. 3.3 и 3.6) пока-

зывает, что замена даже нетемпературостойкого трехфазного электродвигателя мощностью 10 кВт воздушной турбиной позволяет уменьшить вес привода в три раза и получить выигрыш в весе 14 кг. Кроме того, отсутствие электродвигателя дает возможность уменьшить мощность самолетных генераторов. Вес генераторов переменного тока при мощности 55—60 кВт составляет 0,8—1 кг/кВт, а постоянного тока — 2,2—2,4 кг/кВт.

Вес вспомогательных агрегатов у первых ТРД составлял 11—12% от веса двигателей, а в настоящее время на некоторых образцах доходит до 30%. Соответственно увеличилась площадь миделя ТРД. Широкое применение насосов с приводом от воздушной турбины позволяет уменьшить мощность агрегатов, установленных на двигателе. При этом уменьшается мидель силовой установки и ее вес. Благодаря уменьшению веса двигателей в случае их установки в крыльевых гондолах самолета, появляется возможность облегчения конструкции крыльев.

Кроме того на больших высотах полета потребные часовые расходы топлива ТРД уменьшаются, уменьшается при этом производительность турбонасоса и его обороты (давление воздуха, подаваемое в турбину насоса от компрессора двигателя, падает). Это приводит к улучшению кавитационных характеристик насосного агрегата и благоприятно сказывается на высотных характеристиках всей топливной системы, так как при наборе самолетом высоты абсолютное давление в баках уменьшается. Однако опыт проекти-

рования и эксплуатации насосов с приводом от воздушной турбины выявил ряд недостатков этих насосов.

Воздух, подаваемый в турбину от компрессора авиадвигателя, имеет температуру до 500°C . При таких больших температурных нагрузках корпус агрегата получается громоздким и тяжелым. Большой перепад температур между полостью воздушной турбины и проточной частью насоса создает тяжелые условия для уплотнений вала насоса, что сокращает ресурс работы агрегата, увеличивает пожароопасность и уменьшает надежность всей топливной системы. Во избежание разноса турбины во время действия отрицательных перегрузок или состояния невесомости, когда топливо не поступает в насос, в конструкцию пневмотурбопривода приходится вводить ограничитель максимального числа оборотов. Такое усложнение конструкции агрегата также уменьшает его надежность.

Для обеспечения питания авиадвигателя до выхода его на режим, достаточный для нормальной работы турбины насоса, приходится устанавливать параллельно пневмотурбоприводному ЦНА дополнительный ЭЦН, обычно небольшой мощности. Этот же ЭЦН используется и на больших высотах полета, когда необходимо обеспечить небольшую производительность и высокие давления топлива за насосами I ступени подкачки при малых давлениях отбитаемого от компрессора воздуха.

Потери в тяге и экономичности ТРД, отнесенные к единице мощности при отборе сжатого воздуха от компрессора, значительно превышают потери, связанные с прямым отбором мощности с вала двигателя. Это происходит из-за того, что появляется несоответствие в режимах работы компрессора, турбины и реактивного сопла двигателя, в связи с отбором сжатого воздуха. Отбор воздуха ведет к возрастанию расхода через компрессор и к уменьшению расхода через турбину и реактивное сопло, что при нерегулируемых последних элементах обуславливает снижение КПД всего двигателя.

На рис. 3.7 показан рост удельного расхода топлива при отборе воздуха и отборе мощности с вала. Расчет проведен при условии, что отобранный воздух используется на 100%, т. е. без учета потерь мощности в системе отбора и в трубопроводах от авиадвигателя до пневмотурбопривода.

Увеличение удельного расхода топлива ТРД в зависимости от величины отбора воздуха за компрессором и характеристик двигателя определяется из уравнения

$$\bar{c}_{уд} = \frac{1}{1 - b\beta},$$

где $\bar{c}_{уд}$ — относительный удельный расход топлива, $\bar{c}_{уд} = \frac{c_{уд}^{от.}}{c_{уд}}$;

β — отношение отобранного за компрессором воздуха к расходу воздуха через компрессор (степень отбора воздуха);
 b — величина падения тяги на единицу отобранного воздуха;

$$b = \frac{1 - \bar{R}}{\beta};$$

$\bar{R}$ — отношение тяги двигателя с отбором к тяге двигателя без отбора.

Изменение величины b в зависимости от температуры газа перед турбиной T_3 и степени сжатия компрессора ТРД π_k^* показано на рис. 3.8. Графиками рис. 3.8 можно пользоваться при значениях $\beta < 0,03$.

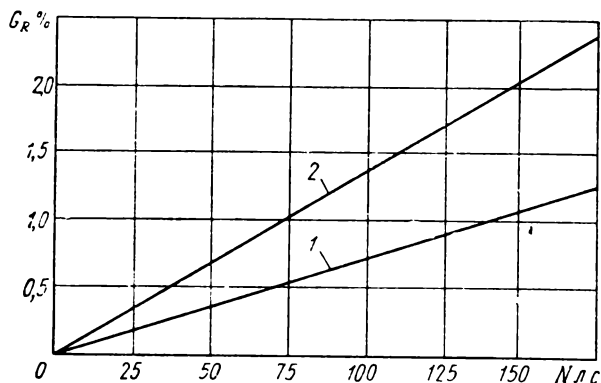


Рис. 3.7. Сравнение увеличения удельного расхода топлива при отборе мощности с вала двигателя на генератор и отборе воздуха за компрессором:

1 — мощность, снятая с вала; 2 — мощность, полученная при 100% использовании энергии отобранного воздуха

Общий анализ графиков, представленных на рис. 3.3, 3.6, 3.7 показывает, что при большой длительности полета, несмотря на значительный выигрыш в установочном весе, пневмотурбопривод из-за повышенных расходов топлива на единицу отбираемой от авиадвигателя мощности может оказаться менее выгодным, чем электропривод.

Оценка эффективности привода с воздушной турбиной в каждом конкретном случае должна производиться для диапазона различных мощностей агрегата в соответствии с траекторией полета.

Необходимо учитывать, что отбор воздуха на пневмотурбопривод только в редких случаях может достигать 1% от расхода воздуха через двигатель, что соответствует увеличению расхода топлива примерно на 2%. Изменение расхода топлива такого порядка лежит в пределах точности изготовления топливной системы двигателя и проверить это экспериментально не представляется воз-

можным. Поэтому для самолетов с небольшим процентом отбора воздуха определение роста расхода топлива является чисто теоретическим.

Увеличение количества воздуха, отбираемого от компрессора двигателя, приводит к уменьшению расхода топлива и, следовательно, к уменьшению мощности двигателя. На крейсерском режиме этого можно избежать увеличением расхода топлива, но при этом возрастает температура газа перед турбиной, снижается ресурс работы двигателя. При взлете, когда двигатель работает вблизи максимального температурного предела или на этом пределе, такое регулирование вообще не представляется возможным. Поэтому широкое внедрение пневмотурбопривода на самолетах с развитыми пневмосистемами в некоторых случаях может привести к ухудшению взлетных характеристик самолета.

Основным недостатком пневмотурбопривода является его низкий КПД в большей части рабочего диапазона. Как видно из рис. 3.9, наибольший КПД имеют осевые турбины, но сложность конструкции и крутая характеристика делают в некоторых случаях их применение нецелесообразным. Радиальные турбины конструктивно просты и имеют более пологую характеристику, но зато обладают большими габаритами.

В случае необходимости число оборотов турбины может регулироваться различными методами, наиболее распространенными из которых является дросселирование воздуха на входе в турбину, изменение угла установки лопаток соплового аппарата и применение турбины с парциальным впуском воздуха.

На рис. 3.10 показаны характеристики пневмотурбины при различных способах регулирования. При очень малых мощностях турбины потребный расход воздуха одинаков для всех способов регулирования. Другая точка пересечения кривых соответствует высокой мощности турбины, когда и дроссельные заслонки и лопатки соплового аппарата полностью открыты. По соображениям экономич-

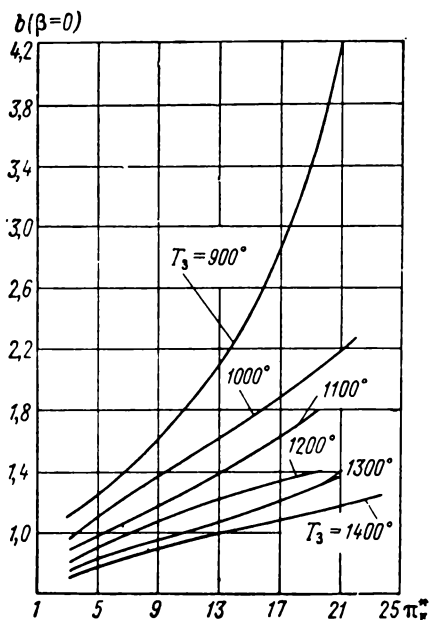


Рис. 3.8. Изменение величины падения тяги на единицу отобранного воздуха в зависимости от степени сжатия компрессора π_k^* и температуры газа перед турбиной T_3

ности система регулирования дросселированием воздуха на входе в турбину больше всего подходит для перекачивающих турбонасосных агрегатов, работающих на постоянном режиме. В пневмотурбинах, работающих на переменных режимах, наивысший КПД дает регулирование скорости путем изменения угла установки лопаток соплового аппарата, но при этом значительно усложняется конструкция, а следовательно, и уменьшается надежность агрегата.

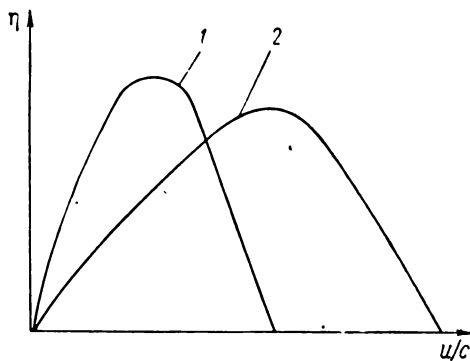


Рис. 3.9. Характеристики КПД осевой и радиальной турбин:

1—осевая турбина; 2—радиальная турбина

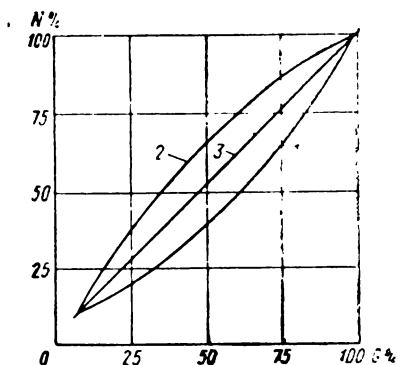


Рис. 3.10. Зависимость расхода воздуха от номинальной мощности турбины при различных методах регулирования:

1—при дросселировании; 2—при сопловом регулировании; 3—при парциальном регулировании

Более надежным типом привода авиационного центробежного насосного агрегата является гидравлическая турбина. В качестве рабочей жидкости для гидравлических турбин может быть использовано топливо, подаваемое насосами с непосредственным приводом от коробки приводов маршевого авиадвигателя.

Использование топлива в качестве рабочей жидкости гидротурбин топливных насосов позволяет отказаться от сложных конструкций уплотнений для разделения полостей привода и насоса, что существенно повышает ресурс работы агрегата, увеличивает его надежность.

Гидравлическая турбина является наиболее легким температуростойким приводом ЦНА. Вес ЦНА с приводом от гидравлической турбины при температурах топлива до $+150^{\circ}\text{C}$, воздуха, окружающего внебаковую часть агрегата до $+250^{\circ}\text{C}$, при потребляемой мощности 10—15 л. с. составляет около 1 кг/л. с. Однако при этом необходимо еще учитывать увеличение веса насосов, питающих гидротурбину.

На рис. 3.11 показана схема питания гидротурбоприводных насосов топливной системы от подкачивающего насоса авиадвигателя.

теля, в котором для питания гидротурбин предусматривается специальная высоконапорная вторая ступень. Давление топлива, подаваемого в гидротурбопривод, в такой системе в зависимости от режима работы ТРД не превышает $10\text{--}20 \text{ кг/см}^2$.

Частое включение и отключение гидротурбопривода не сказывается на ресурсе его работы, что, например, имеет место при применении электропривода. Поэтому при применении гидротурбопривода, с целью повышения КПД системы, управление порядком перекачки топлива из баков, очевидно целесообразно производить не кранами, установленными, как обычно, в напорных трубопроводах, а дросселированием топлива, подаваемого в гидравлическую турбину (см. рис. 3.11).

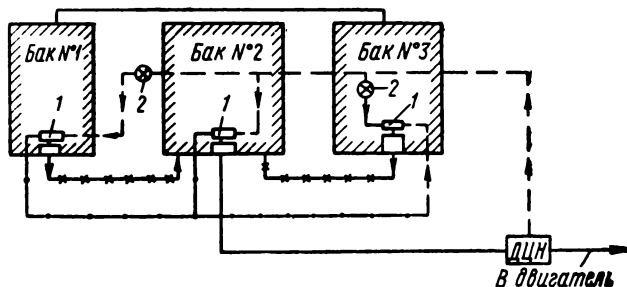


Рис. 3.11. Принципиальные схемы питания гидротурбопривода на самолете от ДЦН (II ступень подкачки):

1—ГТН; 2—краны включения и отключения ГТН (краны управления порядком выработки топлива из баков):

- X—X—X— Трубопровод перекачки топлива в расходный бак.
- — — Трубопровод подачи топлива к гидротурбоприводу
- · - · - Трубопровод слива топлива из гидротурбопривода

Особый практический интерес представляют схемы, в которых питание гидротурбопривода баковых насосов производится перепуском части топлива из насосов высокого давления авиадвигателя.

Необходимый температурный режим насосов-регуляторов и форсажных насосов ТРД обычно поддерживается при помощи перепуска некоторого объема топлива обратно в топливные баки или на вход в насос II ступени подкачки. топлива. Давление топлива в линиях перепуска достигает $50\text{--}70 \text{ кг/см}^2$ и его использование для привода гидравлических турбин позволяет резко сократить диаметры трубопроводов систем передачи мощности, т. е. уменьшить вес системы. Кроме того, при этом не требуется специальное переразмеривание насосов авиадвигателя, что также уменьшает вес системы. Однако непосредственное прямое использование такого большого давления в гидротурбоприводе пока не представляется возможным, так как в настоящее время неизвестны конструкции высоконапорных гидротурбин малой мощности и низкой быстроходности (например, порядка 5), пригодные для применения в ка-

тах с большими температурами топлива. При температурах топлива 140—180° из-за низкой термической стабильности топлив в гидромоторах отлагаются кокс и смолы; учитывая же, что при этом смазывающая способность топлива уменьшается, становится очевидным, что гидромоторный привод, имеющий большое количество прецизионных пар, обладает пониженной надежностью.

Для окончательного выбора типа привода ЦНА необходимо оценивать различные системы привода по их взлетному весу, т. е. по влиянию привода агрегата на увеличение взлетного веса проектируемого самолета.

Взлетный вес системы привода состоит из:

- а) сухого веса привода;
- б) веса топлива, необходимого для перевозки сухого веса привода;
- в) веса топлива, которое необходимо затратить для получения мощности, потребляемой приводом;
- г) веса топлива, необходимого для перевозки топлива, указанного в п. «в»;
- д) веса дополнительной конструкции самолета, связанного с размещением топлива, указанного в пунктах «б»; «в»; «г»;
- е) веса топлива, необходимого для перевозки веса дополнительной конструкции самолета.

Вес топлива, необходимого для перевозки сухого веса привода

Часовая затрата «первичного» топлива на перевозку сухого веса привода

$$g_I = \frac{Gc_{уд}}{k}, \quad (3.1)$$

где G — сухой вес привода, кг;

k — коэффициент аэродинамического качества самолета;

$c_{уд}$ — удельный расход топлива на авиадвигатели, $\frac{\text{кг топл.}}{\text{кг тяги час}}$.

Затрата «первичного» топлива на все время полета

$$G_{\pi I} = \frac{Gc_{уд}\tau_0}{k}, \quad (3.2)$$

где τ_0 — расчетное время полета.

Текущее значение количества «первичного» топлива на самолете определится из разности

$$G'_{\pi I} = \frac{Gc_{уд}\tau_0}{k} - \frac{Gc_{уд}\tau}{k},$$

где τ — текущее значение времени.

Для перевозки «первичного» топлива затрачивается «вторичное» топливо, количество которого по времени

$$G_{\tau II} = \int_0^{\tau} \frac{G'_{\tau I} c_{y\lambda} d\tau}{k} = \int_0^{\tau} \frac{(Gc_{y\lambda}\tau_0 - Gc_{y\lambda}\tau)}{k} \cdot \frac{c_{y\lambda} d\tau}{k} = \\ = \frac{Gc_{y\lambda}\tau_0\tau}{k^2} - \frac{Gc_{y\lambda}^2\tau^2}{2k^2}.$$

Общий запас «вторичного» топлива на все время полета, необходимый для перевозки «первичного» топлива

$$G_{\tau II} = \frac{Gc_{y\lambda}^2\tau_0^2}{2k^2}. \quad (3.3)$$

Оставшаяся часть «вторичного» топлива в текущий момент времени полета найдется как разность

$$G'_{\tau II} = \frac{Gc_{y\lambda}^2\tau_0^2}{2k^2} - \left(\frac{Gc_{y\lambda}^2\tau_0\tau}{k^2} - \frac{Gc_{y\lambda}^2\tau^2}{2k^2} \right).$$

Расход «третичного» топлива, необходимого для перевозки «вторичного» топлива, по времени

$$G_{\tau III} = \int_0^{\tau} \frac{G'_{\tau II} c_{y\lambda} d\tau}{k} = \int_0^{\tau} \frac{Gc_{y\lambda}^2\tau_0^2 c_{y\lambda} d\tau}{2k^3} - \\ - \int_0^{\tau} \left(\frac{Gc_{y\lambda}^2\tau_0\tau}{k} - \frac{Gc_{y\lambda}^2\tau^2}{2k^2} \right) \frac{c_{y\lambda} d\tau}{k} \Rightarrow \frac{Gc_{y\lambda}^3\tau_0^2\tau}{2k^3} - \frac{Gc_{y\lambda}^3\tau_0\tau^2}{2k^3} + \frac{Gc_{y\lambda}^3\tau^3}{2 \cdot 3 \cdot k^3}.$$

Общий запас «третичного» топлива на все время полета

$$G_{\tau III} = \frac{Gc_{y\lambda}^3\tau_0^3}{1 \cdot 2 \cdot k^3} - \frac{Gc_{y\lambda}^3\tau_0^3}{1 \cdot 2 \cdot k^3} + \frac{Gc_{y\lambda}^3\tau_0^3}{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot k^3} = \frac{Gc_{y\lambda}^3\tau_0^3}{3!k^3}. \quad (3.4)$$

Продолжая аналогичные рассуждения для определения последующих затрат топлива, получим в сумме ряд, который дает необходимый общий запас топлива для перевозки сухого веса привода:

$$G_{\tau I} = \frac{Gc_{y\lambda}\tau_0}{1!k} + \frac{Gc_{y\lambda}^2\tau_0^2}{2!k^2} + \frac{Gc_{y\lambda}^3\tau_0^3}{3!k^3} + \dots + \frac{Gc_{y\lambda}^n\tau_0^n}{n!k^n}.$$

Преобразуем это выражение, прибавив и отняв $\dot{G}$:

$$G_{\tau I} = G \left(1 + \frac{c_{y\lambda}\tau_0}{1!k} + \frac{c_{y\lambda}^2\tau_0^2}{2!k^2} + \frac{c_{y\lambda}^3\tau_0^3}{3!k^3} + \dots + \frac{c_{y\lambda}^n\tau_0^n}{n!k^n} \right) - G.$$

Анализ ряда, заключенного в скобки, показывает, что ряд сходящийся, а предел его суммы равен $e^{\frac{c_{уд}\tau_0}{k}}$, где $e=2,72$.

Тогда вес топлива, необходимый для перевозки сухого веса привода:

$$G_{\tau 1}=G\left(e^{\frac{c_{уд}\tau_0}{k}}-1\right). \quad (3.5)$$

Вес топлива, затрачиваемого на перевозку топлива, идущего для получения потребляемой приводом мощности

Расчет расхода топлива для получения мощности, потребляемой приводом, производится в зависимости от конкретных характеристик авиадвигателя и самолета. Принимаем, что расход топлива, идущего для получения мощности, равномерный по времени. В этом случае в любой момент времени полета его количество на самолете

$$G_{\tau}=G_{\tau 2}-\frac{G_{\tau 2}\tau}{\tau_0}, \quad (3.6)$$

где $G_{\tau 2}$ — первоначальный запас топлива, идущего на получение мощности, потребляемой приводом.

Тогда «первичное» топливо, необходимое для перевозки топлива, идущего для получения мощности:

$$G_{\tau 1}=\int_0^{\tau} \frac{G_{\tau 2}-\frac{G_{\tau 2}\tau}{\tau_0}}{k} c_{уд} d\tau=\frac{G_{\tau 2} c_{уд} \tau}{k}-\frac{G_{\tau 2} \tau^2 c_{уд}}{2k\tau_0},$$

$$G_{\tau 1}=\frac{G_{\tau 2} c_{уд} \tau_0}{2k}. \quad (3.7)$$

Исходя из изложенных выше рассуждений, находим «вторичное», «третичное» и т. д. топливо. Суммируя все эти количества, получим ряд:

$$G_{\tau_s}=\frac{G_{\tau_2} c_{уд} \tau_0}{2!k}+\frac{G_{\tau_2} c_{уд}^2 \tau_0^2}{3!k^2}+\frac{G_{\tau_2} c_{уд}^3 \tau_0^3}{4!k^3}+\dots+\frac{G_{\tau_2} c_{уд}^{n-1} \tau_0^{n-1}}{n! k^{n-1}}.$$

Этот ряд можно привести к такому виду:

$$G_{\tau_s}=G_{\tau_2}+\frac{G_{\tau_2} c_{уд} \tau_0}{2!k}+\frac{G_{\tau_2} c_{уд}^2 \tau_0^2}{3!k^2}+\frac{G_{\tau_2} c_{уд}^3 \tau_0^3}{4!k^3}+\dots$$

$$+\frac{G_{\tau_2} c_{уд}^{n-1} \tau_0^{n-1}}{n! k^{n-1}}-G_{\tau_2}=\frac{G_{\tau_2} k}{c_{уд} \tau_0}\left(1+\frac{c_{уд} \tau_0}{1!k}+\frac{c_{уд}^2 \tau_0^2}{2!k^2}+\right.$$

$$\left.+\frac{c_{уд}^3 \tau_0^3}{3!k^3}+\dots+\frac{c_{уд}^n \tau_0^n}{n! k^n}-1\right)-G_{\tau_2}.$$

Тогда вес топлива, необходимый для перевозки топлива, идущего для получения мощности:

$$G_{T_3} = \frac{G_{T_2} \cdot k}{c_{y\lambda} \tau_0} \left(e^{\frac{c_{y\lambda} \tau_0}{k}} - 1 \right) - G_{T_2}. \quad (3.8)$$

Дополнительный вес конструкции самолета и топлива, необходимого для его перевозки

При анализе необходимо также учитывать, что дополнительное топливо приводит к увеличению веса конструкции самолета.

Примем долю веса конструкции от веса топлива

$$x_k = \frac{G_k}{G_T}, \quad (3.9)$$

где G_k — вес конструкции самолета;
 G_T — вес топлива на самолете.

Тогда вес конструкции для перевозки дополнительного топлива для рассматриваемого привода будет

$$G_{доп.к} = \sum G_T \cdot x_k, \quad (3.10)$$

где

$$\sum G_T = G_{T_1} + G_{T_2} + G_{T_3}.$$

Для перевозки дополнительного веса конструкции потребуется дополнительное топливо

$$G_{доп.т} = \sum G_T x_k \left(e^{\frac{c_{y\lambda} \tau_0}{k}} - 1 \right), \quad (3.11)$$

(как для перевозки постоянного веса), а это в свою очередь приведет к дополнительному весу конструкции и т. д. Исходя из изложенных ранее рассуждений, нетрудно получить, что

$$G_{доп} = \frac{\sum G_T x_k e^{\frac{c_{y\lambda} \tau_0}{k}}}{1 - x_k \left(e^{\frac{c_{y\lambda} \tau_0}{k}} - 1 \right)}. \quad (3.12)$$

Суммарный взлетный вес системы привода

$$G_{взл} = \sum G_T + G_{доп} + G. \quad (3.13)$$

Анализ по взлетному весу позволяет одновременно оценить как весовые, так и энергетические характеристики различных систем привода и выбрать наиболее экономичную.

Ввиду недостатков, имеющих у каждой из систем в известных условиях: необходимость переразмеривания пневмотурбопривода из-за падения давления воздуха за компрессором на больших высотах, падение КПД пневмотурбопривода при частичных нагрузках, большие расходы топлива для получения мощности, потребляемой пневмотурбоприводом, большие габариты и веса для температуростойких электродвигателей, большие потери мощности при транспортировке рабочей жидкости к гидроприводу и т. д. — возможно применение на одном самолете различных систем привода. В некоторых случаях может оказаться наиболее экономичным параллельная установка ЦНА с различными системами привода, что позволяет исключить имеющиеся недостатки той или иной системы привода, проявляющиеся на каком-либо режиме полета.

Глава IV

НАСОСЫ С ПРИВОДОМ ОТ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Электроприводные центробежные насосные агрегаты (ЭЦН), представляющие собой моноблочное исполнение насоса и электродвигателя, нашли широкое применение в гидравлических системах летательных аппаратов. Так, например, на самолете ТУ-114 устанавливается двадцать восемь ЭЦН только для подачи топлива. Такое количество агрегатов оказывает существенное влияние на полетный вес, энергетический баланс и надежность летательного аппарата. В связи с этим весьма актуальны вопросы, связанные с конструированием различных типов ЭЦН и правильным выбором той или другой конструкции ЭЦН для конкретных условий применения их на летательном аппарате.

К ЭЦН, как и к другим типам авиационных насосов, предъявляются повышенные требования по герметичности подвижных и неподвижных соединений, по взрывобезопасности, по весу, экономичности и надежности конструкции. Кроме того, на конструкции авиационных насосов заметно влияют такие факторы, как размещение агрегата на самолете, абсолютное давление на входе в насос, температура рабочей жидкости и окружающей среды, необходимое время работы агрегата в оголенном состоянии.

Конструкция ЭЦН во многом определяется типом электродвигателя и способом его присоединения к насосному агрегату, так как на долю электродвигателя в среднем приходится 75% веса ЭЦН.

В зависимости от типа электросистемы питания электродвигателя ЭЦН классифицируются на:

1. ЭЦН с приводом от электродвигателя постоянного тока с напряжением 27 в.

2. ЭЦН с приводом от электродвигателя переменного тока с напряжением 200 в и частотой 400 гц.

По режимам работы, определяемым числом оборотов электродвигателя, ЭЦН классифицируются на однорежимные, двухрежимные и трехрежимные.

По способу монтажа ЭЦН классифицируются на внебаковые, магистральные, внутрибаковые и кессонные.

Рассмотрим основные конструктивные схемы ЭЦН, нашедшие широкое практическое применение в зарубежной и отечественной авиационной промышленности, а также их основные конструктивные элементы.

ВНЕБАКОВЫЕ ЭЦН

Типовая конструктивная схема внебакового ЭЦН показана на рис. 4.1.

Насос крепится снаружи на нижней или боковой стенке бака.

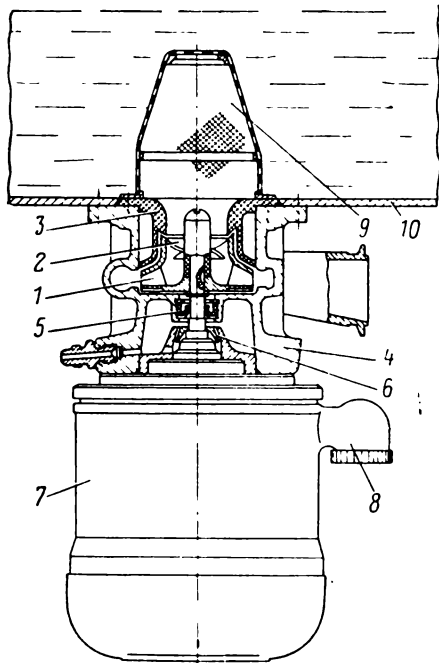


Рис. 4.1. Внебаковый ЭЦН:

1—центробежное рабочее колесо; 2—пред-
включенное осевое колесо; 3—подвод; 4—кор-
пус; 5—манжета; 6—центробежное уплотне-
ние; 7—электродвигатель; 8—штенсельный
разъем; 9—фильтр; 10—бак

Рабочее колесо, выполненное в виде центробежной крыльчатки, смонтировано непосредственно на валу электродвигателя. Для повышения антикавитационных качеств насоса перед центробежной крыльчаткой на валу электродвигателя установлено предвключенное осевое колесо. В корпусе насоса, имеющем уплотнение по плоскости разъема с электродвигателем, выполнен спиральный отвод в виде улитки. На входе в насос установлен подвод, направляющий поток к рабочему колесу. Перед входом потока в насос установлен фильтр грубой очистки.

Для обеспечения уплотнения по валу в корпусе насоса смонтировано манжетное уплотнение. Для предотвращения попадания рабочей жидкости, просачивающейся через манжетное уплотнение в полость электродвигателя, на его валу за манжетным уплотнением установлено центробежное

уплотнение. Рабочая жидкость от центробежного уплотнения отводится через дренажный канал, выполненный в корпусе.

Электродвигатель выполняется взрывобезопасным. Подвод электропитания к двигателю осуществлен через смонтированный на нем штепсельный разъем.

Аналогичные конструктивные элементы в большинстве характерны для всех ЭЦН, в связи с чем в дальнейшем будут рассматриваться те конструктивные элементы, которые присущи только тем или другим типам насосных агрегатов.

Конструктивная схема внебакового насосного агрегата, в котором рабочее колесо выполнено в виде осевого винтового колеса, а отвод рабочей жидкости выполнен в виде спирального канала в корпусе, показана на рис. 4.2. В этой схеме для направления потока рабочей жидкости, выходящей с рабочего колеса в спиральный отвод, применено профилированное направляющее устройство. На тыльной стороне направляющего устройства выполнены радиальные лопатки, способствующие разгрузке подшипников электродвигателя от осевых сил.

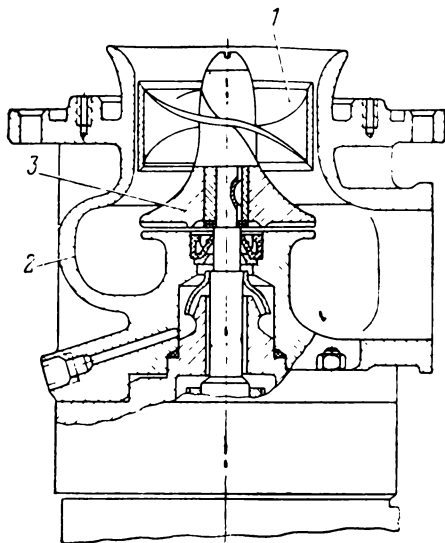


Рис. 4.2. Внебаковый осевой насосный агрегат:

1—осевое рабочее колесо; 2—корпус; 3—направляющее устройство

МАГИСТРАЛЬНЫЕ ЭЦН

Магистральные ЭЦН являются конструктивной разновидностью внебаковых ЭЦН и соединяются с баком трубопроводами.

На рис. 4.3 показана конструктивная схема магистрального ЭЦН, который крепится при помощи кронштейна к силовым элементам летательного аппарата.

Конструктивная схема двухступенчатого магистрального ЭЦН, отличительной особенностью которого является использование потока рабочей жидкости, отводимой от насоса для охлаждения электродвигателя, показана на рис. 4.4. В этом насосе кольцевой отвод рабочей жидкости выполнен в виде рубашки охлаждения электродвигателя, образуемой корпусами электродвигателя и насоса.

Внебаковые и магистральные ЭЦН не получили широкого распространения. Основным недостатком такого типа ЭЦН является необходимость наличия определенного объема внебакового прост-

ранства для их размещения, а также невозможность в большинстве случаев использовать рабочую жидкость для охлаждения

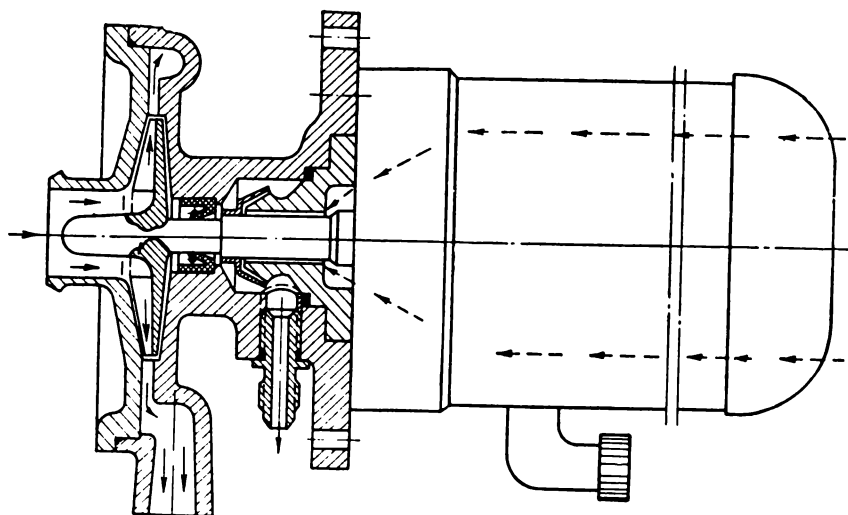


Рис. 4.3. Магистральный ЭЦН

электродвигателя, так как это приводит к искусственному усложнению и увеличению габаритов агрегата.

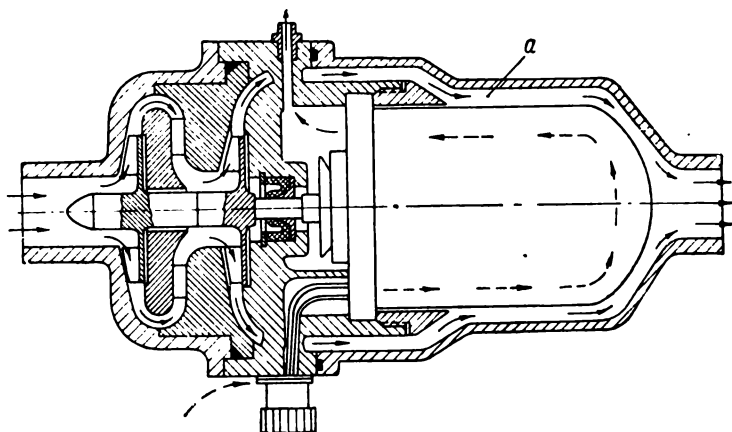


Рис. 4.4. Двухступенчатый магистральный ЭЦН:

а—рубашка охлаждения

ВНУТРИБАКОВЫЕ ЭЦН

Наиболее широкое применение в авиационной промышленности нашли конструкции внутрибаковых ЭЦН.

Конструктивная схема обычного внутрибакового ЭЦН приведена на рис. 4.5. ЭЦН такого типа устанавливаются на нижней стенке бака. Объем внебакового пространства в этом случае существенно меньше, чем у внебакового ЭЦН, так как электродвигатель и часть насоса размещаются внутри бака.

В такой схеме перекачиваемая рабочая жидкость большую часть времени работы насоса эффективно охлаждает электродвигатель. Это дает возможность существенно снизить вес и габариты электродвигателей внутрибаковых насосов.

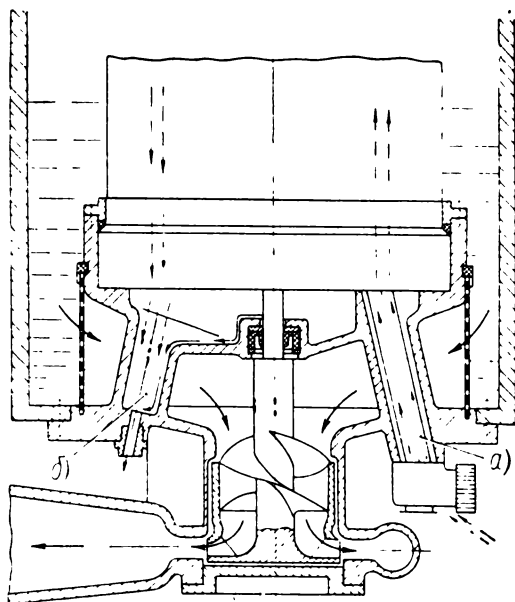


Рис. 4.5. Внутрибаковый ЭЦН:

а—вентиляционный канал; б—дренажный канал

Подвод электропитания к приводу внутрибакового ЭЦН осуществляется через штепсельный разъем, монтируемый на внебаковой части насоса. Спиральный отвод рабочей жидкости с выходным патрубком также расположен во внебаковом пространстве.

Для предотвращения скопления в полости электродвигателя паров топлива взрывоопасной концентрации в сопряженных полостях насоса и двигателя производится циркуляция воздуха, которая обеспечивается разностью давлений в дренажном канале и в канале для прокладки проводов питания электродвигателя. Вывод из каналов за борт самолета осуществляется таким образом, чтобы в дренажном канале образовывалось разрежение, а в канале для прокладки проводов питания электродвигателя — избыточное дав-

ление. Этот фактор определяет размещение и монтаж насосного агрегата на летательном аппарате.

Недостатком внутрибаковых насосов является ухудшение условий охлаждения электродвигателя при оголении их в процессе выработки рабочей жидкости из бака. При этом ухудшаются также и условия работы манжетного уплотнения, хотя в отдельных случаях применяется постоянное орошение рабочей кромки манжетного уплотнения рабочей жидкостью, подаваемой из полости за рабочим колесом.

КЕССОННЫЕ ЭЦН

В последние годы на летательных аппаратах, особенно в топливных системах самолетов, широкое применение нашли кессонные баки.

Для перекачки рабочей жидкости из кессонных баков потребовалось создание новых конструкций насосов, которые получили название кессонных.

К кессонным насосам предъявляются ряд специфических требований. Так, например, в связи с тем, что большинство кессонных баков выполняется в крыльях, насосные агрегаты не должны иметь выступающих из баков частей, а если это не удастся, то выступы должны иметь минимальное аэродинамическое сопротивление. При этом насосы должны обеспечивать минимальные невырабатываемые остатки топлива в баках. Вход и выход рабочей жидкости из кессонного насоса, а также подвод электропитания (в большинстве случаев) из-за отсутствия внебакового пространства должны осуществляться внутри бака. В процессе эксплуатации монтаж и демонтаж кессонных насосов должен производиться без специальной расстыковки трубопроводов, отводящих рабочую жидкость от насоса.

Кессонные насосы представляют собой разновидность внутрибаковых, в связи с чем схема их работы во многом сходна с последними.

На рис. 4.6 и 4.7 показаны конструктивные схемы кессонных ЭЦН, которые монтируются в баках в стационарных монтажных устройствах. Монтажное устройство совместно с агрегатом образует каналы отвода рабочей жидкости от насоса. Напорный трубопровод в таком насосе крепится стационарно к выходному патрубку монтажного устройства и прокладывается внутри бака. Электродвигатель охлаждается потоком рабочей жидкости в процессе всей работы насоса до полной выработки бака, после чего до отключения агрегата охлаждение еще некоторое время может осуществляться жидкостью, остающейся в канале отвода. Циркуляция воздуха для вентиляции полости электродвигателя у всех кессонных ЭЦН обеспечивается аналогично внутрибаковым ЭЦН.

В насосном агрегате, показанном на рис. 4.6, манжетное уплотнение расположено в зоне, сообщенной с напорной полостью, бла-

годаря чему обеспечивается его надежное охлаждение и смазка рабочей жидкостью в процессе всей работы. В агрегате, показанном на рис. 4.7, этих преимуществ у манжетного уплотнения нет. Однако эта конструкция отличается таким расположением рабочего колеса, при котором обеспечиваются более полная выработка рабочей жидкости из бака и достаточно высокие антикавитационные качества без применения предвключенного осевого колеса. Последнее объясняется тем, что при таком расположении рабочего колеса улучшаются условия для удаления воздуха из рабочей жидкости при поступлении ее на рабочее колесо.

Провода электропитания в подобных конструкциях агрегатов могут прокладываться как вне бака по его наружной поверхности, так и внутри бака по герметичному трубопроводу, стационарно закрепляемому к специальному колодцу с клеммной панелью, расположенному в сухой зоне монтажного устройства.

Недостатком такой конструкции насоса является необходимость выполнения четырех стоек (вместо двух) для размещения в них не только каналов для прокладки проводов электро-

питания и дренажа, но и профилированных каналов для отвода рабочей жидкости в канал, образуемый стенками монтажного устройства и электродвигателем. Это приводит к усложнению конструкции корпуса насоса и к загромождению входа в насос, что в свою очередь требует увеличения осевых размеров агрегата с целью обеспечения оптимальных проходных сечений на входе.

Существенным недостатком рассмотренных выше конструктивных схем кессонных насосов является сравнительно тяжелое и громоздкое монтажное устройство, необходимое для их установки и работы.

На рис. 4.8 показана конструктивная схема кессонного ЭЦН с облегченным устройством для монтажа, выполненным в виде спирального или кольцевого отвода. Такая конструкция дает возможность снизить вес и габариты насосной установки, а также повысить КПД насоса. Охлаждение электродвигателя в данном случае достигается с помощью тонкостенного стакана, закрепленного на насосе и образующего с корпусом электродвигателя полость, через которую постоянно циркулирует незначительная часть рабочей

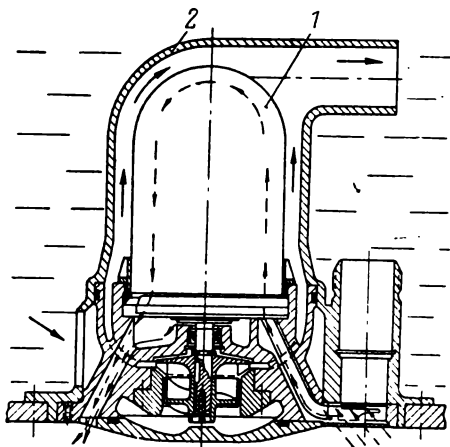


Рис. 4.6. Кессонный ЭЦН с верхним расположением рабочего колеса:

1—насосный агрегат; 2—монтажное устройство

жидкости, перекачиваемой насосом независимо от ее количества в баке.

С целью дальнейшего уменьшения веса и повышения КПД насосного агрегата разработана конструктивная схема кессонного ЭЦН, устанавливаемого на баке без монтажного устройства (рис. 4.9).

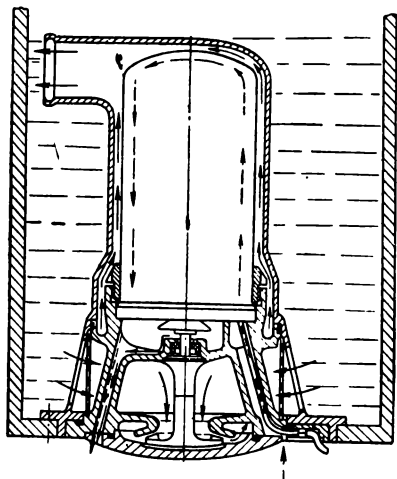


Рис. 4.7. Кессонный ЭЦН с нижним расположением рабочего колеса

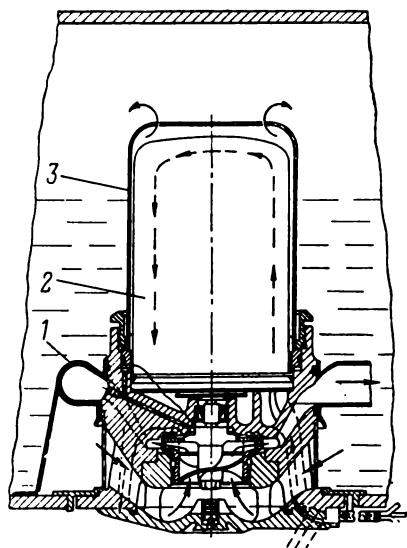


Рис. 4.8. Кессонный ЭЦН с облегченным монтажным устройством

1—монтажное устройство; 2—электродвигатель; 3—стакан

В баке стационарно монтируются два трубопровода: один для отвода рабочей жидкости, другой — для прокладки проводов электропитания и монтажа клеммной панели. Одновременно с монтажом или демонтажом ЭЦН происходит подсоединение или отсоединение напорного патрубка насоса, являющегося продолжением спирального сборника с напорным трубопроводом системы. Такая конструкция при прочих равных условиях имеет минимальный вес и габариты.

Иногда бывает необходимо расположить ЭЦН, не делая отверстий для его монтажа в нижней поверхности кессонного бака. Для таких случаев могут быть применены конструктивные схемы, показанные на рис. 4.10 и 4.11.

На внутренней поверхности нижней панели кессонного бака (рис. 4.10) стационарно устанавливается монтажное устройство, к которому крепится напорный трубопровод, монтируемый внутри

бака, а также дренажная трубка малого сечения. В верхней панели бака выполняется монтажный люк; через который ЭЦН вводится в монтажное устройство посредством монтажной трубы, герметично закрепленной на торцевой части электродвигателя. После установки ЭЦН в монтажное устройство труба подпружинивается и закрепляется в монтажном люке с помощью эластичного элемента, герметизируя ввод проводов электропитания и вентиляционной трубки в электродвигатель от окружающей рабочей жидкости. Устройство для крепления трубы в монтажном люке не должно препятствовать перемещениям в осевом и радиальном направлениях верхней панели бака относительно нижней.

Следует отметить, что вышеописанная конструктивная схема ЭЦН снабжена специальной насосной ступенью, обеспечивающей самовсасывание после отлива рабочей жидкости, уровень которой к моменту отлива окажется ниже рабочего колеса основной ступени насоса.

На рис. 4.11 приведена конструктивная схема ЭЦН, которая может быть использована при необходимости крепления монтажного устройства к верхней панели бака. Насосный агрегат в этом случае фиксируется в монтажном устройстве граверсным прижимом, посредством которого осуществляется его монтаж и демонтаж.

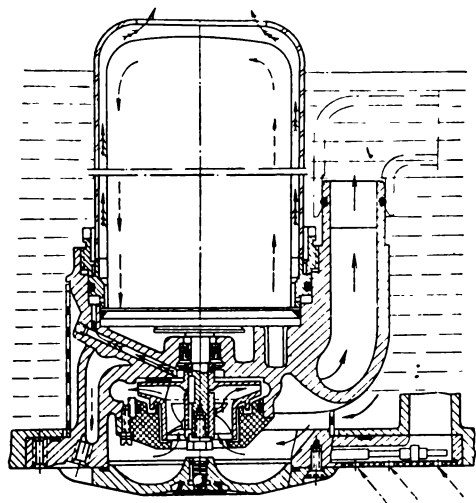


Рис. 4.9. Кессонный ЭЦН для установки без монтажного устройства

Схема кессонного ЭЦН, позволяющая производить установку насосного агрегата в зависимости от конструктивного исполнения монтажного устройства на любой панели бака, показана на рис. 4.12. Фиксация такого насосного агрегата в монтажном устройстве производится крышкой, служащей одновременно подводом насоса.

Отвод рабочей жидкости от насоса и прокладка проводов электропитания осуществляется через монтажное устройство.

В тех случаях, когда невозможно, например, из условий прочности выполнить отверстия для монтажа насосного агрегата в панелях кессонного бака, целесообразно использовать конструктивную схему, показанную на рис. 4.13. В этом случае насосный агрегат крепится на внутренней поверхности нижней панели кессонного

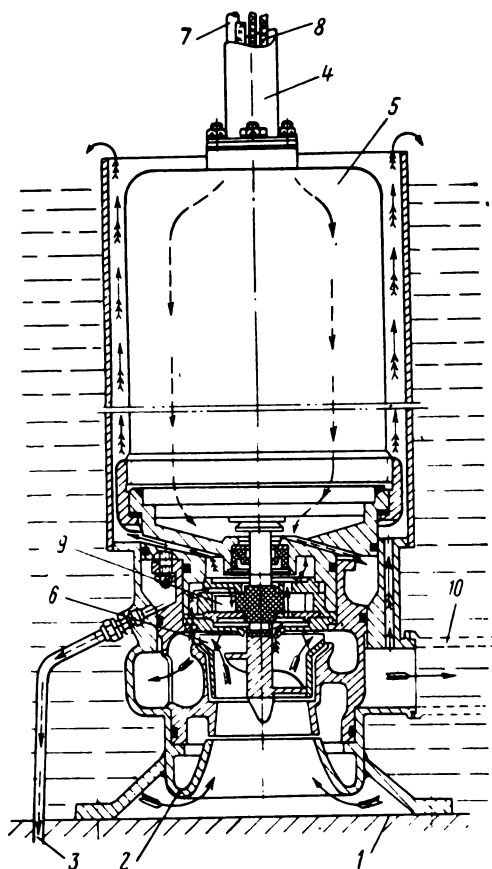


Рис. 4.10. Кессонный ЭЦН для установки через отверстие в верхней панели бака в монтажное устройство, закрепленное на нижней панели:

1—нижняя панель бака; 2—монтажное устройство; 3—дренажная трубка; 4—монтажная труба; 5—электродвигатель; 6—насос; 7—вентиляционная трубка; 8—провода подвода электропитания; 9—самовсасывающая ступень насоса; 10—напорный трубопровод

бака на специальных переставных кронштейнах, закрепляемых с одной стороны на корпусе насоса, а с другой — на силовых элементах кессона. Трубопровод для отвода рабочей жидкости прокладывается внутри бака и крепится непосредственно к напорному патрубку насоса. Трубопровод для прокладки проводов электропитания также проходит внутри бака и крепится непосредственно к приливу на корпусе электродвигателя, в котором размещена клеммная панель. Дренажная трубка выводится из бака. Воздух для вентиляции полостей электродвигателя и дренажа подводится через трубопровод для прокладки проводов.

Насосы с приводом от электродвигателей имеют достаточно высокую степень надежности, что подтверждается многолетним опытом их эксплуатации. Однако в большинстве авиационных гидравлических системах, особенно в топливных системах, на случай выхода из строя ЭЦН предусматривается подача рабочей жидкости самотеком или подсосом последующей насосной ступенью. Для уменьшения гидравлического сопротивления неработающего насоса выполняются обводные обратные клапаны, которые в нормальном случае закрыты и открываются только при падении давления рабочей жидкости за насосом. Такие обратные клапаны выполняются как непосредственно в проточной части насоса, так и на напорных магистралях.

На рис. 4.14 показана конструктивная схема обратного клапана, выполненного в насосе. Для уменьшения гидравлического сопротивления насоса вокруг его подвода выполнены отверстия, через которые часть рабочей жидкости при неработающем насосе проходит в отвод, минуя рабочее колесо, обладающее значительным гидравлическим сопротивлением. Во время нормальной работы насоса

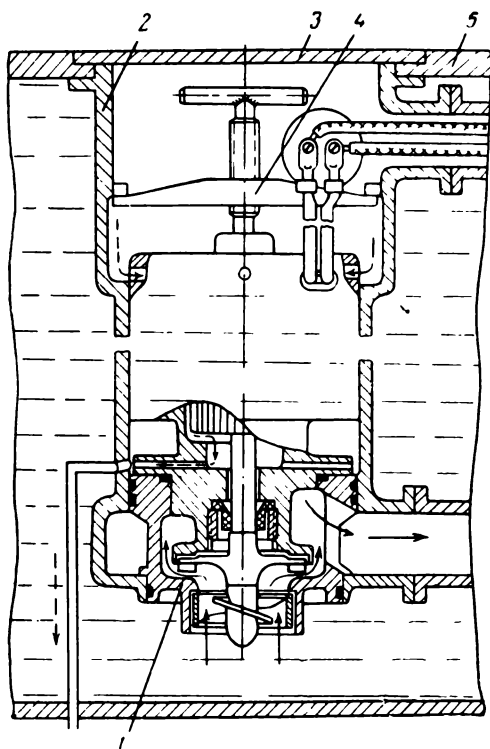


Рис. 4.11. Кессонный ЭЦН для установки в монтажное устройство, закрепленное на верхней панели бака:

1—насосный агрегат; 2—монтажное устройство; 3—крышка монтажного устройства; 4—траверсный прижим; 5—верхняя панель бака

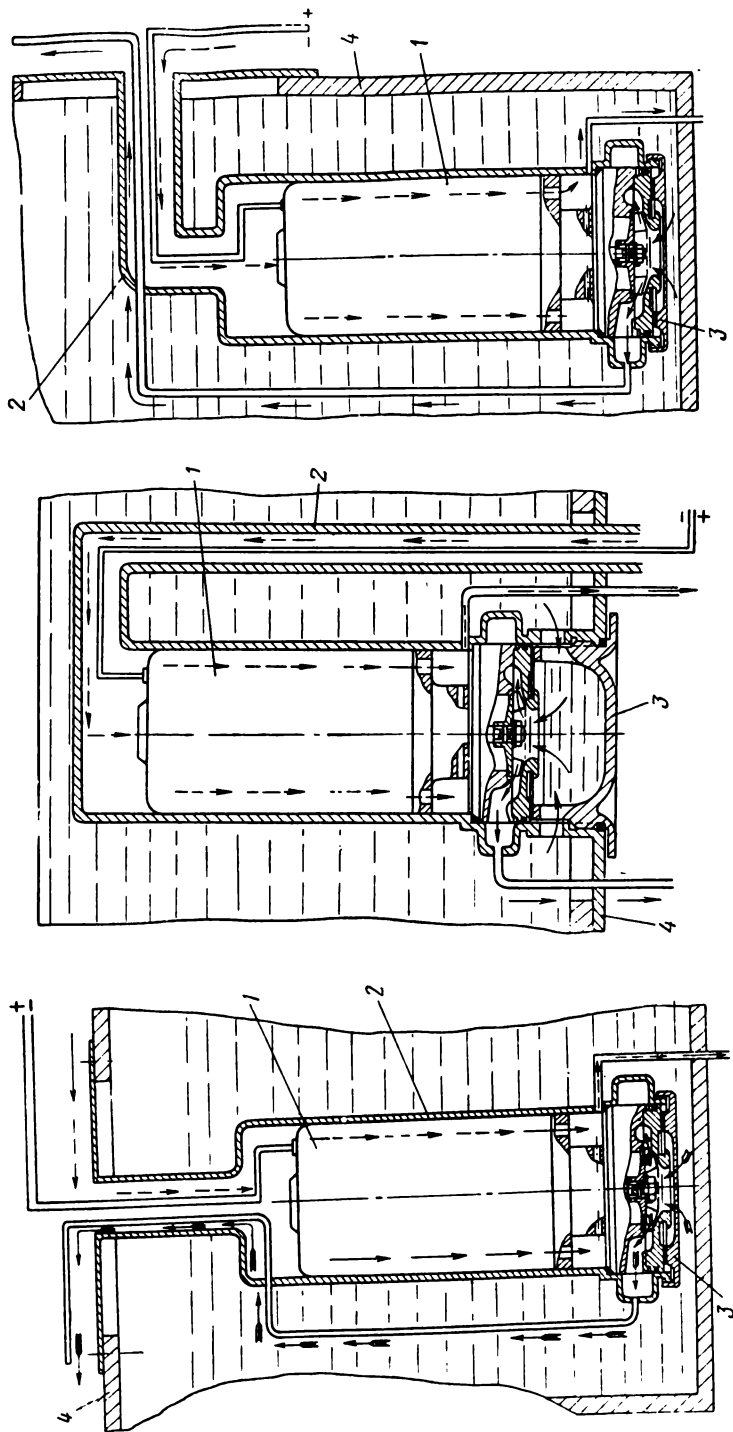


Рис. 4. 12. Кессонный ЭЦН для установки на верхней (а), нижней (б) или боковой (в) панели бака:
 1—насосный агрегат; 2—монтажное устройство; 3—крышка; 4—панель бака

давление повышается и отверстия закрываются обратным клапаном, препятствующим утечке рабочей жидкости обратно на вход в насос.

Для задержания предметов, случайно попавших в рабочую жидкость, на входе в насос в большинстве случаев устанавли-

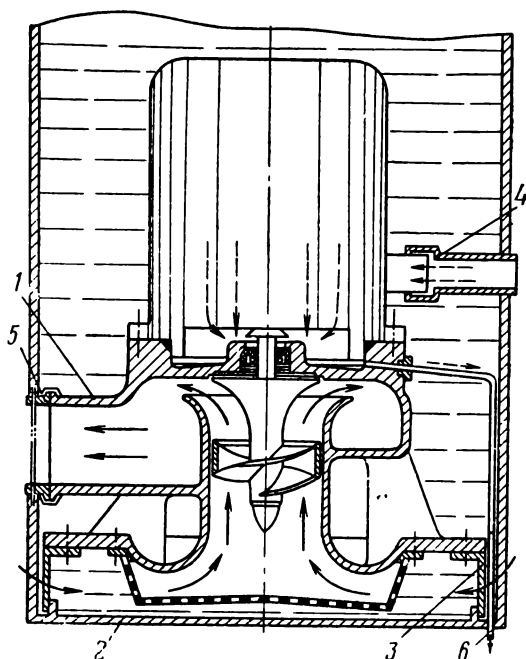


Рис. 4.13. Кессонный ЭЦН для установки внутри бака:

1—насосный агрегат; 2—бак; 3—кронштейн; 4—трубопровод для прокладки проводов электроснабжения; 5—напорный трубопровод; 6—дренажная трубка

ваются предохранительные сетки-фильтры грубой очистки. Такие фильтры устанавливаются непосредственно на насосе или на монтажных устройствах. Фильтры изготавливаются из латунной сетки с размером ячейки в свету 0,5—1,2 мм. Суммарная площадь фильтра в свету должна несколько превосходить площадь сечения подвода к рабочему колесу и не создавать дополнительного гидравлического сопротивления на входе в насос. Фильтры с малыми размерами ячейки в свету способствуют кристаллообразованию льда на поверхности фильтра при отрицательных температурах рабочей

жидкости, что увеличивает гидравлическое сопротивление на входе и резко ухудшает кавитационные характеристики насоса.

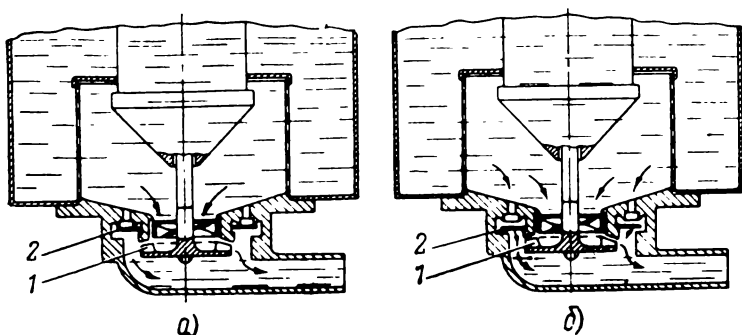


Рис. 4. 14. Схема движения рабочей жидкости через насос с обводным обратным клапаном:

а—при работающем насосе; *б*—при неработающем насосе.
1—рабочее колесо; 2—обратный клапан

ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕКТРОПРИВОДНЫХ НАСОСОВ

Подвод. Подводом называется часть проточной полости насоса, подводящая жидкость к рабочему колесу. Подвод должен обеспечивать поступление жидкости к рабочему колесу с минимальными гидравлическими потерями и равномерным распределением скоростей по сечению потока. Скорости в подводе обычно невелики, поэтому потери на трение в нем составляют очень незначительную величину. При неравномерном распределении скоростей потока в подводе резко ухудшается работа насоса, что выражается в снижении производительности, напора, КПД и ухудшении антикавитационных качеств.

В авиационных электроприводных насосах применяется только осевой подвод, обладающий оптимальной конструктивной формой. Конструктивно подвод выполняется или как элемент проточной части корпуса (рис. 4. 15, *а*), или отдельной деталью, закрепляемой на корпусе (рис. 4. 15, *б*).

В последнее время получили распространение осевые винтовые и центробежные рабочие колеса с переразмеренным входом, обладающие высокими антикавитационными качествами, что объясняется определенным характером вихревых течений в указанных колесах. В осевом винтовом колесе вихревая зона располагается на входе по периферии лопаток, а в центробежных — вблизи ведомого диска. Вихри распространяются в потоке вне колеса, что приводит к увеличению мощности привода на поддержание вторичных течений в вихревой зоне. Такие рабочие колеса имеют пониженные значения КПД.

Для обеспечения оптимальных значений КПД при сохранении высоких антикавитационных качеств перед входными кромками со стороны торца лопастей рабочего колеса на подводе выполняется антивихревой выступ, уменьшающий проходное сечение на величину внутрилопастной вихревой зоны.

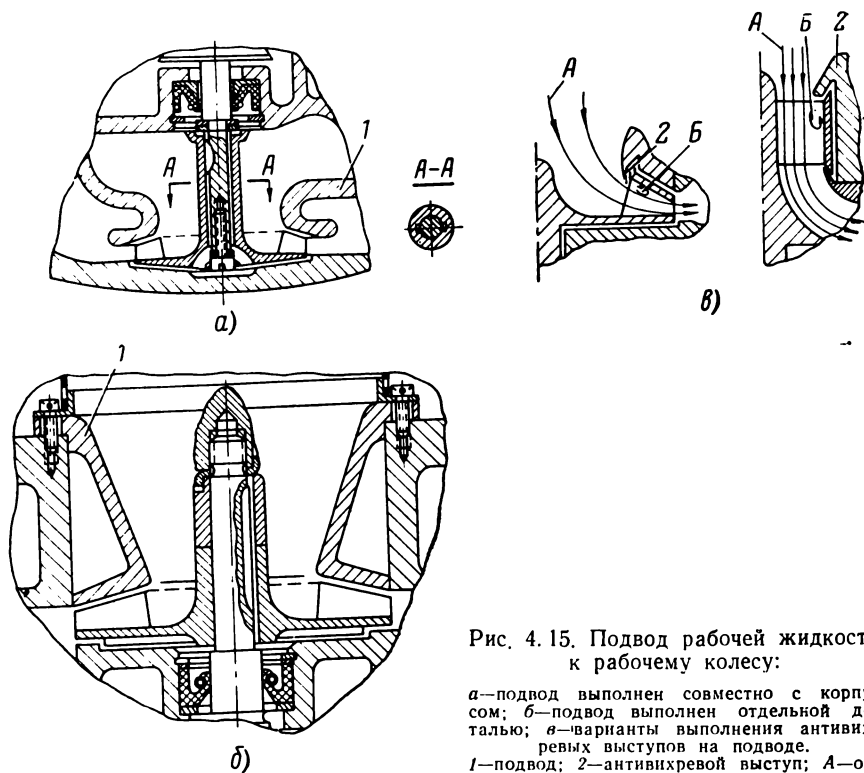


Рис. 4.15. Подвод рабочей жидкости к рабочему колесу:

а—подвод выполнен совместно с корпусом; б—подвод выполнен отдельной деталью; в—варианты выполнения антивихревых выступов на подводе.
1—подвод; 2—антивихревой выступ; А—основной поток; Б—вихревая зона

На рис. 4.15, в показаны возможные варианты выполнения на подводе антивихревых выступов перед осевым и центробежным рабочими колесами. Антикавитационные качества рабочих колес при этом остаются прежними, так как величины относительных скоростей входа потока на лопасти не меняются, а КПД увеличивается, поскольку уменьшение вихрей и снижение турбулентного обмена с активным потоком позволяет обеспечить течение потока в колесах с меньшими гидравлическими сопротивлениями.

Рабочее колесо. Рабочие колеса являются основными рабочими органами лопастных насосов, непосредственно передающими энергию двигателя перемещаемой жидкости. Геометрия проточной части рабочих колес определяется соответствующими гидродинамическими расчетами.

В авиационных насосах рабочие колеса выполняются как открытыми, т. е. без ведомого диска, так и закрытыми. В последнем случае ведомый диск выполняется за одно целое с бандажом предвключенного осевого колеса.

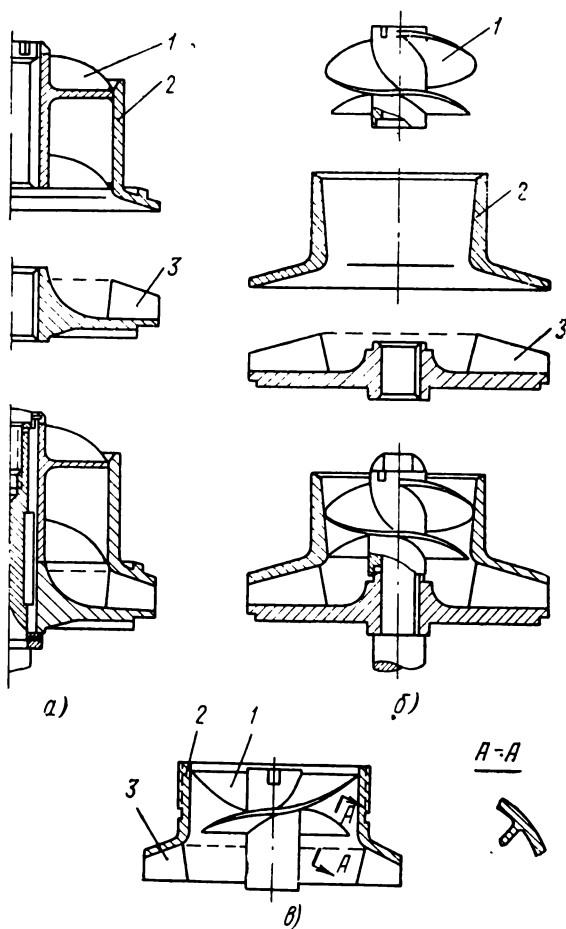


Рис. 4.16. Рабочее и предвключенное осевые колеса:

а, б—сборные конструкции, *в*—цельная конструкция.
1—осевое колесо; 2—бандаж; 3—центробежное рабочее колесо

На рис. 4.16, *а* показана конструкция центробежного рабочего колеса, объединенная в единый узел с предвключенным осевым колесом. Бандаж осевого колеса, приваренный (припаянный) к колесу или выполненный с ним за одно целое литьем, имеет на одной из сторон конусную стенку, примыкающую плотно к торцам лопастей

центробежного колеса, что и обеспечивает закрытие межлопастных каналов центробежного колеса.

На рис. 4.16, б показана аналогичная конструкция, где наружная поверхность осевого колеса и внутренняя поверхность бандажа выполнены коническими. При сборке конусная стенка внутренней поверхности бандажа служит опорой для осевого колеса, а конусная стенка на торцевой части бандажа закрывает межлопастное пространство центробежного колеса.

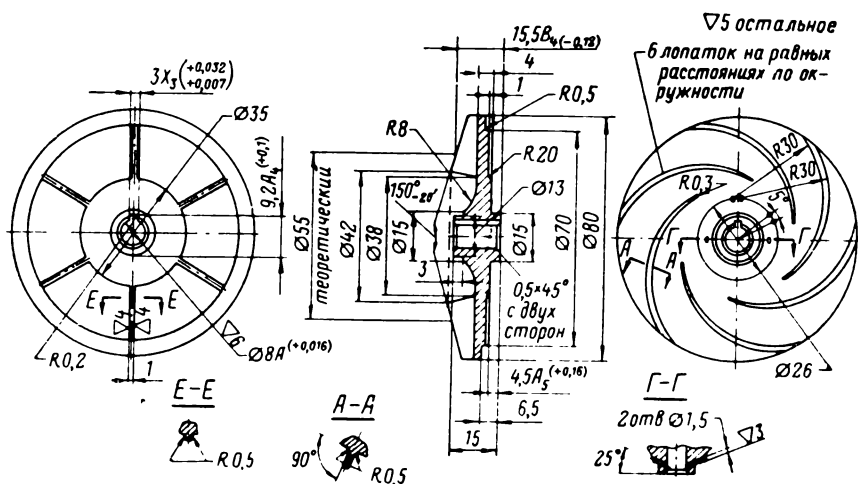


Рис. 4.17. Центробежное рабочее колесо

На рис. 4.16, в показана конструкция, в которой лопасти центробежного рабочего колеса выполнены непосредственно на торцевой конической поверхности бандажа осевого колеса. Такое центробежное колесо конструктивно выполнено открытым, а гидродинамически работает как закрытое.

На рис. 4.17 показан образец выполнения центробежного рабочего колеса, а на рис. 4.18 — осевого, которое может быть как предвключенным, так и самостоятельным рабочим колесом. Осевые и центробежные рабочие колеса в этих случаях могут выполняться литыми с последующей незначительной механической обработкой или только механической обработкой. В любом случае можно получить достаточно высокую степень чистоты обработки проточных поверхностей, что снижает потери на трение и способствует повышению КПД насоса.

Следует отметить, что открытые центробежные рабочие колеса (рис. 4.17) требуют весьма малых зазоров в осевом направлении между плоскостью подвода и лопастями (0,2—0,5 мм), так как увеличение торцевых зазоров резко снижает КПД.

напряжений от центробежных сил в колесе, рассчитанных как для тонкого кольца, дает значение, не обеспечивающее требуемого запаса прочности, необходимо произвести расчет колеса как вращающегося диска с боковой нагрузкой от лопаток. При больших напряжениях в теле диска колеса необходимо учитывать его изгиб силой осевого давления как пластины, защемленной во втулке. Для насосов, работающих в высокотемпературных средах, необходимо учитывать температурные напряжения.

Корпус. Корпус насоса служит базовой деталью для установки и объединения всех неподвижных деталей насоса в один общий узел. В ряде случаев корпус ЭЦН служит одновременно базовой деталью для установки и объединения всех неподвижных деталей электродвигателя. В этом случае уменьшается число уплотняемых стыков, а также уменьшаются вес и габариты насосного агрегата в целом.

В корпусе насоса выполняется и отвод, т. е. часть проточной полости, отводящая жидкость из рабочего колеса и преобразующая кинетическую энергию этой жидкости в потенциальную энергию давления с минимальными гидравлическими потерями. Кроме того, отвод раскручивает жидкость, закрученную рабочим колесом, так как движение вращающейся жидкости по трубопроводу сопровождалось бы большими гидравлическими потерями. Каналы проточной части отвода могут выполняться в корпусе либо при отливке, либо механической обработкой. Выполнение каналов проточной части непосредственно в отливке корпуса позволяет придать им форму наиболее благоприятную в гидродинамическом отношении. Требования к точности размеров отливки и к качеству (шероховатости) поверхности каналов проточной части должны быть высокими.

В ЭЦН применяются спиральные, кольцевые и лопаточные отводы. Спиральные отводы выполняются в виде диффузоров, в которых площадь поперечного сечения, начиная от нулевого сечения, плавно увеличивается, достигая максимального значения в том сечении, через которое проходит полная подача насоса. Заканчивается спиральный отвод прямоосным диффузором. Спиральный отвод, по сравнению с другими типами отводов, имеет наилучший КПД в широком диапазоне подач и напора и, кроме того, он позволяет изменять характеристики насоса путем обточки рабочих колес без существенного изменения КПД насоса. Последнее имеет особо важное значение в процессе доводочных работ. Спиральные отводы получили наиболее широкое применение в авиационных лопатных насосах.

В силу специфичности отдельных конструкций, например, в кесонных насосах, применяются кольцевые отводы. В проточной части кольцевых отводов в ряде случаев выполняются лопатки, раскручивающие поток рабочей жидкости. Лопаточные отводы, состоящие из нескольких диффузорных каналов, образованных лопатками

и расположенных вокруг колеса, в авиационных лопастных насосах широкого применения не нашли.

На рис. 4. 19 показана конструкция насоса со спиральным отводом, а на рис. 4. 20 — конструкция корпуса с кольцевым отводом. В корпусе (см. рис. 4. 20) выполняются дренажные и вентиляцион-

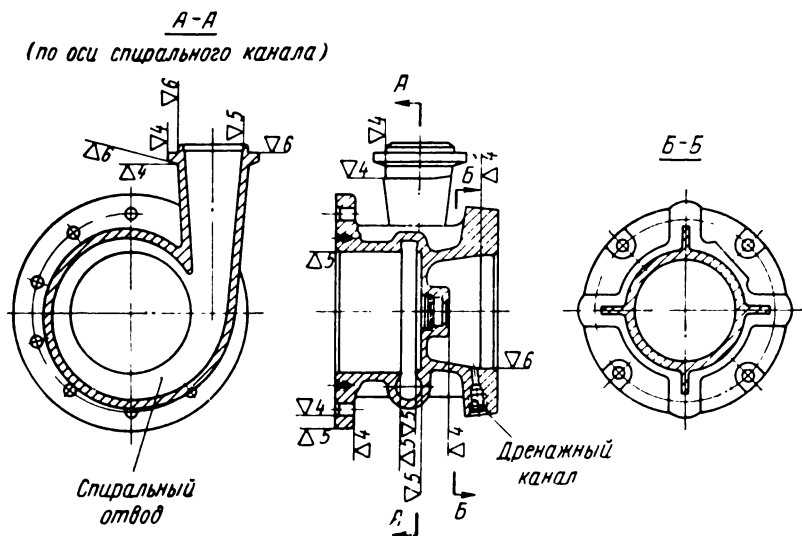


Рис. 4. 19. Корпус внебакового ЭЦН со спиральным отводом

ные каналы. Последние служат также для прокладки проводов подвода электропитания к двигателю. На корпусах выполняются фланцы соединения агрегатов с баками, а также места посадки электродвигателей, уплотнений, подводов и рабочих колес.

Вследствие сложности формы расчет корпусов на прочность вызывает ряд трудностей. Для приближенного расчета необходима схематизация формы корпуса в виде ближайшей по очертанию формы сосуда, доступной расчету. Так, например, спиральные отводы насосов рассчитываются по схеме выпуклых котельных днищ. При расчете корпуса на прочность необходимо также учитывать вибрационные и ударные нагрузки, возникающие в процессе эксплуатации на самолете.

МАТЕРИАЛЫ, ТЕХНОЛОГИЯ И ПОСАДКИ

Материалы деталей насосов выбираются в основном по соображениям прочности, плотности и коррозионной стойкости.

Подводы, рабочие колеса и корпуса в большинстве случаев изготавливаются литьем из алюминиевого сплава АЛ5Т7 с последую-

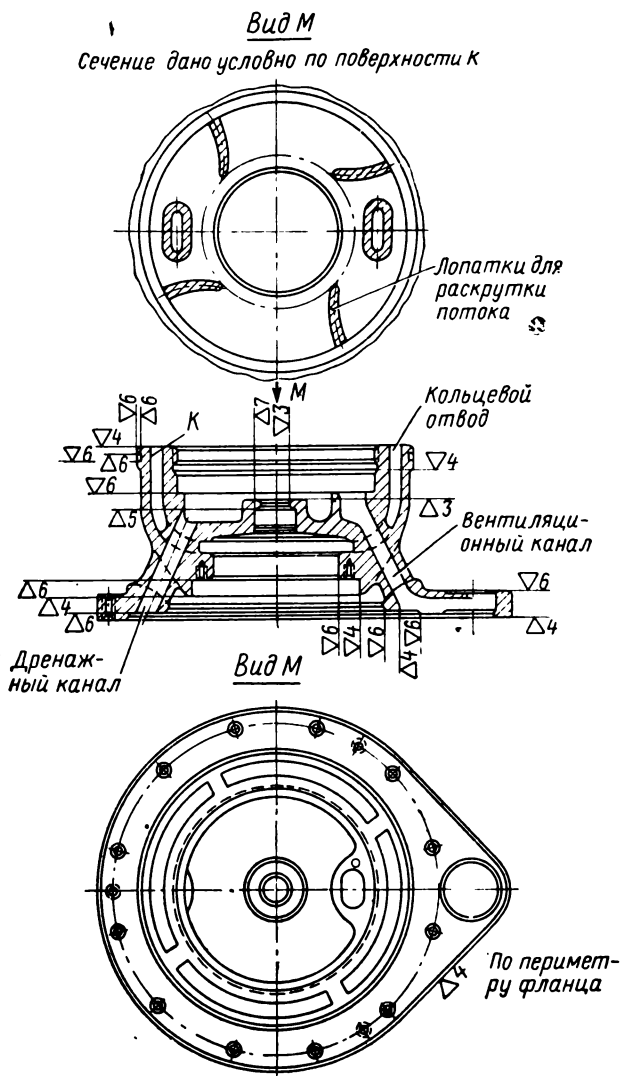


Рис. 4. 20. Корпус кессонного ЭЦН с кольцевым отводом

щей механической обработкой посадочных поверхностей. В отдельных случаях эти же детали изготавливаются только механической обработкой из алюминиевого сплава Д1Т. Подводы и рабочие колеса в ряде случаев изготавливаются из прессматериала АГ-4В. Алюминиевые сплавы нашли наиболее широкое применение в авиационных топливных насосах. Для более агрессивных жидкостей применяются различные сорта бронз и нержавеющей сталей.

При выборе материалов учитывается также их технологичность в процессе обработки.

Качество литья и работоспособность литых деталей насосов во многом зависит от их конструктивного оформления. При конструировании литых деталей необходимо по возможности выдерживать равномерную толщину стенок, избегая местных скоплений металла, чтобы при остывании жидкого металла охлаждение в форме было равномерным. Это предотвратит возникновение рыхлот, усадочных раковин и трещин, местных и внутренних напряжений и других дефектов. Особенно следует обращать внимание на предупреждение дефектов в местах перехода к бобышкам, фланцам и тому подобным утолщениям.

В литых деталях надо избегать острых углов и переходов с малыми радиусами, так как они приводят к появлению местных внутренних напряжений, а иногда к трещинам и рыхлотам. Корпусы и подводы отливаются в землю или в кокиль, а рабочие колеса отливаются методами прецизионного литья, например, по выплавляемым моделям. Для облегчения выемки модели из формы детали должны отливаться с уклоном 3—7°. С этой же целью нужно стремиться к упрощению формовки и уменьшению количества разъемов модели. Внутренние полости в деталях, например, отводы в корпусах, образуют с помощью стержней. Для устойчивого крепления стержней в форме при конструировании деталей необходимо предусматривать отверстия, через которые извлекают также материал стержней из готовой отливки. Напряженные места литых деталей необходимо усиливать ребрами. Для обеспечения оптимальных условий застывания металла и работы детали целесообразно избегать радиального расположения ребер; желательно ставить спиральные и прямолинейные тангенциально расположенные ребра. В последних внутренние напряжения значительно снижаются, так как при усадке центральная бобышка имеет возможность повернуться, не вызывая значительных напряжений изгиба в ребрах. Ребра должны иметь плавные переходы к стенке и радиус закругления на вершине. Не допускается подрезка ребер при механической обработке, так как эти места могут стать очагом концентрации напряжений и, следовательно, местом возможного появления трещин.

Поверхности литых деталей, подвергающиеся механической обработке, должны быть выше или ниже черных необрабатываемых поверхностей.

Корпусы насосов испытывают на герметичность рабочей жидкостью. Негерметичность стенок корпусов вследствие пористости литья может быть устранена пропиткой корпусов путем погружения в ванну с бакелитовым лаком при вакууме во внутренних полостях, после чего корпусы просушивают в специальных печах.

При конструировании литых деталей необходимо ограничивать размеры обрабатываемых поверхностей, а у полностью механически обрабатываемых деталей ограничивают размеры поверхностей с высокими классами точности и чистоты, так как повышение точности, чистоты и увеличение поверхностей обработки ведет к удорожанию производства. В местах сопряжения деталей нужно избегать посадки по двум и более поверхностям, а также подгонки одновременно по нескольким поверхностям.

При посадке узлов, имеющих разъемы, например, предвключенное осевое колесо с бандажем и центробежное рабочее колесо, необходимо предусматривать их совместную механическую обработку в собранном узле, обеспечив предварительно их надежное фиксирование от смещения при повторных сборках, или предусматривать комплектную сборку.

Назначая размеры элементов детали, необходимо учитывать способ обработки и размеры режущего инструмента. Так, например, при обработке лопастей центробежного рабочего колеса расстояние между лопастями на входе определяет диаметр фрезы. При конструировании наружных и внутренних резьб необходимо предусматривать выход для режущего инструмента. Для обработки деталей в центрах необходимо на их торцах выполнять центровые углубления.

Размеры галтелей и фасок на сопрягаемых деталях должны гарантировать посадку без защемления. При сверлении отверстий под углом меньше 90° могут ломаться сверла на входе и выходе, особенно при малых диаметрах отверстий. Так как даже при наличии кондуктора при малых углах наклона сверла не исключена возможность поломки режущей кромки, то нужно предусматривать подторцовки, создавая у входа сверла поверхности перпендикулярные к оси отверстия.

Сборка; взаимозаменяемость деталей, технологичность и надежность работы насосных агрегатов во многом определяются правильным выбором посадок для обеспечения оптимальных зазоров и натягов в конкретных условиях работы.

В заключение следует отметить, что целый ряд особенностей конструкций узлов и деталей, материалов, посадок и технологии, изложенных в настоящей главе, присущ также и другим типам авиационных насосных агрегатов, в связи с чем в последующих главах эти вопросы будут излагаться только с точки зрения индивидуальных особенностей того или иного типа агрегата.

ГЕРМЕТИЧНЫЕ НАСОСНЫЕ АГРЕГАТЫ

Существенным недостатком большинства конструкций центробежных насосов является невозможность создания полной герметичности по уплотнению вала. В то же время утечки рабочей жидкости по уплотнению вала в целом ряде случаев снижают работоспособность привода или вообще выводят его из строя. В связи с этим за последние годы все шире внедряются новые абсолютно герметичные типы насосных агрегатов без уплотнения по валу. Герметичные насосные агрегаты обладают высокой надежностью и большим ресурсом работы без проведения регламентных работ.

По конструктивному исполнению герметичные насосные агрегаты могут быть классифицированы на:

1. Насосные агрегаты, в которых привод залит перекачиваемой рабочей жидкостью.
2. Насосные агрегаты, в которых насос сообщен с приводом через устройство для передачи крутящего момента и имеющие абсолютно герметичную диафрагму, разделяющую полость насоса от полости привода.

ГЕРМЕТИЧНЫЕ НАСОСНЫЕ АГРЕГАТЫ С ЗАЛИТЫМ ПРИВОДОМ

Герметичные насосные агрегаты с залитым приводом выполняются обычно с электро- или гидроприводом. В последнем случае в качестве рабочего тела используется перекачиваемая рабочая жидкость. Насосы с гидроприводом рассматриваются в VIII главе. В настоящей главе рассматриваются насосы с электроприводом.

Герметичные насосы с электроприводом выпускают как у нас, так и за рубежом. У нас выпускают герметичные насосы типа ЦНГ. В США герметичные насосы выпускает фирма Magnaflow, в ФРГ — фирма Wilo, в Японии — фирма Nikkiso. Ресурс работы таких насосов достигает 25 000 час и более без проведения регламентных работ. Температура рабочей жидкости может достигать 400°С.

Герметичные насосы с электроприводом делятся на две группы:

1. Насосы с электродвигателями полумокрого типа, в которых статор и ротор электродвигателя разделены экранирующей гильзой (экраном) и перекачиваемая жидкость омывает только ротор.
2. Насосы с электродвигателями мокрого типа, в которых экран отсутствует и перекачиваемая жидкость омывает ротор и статор.

Конструктивная схема герметичного осевого насосного агрегата магистрального типа с электродвигателем, залитым рабочей жидкостью, показана на рис. 5.1. В таком насосе ротор электродвигателя закреплен на бандаже осевого рабочего колеса, которое сидит на валу. Вал вращается в подшипниках, установленных во втулках пилонов, выполненных на торцовых крышках. Конструктивное оформление пилонов обеспечивает оптимальные условия подвода

и отвода рабочей жидкости. Статор электродвигателя установлен в корпусе насоса и отделен от его проточной части и ротора экраном.

Герметичные насосы с электродвигателями полумокрого и мокрого типов могут иметь вертикальное или горизонтальное расположение вала.

В герметичных насосах могут быть применены только асинхронные электродвигатели переменного тока с короткозамкнутым ротором, для которых не требуется непосредственного контакта ротора с внешними неподвижными частями, так как возможность такого контакта в условиях омывания электродвигателя жидкостью исключается.

В залитых электродвигателях выделение тепла происходит за счет электрических потерь в проводах, в железе статора и ротора и в экране, а также в результате трения жидкости в зазоре между статором и ротором и трением жидкости о торцовые поверхности сердечника ротора. Для уменьшения гидравлических потерь необходимо обрабатывать особое внимание на конструктивное выполнение и чистоту обработки поверхностей электродвигателя, контактирующих с рабочей жидкостью.

Для обеспечения оптимальных условий охлаждения электродвигателя рабочей жидкостью необходимо предусматривать возможность ее циркуляции через внутренние полости электродвигателя. Циркуляция обеспечивается соединением полостей нагнетания и всасывания насоса через внутреннюю полость электродвигателя. У электродвигателей мокрого типа охлаждение протекает более эффективно вследствие непосредственного контакта рабочей жидкости с изоляцией обмотки, особенно ее лобовых частей, а также с железом статора и ротора.

Статор представляет собой наружный корпус, в котором запрессован пакет активного железа. В пазы пакета заложена обмотка. В электродвигателях мокрого типа обмотка и железо статора должны быть покрыты надежной изоляцией, обладающей высокой

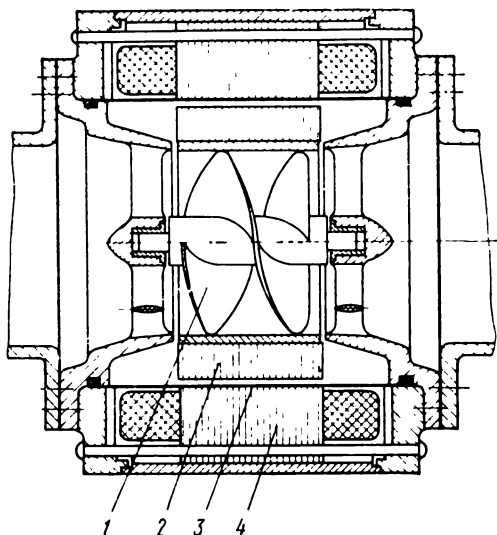


Рис. 5.1. Осевые насосные агрегаты с электродвигателем полумокрого типа:

1—осевое рабочее колесо; 2—ротор; 3—экран; 4—статор

электрической прочностью и стойкостью к перекачиваемой рабочей жидкости. Помимо этого изоляционное покрытие должно быть достаточно эластичным в широком диапазоне температур, обеспечивая надежное герметичное сцепление с обмоткой и железом статора. Изоляционный материал статора должен наноситься тонким слоем для получения минимального конструктивного зазора между железными пакетами ротора и статора, существенно влияющего на КПД электродвигателя.

Экран, установленный между ротором и статором выполняется из немагнитной аустенитной нержавеющей стали в виде цилиндрической рубашки, герметично соединенной с корпусом и плотно посаженной по внутренней поверхности статора. Герметичное соединение экрана с корпусом может быть достигнуто сваркой или другим надежным способом уплотнения неподвижных соединений. Материал экрана должен иметь минимальную толщину (не более 0,5 мм), обладать большим электрическим сопротивлением, хорошими антикоррозионными свойствами, высокой прочностью и пластичностью и быть полностью немагнитным.

Экран проходит вдоль всей длины статора и усложняет конструкцию. КПД экранированных электродвигателей ниже, чем у обычных, вследствие дополнительных потерь в экране и в зазоре между ротором и статором, который составляет величину порядка 0,8 мм, включая толщину экрана.

КПД электродвигателей мокрого типа при прочих равных условиях выше, чем у электродвигателей полумокрого типа на величину потерь в экране статора, что особенно проявляется с увеличением мощности электродвигателя. Необходимо отметить, что во всех герметичных насосных агрегатах отсутствуют потери на трение в уплотнениях вала.

Ротор электродвигателей полумокрого типа выполняется в виде так называемой беличьей клетки и представляет собой систему стержней из меди, алюминия или других металлов, уложенных в пазы ротора и присоединенных по торцам к коротко-замыкающим кольцам. Сердечник ротора составляют из штампованных дисков, выполненных из электрохимической стали. Диски спрессованы в осевом направлении и насажены на вал. Сердечник ротора может быть изготовлен из одной поковки, а иногда заодно с валом. В выфрезерованные на поверхности сердечника пазы закладывают стержни, скрепляемые по торцам кольцами. Если рабочая жидкость может вызвать коррозию сердечника ротора; то его обычно защищают экраном или покрывают по всей поверхности изоляционным материалом. Экран ротора изготавливают также из немагнитной нержавеющей стали. Экран плотно насаживают на ротор и приваривают к нему. Торцовые поверхности ротора закрывают защитными листами, привариваемыми к ротору и валу.

При разработке электродвигателей для герметичных насосов следует обращать особое внимание на выбор оптимального соотношения между его диаметром и длиной. При этом нужно руковод-

ствоваться не только электротехническими соображениями, но и гидродинамическими, так как дисковые потери на трение ротора о рабочую жидкость наиболее значительны и прямо пропорциональны пятой степени диаметра.

В насосах с электродвигателями мокрого типа необходимо обеспечивать надежную герметизацию вывода проводов подвода электропитания к двигателю с учетом того, что в процессе работы полость вывода находится под давлением рабочей жидкости.

Большое значение для работы герметичных насосных агрегатов имеет правильный выбор материала и конструкции подшипников, смазка которых производится перекачиваемой рабочей жидкостью. В герметичных насосах применяются как подшипники скольжения, так и качения. В отдельных случаях могут применяться и гидродинамические подшипники. Опыт эксплуатации доказано, что при использовании в качестве смазывающей жидкости перекачиваемого насосом авиационного керосина, серийные подшипники качения удовлетворительно работают при сравнительно высоких числах оборотов (порядка 8000 об/мин). Следует особо отметить, что пары почти всех рабочих жидкостей, перекачиваемых авиационными центробежными насосами, в том числе и керосинов, вызывают в контакте с воздухом коррозию поверхностей подшипников; это наблюдается обычно при неработающем насосе, когда подшипники находятся в оголенном состоянии и их поверхность смочена рабочей жидкостью. Коррозия подшипников резко снижает ресурс их работы. Условия работы подшипников резко ухудшаются и при запуске насоса до заполнения полости электродвигателя рабочей жидкостью. Оголенное состояние особенно отрицательно сказывается на подшипниках качения.

Для обеспечения постоянного затопления подшипников рабочей жидкостью они в некоторых случаях могут быть размещены во внутренних полостях стаканов, закрепленных на валу электродвигателя. Одним из недостатков таких конструкций являются дополнительные механические потери на дисковое трение поверхности стаканов о рабочую жидкость. В других конструкциях с этой же целью за нижним подшипником может быть установлено стояночное уплотнение вала: при работе насоса под действием центробежных сил стояночное уплотнение открывается и рабочая жидкость под давлением, создаваемым рабочим колесом насоса, поступает во внутреннюю полость электродвигателя, при остановке насосного агрегата стояночное уплотнение закрывается и внутренняя полость электродвигателя остается заполненной рабочей жидкостью. Срок службы стояночных уплотнений значительно больше, чем уплотнений, обеспечивающих постоянную герметичность, так как они работают только на стоянках и на малых оборотах. Однако стояночные уплотнения имеют существенный недостаток: в случае попадания посторонних включений между валом и уплотнением плотность прилегания между ними, а следовательно, и герметичность будут нарушены

При этом следует иметь в виду, что нарушение герметичности такого уплотнения в герметичном насосе практически обнаружено быть не может.

Очевидно, что наилучшей конструкцией насосного агрегата является та, в которой обеспечивается постоянное затопление подшипников в процессе работы и при остановке независимо от уровня рабочей жидкости в баке и без применения специальных устройств. Конструктивная схема такого насосного агрегата и расположение рабочей жидкости в его полостях во время работы и после выработки при остановленном электродвигателе показана на рис. 5.2. При работе насоса рабочая жидкость на входе омывает консольный подшипник. Пройдя рабочее колесо, часть рабочей жидкости поступает из полости повышенного давления по зазорам между валом и корпусом насоса, ротором и корпусом насоса в полость электродвигателя и вытекает из нее через отверстие в верхней части кожуха электродвигателя. При остановке насоса рабочая жидкость стекает по зазорам из полостей электродвигателя и насоса до уровня верхней точки корпуса насоса и подшипники электродвигателя остаются затопленными. Количество невырабатываемой рабочей жидкости обеспечивает постоянное затопление консольного подшипника. Таким образом, все подшипники насосного агрегата находятся в среде рабочей жидкости, независимо от ее уровня в баке, как при работе, так и на стоянке.

Одним из основных условий надежной работы подшипников в герметичных насосных агрегатах является полное удаление воздуха из внутренней полости привода, в частности, из электродвигателя. При заливке насосных агрегатов в процессе заправки баков рабочей жидкостью воздух скапливается в верхней полости агрегатов. Во время работы насосного агрегата жидкость, как имеющая больший удельный вес, отбрасывается за счет центробежной силы к периферии и образует цилиндрическое кольцо, а воздух, как среда более легкая, вытесняется к центру. В связи с этим возникает опасность работы подшипников всухую, в особенности в момент пуска. Так будет продолжаться до тех пор, пока весь воздух не будет вытеснен или поглощен протекающими циркуляционными потоками жидкости, но подшипники все же могут быть повреждены из-за работы всухую в момент пуска.

Для полного удаления воздуха из внутренних полостей при заливке насосных агрегатов необходимо предусматривать сообщение внутренних полостей агрегатов и особенно верхних точек с полостью баков. Каналы для вытеснения воздуха должны располагаться так, чтобы удаление воздуха происходило одновременно с заливкой насосного агрегата при заправке баков. Надежное удаление воздуха из внутренней полости электродвигателя обеспечивается в насосном агрегате, показанном на рис. 5.2. Здесь воздух выходит через отверстие, выполненное в верхней части электродвигателя, по мере заливки агрегата жидкостью. Кроме того, в процессе работы через это же отверстие происходит постоянная цирку-

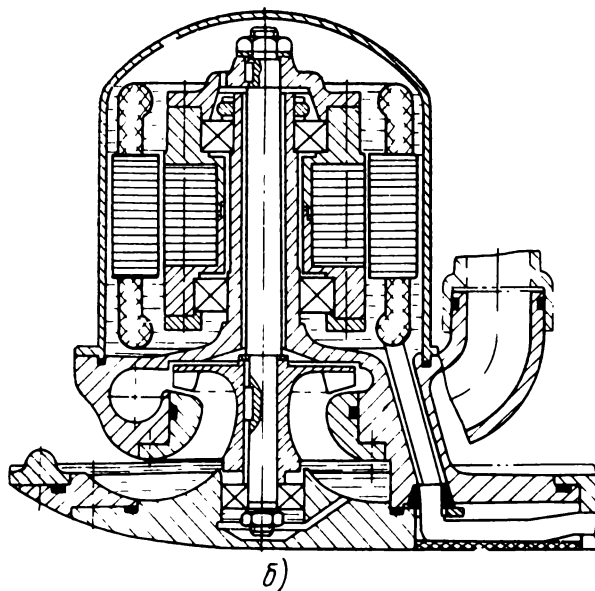
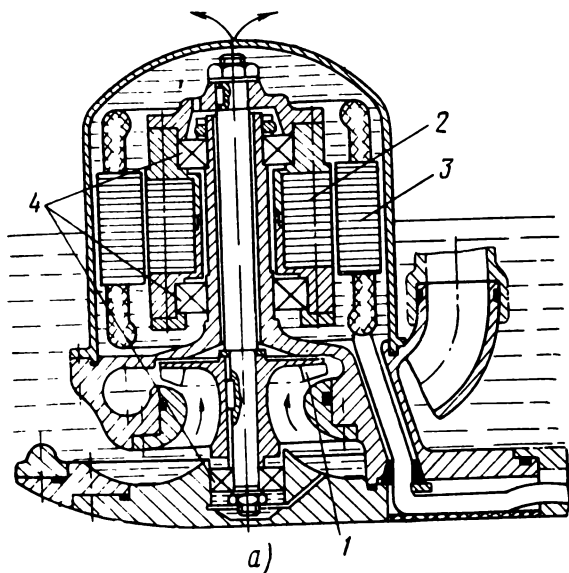


Рис. 5.2. Центробежный насос с электродвигателем мокрого типа:

a—положение рабочей жидкости в насосном агрегате при работе; *б*—положение рабочей жидкости в насосном агрегате на стоянке при опорожненном баке.

1—центробежное рабочее колесо; *2*—ротор; *3*—статор; *4*—подшипник

ляция незначительной части рабочей жидкости, подаваемой насосом. Это предотвращает образование застойных зон в полости электродвигателя, что повышает эффективность его охлаждения и смазки подшипников.

ГЕРМЕТИЧНЫЕ НАСОСНЫЕ АГРЕГАТЫ С АБСОЛЮТНО ГЕРМЕТИЧНЫМ УСТРОЙСТВОМ ДЛЯ ПЕРЕДАЧИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

Герметичные насосные агрегаты, в которых насос сообщен с приводом через абсолютно герметичную диафрагму для передачи крутящего момента, могут выполняться как с магнитными, так и с механическими устройствами.

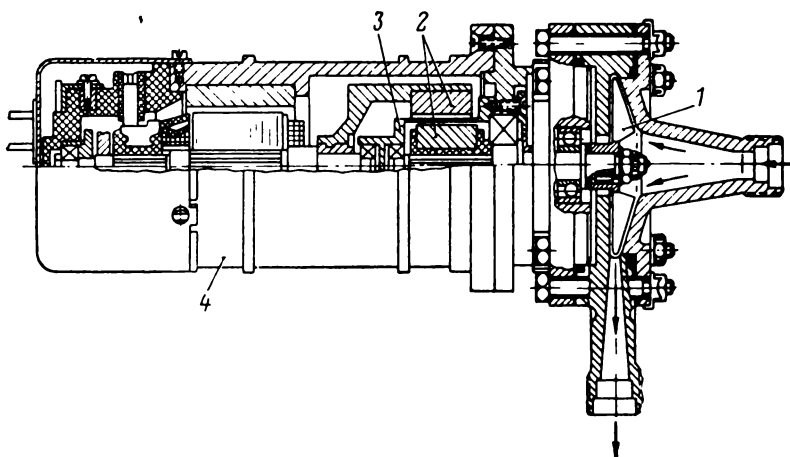


Рис. 5.3. ЭЦН с приводом через магнитную муфту:

1—центробежный насос; 2—магнитная муфта; 3—герметичный стакан; 4—электродвигатель

Конструктивная схема ЭЦН с магнитной муфтой, которая осуществляет передачу крутящего момента через немагнитную диафрагму, абсолютно герметично разделяющую полости насоса и электродвигателя, показана на рис. 5.3. В такой схеме рабочее колесо закреплено на консоле вала насоса, имеющего самостоятельные подшипники. На этом же валу между подшипниками закреплена цилиндрическая полумуфта насоса с постоянными магнитами, расположенными по периметру ее образующей. Подшипники насоса установлены в переднем щите электродвигателя, выполненном в виде стакана с фланцем из немагнитного материала. Стакан выполнен тонкостенным и служит перегородкой между полумуфтами насоса и электродвигателя. Сам стакан является абсолютно герметичной перегородкой между полостью насоса, залитой рабочей жидкостью, и сухой полостью электродвигателя.

Подшипники насоса смазываются рабочей жидкостью. Вал электродвигателя с закрепленным на нем ротором вращается в подшипниках, один из которых установлен в его корпусе, а другой — в переднем щите. На этом же валу закреплена цилиндрическая полумуфта электродвигателя, охватывающая стакан по образующей. Зазор между магнитами полумуфт и образующей стакана выполняется минимально возможным. Подшипники электродвигателя заполняются консистентной смазкой, пополнение которой в течение предусмотренного на агрегат ресурса не требуется. В конструкциях таких насосов в качестве привода могут применяться как электродвигатели постоянного или переменного тока, так и другие типы приводов.

Описанная выше конструкция насосного агрегата с приводом от электродвигателя через магнитную муфту, очевидно, будет иметь КПД ниже, чем насосные агрегаты с залитыми электродвигателями, так как в ней магнитный поток дважды, т. е. в муфте и в электродвигателе, должен преодолевать воздушный зазор со всеми свойственными этому процессу потерями.

Передача крутящего момента от привода к приводному валу насоса может быть осуществлена и через механическое устройство с абсолютно герметичной диафрагмой. Принцип работы таких устройств основан на передаче крутящего момента к приводному валу насоса через гибкую диафрагму, герметично отделяющую рабочую полость насоса от окружающей среды и полости привода посредством обкатывающих устройств, которыми снабжены приводной вал насоса и ведущий вал привода. Обкатывающие устройства приводного и ведущего валов снабжены телами качения, которые обеспечивают постоянное зацепление обкатывающих устройств друг с другом через диафрагму, изгибаемую и обкатываемую в процессе передачи крутящего момента.

На рис. 5.4 показана конструктивная схема насоса с механическим устройством для передачи крутящего момента через плоскую гибкую диафрагму. На приводном валу насоса и на ведущем валу привода закреплены идентичные обкатывающие устройства. Каждое обкатывающее устройство выполнено в виде фигурного диска со ступицей и консолями. В гнездах консолей закреплены оси, на которых свободно насажены конические ролики. Диафрагма должна выполняться из высокопрочного, износостойкого гибкого материала, который не терял бы свои химико-механические свойства в рабочем диапазоне температур рабочей жидкости, перекачиваемой насосом, и окружающей среды. Диафрагма герметично закрепляется между фланцами корпусов насоса и привода. Ролики обкатывающих устройств находятся в постоянном контакте через диафрагму. При этом на диафрагме образуются местные двухсторонние прогибы, которые в процессе работы непрерывно перемещаются по окружности. Постоянное контактирование роликов через диафрагму обеспечивается регулировочными прокладками. Для

исключения проскальзывания роликов относительно диафрагмы, обкатывающие устройства должны быть выполнены и смонтированы на валах таким образом, чтобы образующие конических роликов пересекались в общем центре вращения устройств. Таким

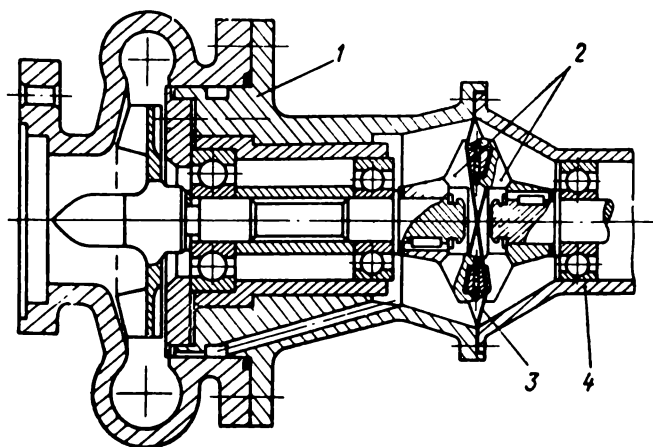


Рис. 5.4. Центробежный насос с механическим устройством для передачи крутящего момента через гибкую диафрагму:

1—центробежный насос; 2—обкатывающее устройство с телами качения; 3—гибкая диафрагма; 4—привод

образом, при вращении ведущего вала привода ролики его обкатывающего устройства находятся в постоянном контакте с роликами обкатывающего устройства насоса, благодаря чему приводной вал насоса приводится во вращение.

Очевидно, что такое устройство для передачи крутящего момента обладает максимальным КПД, а его надежность и долговечность будет зависеть в основном от правильного выбора материала диафрагмы для конкретных условий работы насоса.

Глава VI

ЭЛЕКТРОПРИВОД АВИАЦИОННЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

К каждому ЭЦН в зависимости от условий применения предъявляются конкретные требования, связанные с температурой рабочей жидкости и окружающего воздуха, высотой, концентрацией в окружающей среде влаги, паров топлива или других жидкостей.

величинами вибрационных и линейных перегрузок, положением агрегата в пространстве и т. д. В связи с тем, что авиационные ЭЦН представляют моноблочное исполнение насоса и электродвигателя, все вышеперечисленные требования к ЭЦН распространяются и на электродвигатель. Кроме того, к электродвигателю предъявляются специальные требования, например, по взрывобезопасности, ограничению создаваемых им помех, влияющих на работу самолетного радиооборудования, а также на показания магнитных компасов и контрольно-измерительных приборов и др.

Для привода ЭЦН применяются электродвигатели, различающиеся по роду тока, мощности, скорости вращения, конструктивному исполнению и способу охлаждения.

Привод должен обеспечивать наиболее благоприятное протекание как статического (установившегося) режима работы, так и переходного режима — пуска ЭЦН. Протекание этих процессов в первую очередь определяется характером зависимости скорости вращения двигателя от развиваемого им момента, т. е. механической характеристикой двигателя $\omega = f(M)$ или $n = f(M)$. Механические характеристики являются одним из основных критериев при выборе типа двигателя для привода насоса и имеют важное значение для оценки электромеханических свойств двигателя.

Оценкой жесткости механической характеристики служит ее крутизна

$$\beta = \frac{\Delta n / n_n}{\Delta M / M_n}. \quad (6.1)$$

Если изменение момента и соответствующее изменение оборотов выразить в процентах, то

$$\beta \% = \frac{\Delta n \%}{\Delta M \%} 100 \%. \quad (6.2)$$

Все механические характеристики различных типов двигателей могут быть разбиты на следующие группы (рис. 6.1):

1. Абсолютно жесткая механическая характеристика двигателя со строго постоянной скоростью вращения, например, характеристика синхронного двигателя, крутизна ее $\beta = 0$.

2. Жесткая характеристика двигателя со сравнительно небольшим падением скорости при возрастании момента, крутизна ее составляет 1—10%. К этой группе относятся характеристики двигателей постоянного тока параллельного возбуждения и асинхронных двигателей на линейном участке характеристики.

3. Мягкая характеристика двигателя с большим относительным падением скорости при увеличении момента. Крутизна ее существенно больше 10%. Такими характеристиками обладают двигатели постоянного тока последовательного возбуждения.

4. Характеристика двигателя постоянного тока смешанного возбуждения является промежуточной между характеристикой двигателей с параллельным и последовательным возбуждением.

Для привода центробежного насоса с точки зрения получения его напорной характеристики $H=f(Q)$ идеальной является абсолютно жесткая механическая характеристика с крутизной $\beta=0$.

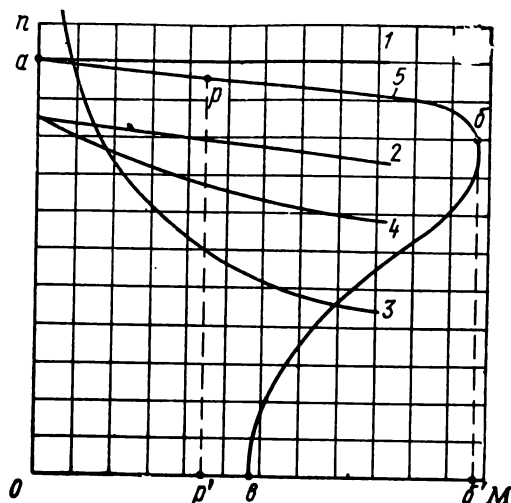


Рис. 6.1. Виды механических характеристик:

1—синхронного двигателя; 2—двигателя постоянного тока с параллельным возбуждением; 3—двигателя постоянного тока с последовательным возбуждением; 4—двигателя постоянного тока со смешанным возбуждением; 5—асинхронного двигателя

ДВИГАТЕЛИ ПОСТОЯННОГО ТОКА

Для привода ЭЦН наиболее часто применяются двигатели со смешанным возбуждением, жесткость характеристик которых $\beta \cong 10 \div 30\%$, а не двигатели с параллельным возбуждением, у которых $\beta < 10\%$. Двигатель со смешанным возбуждением, имеющий смягченную механическую характеристику, обладает повышенным пусковым моментом и, следовательно, обеспечивает более надежный запуск в тяжелых условиях при низких отрицательных температурах окружающей среды и рабочей жидкости и падении напряжения на клеммах двигателя при пуске. Двигатели с последовательным возбуждением в новых разработках для привода ЭЦН не применяются.

Двигатели постоянного тока могут быть созданы практически на любую, требуемую для ЭЦН, скорость вращения. Номинальная скорость вращения двигателя

$$n = \frac{U - I_a r_a}{C_E \Phi}. \quad (6.3)$$

$$M = C_M I_a \Phi,$$

где U — напряжение;

I_a — ток якоря;

r_a — сопротивление цепи якоря;

Φ — полный магнитный поток одного полюса;

C_E, C_M — постоянные коэффициенты, зависящие от конструктивных параметров двигателя; если M выражен в кгс·м, а n в об/мин, то $C_E/C_M = 1,03$.

Как видно из формулы (6.3), регулирование скорости можно осуществлять тремя способами:

1. Изменением напряжения.

2. Включением добавочного сопротивления в цепь якоря.

3. Изменением магнитного потока двигателя.

Первый способ требует дополнительных специальных устройств.

Второй способ делает механическую характеристику двигателя недопустимо мягкой, одновременно с этим увеличиваются потери, так как выделяется тепло в добавочном сопротивлении. Оба эти способа для получения требуемых скоростей у ЭЦН не применяются. При необходимости получения различных скоростей ЭЦН осуществляется третьим способом: изменением магнитного потока.

Изменение магнитного потока достигается изменением тока в цепи параллельной обмотки возбуждения с помощью добавочного сопротивления, выключением части параллельной обмотки возбуждения или комбинацией того и другого.

Схема электродвигателя с расщепленной параллельной обмоткой возбуждения для получения трех скоростей вращения показана на рис. 6.2. При замкнутых выключателях B_1, B_2 и B_3 двигатель имеет ослабленную скорость, при замкнутых выключателях B_1 и B_2 будет основная скорость, а при замкнутом выключателе B_1 — форсированная скорость.

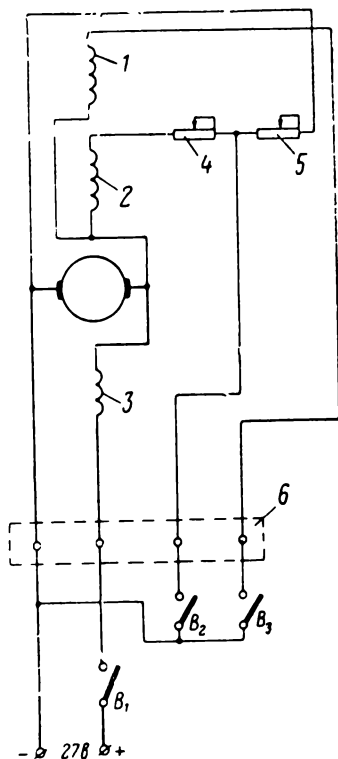


Рис. 6.2. Схема двигателя с расщепленной параллельной обмоткой возбуждения для получения трех скоростей вращения:

1, 2—части (расщепленной) параллельной обмотки возбуждения; 3—последовательная обмотка возбуждения; 4, 5—добавочные сопротивления; 6—клеммы двигателя

У двигателя со смешанным возбуждением полный магнитный поток двигателя состоит из двух составляющих, образуемых параллельной обмоткой возбуждения — $\Phi_{\text{пр}}$ и последовательной обмоткой — $\Phi_{\text{пс}}$. Полный магнитный поток двигателя $\Phi = \Phi_{\text{пр}} + \Phi_{\text{пс}}$.

$\Phi_{\text{пр}}$ — постоянная составляющая магнитного потока, зависящая от числа витков параллельной обмотки возбуждения и приложенного к ней напряжения. При пике пускового тока напряжение на клеммах двигателя, а следовательно, и на обмотке возбуждения может понизиться (без пускового устройства) до $0,5 U_{\text{н}}$.

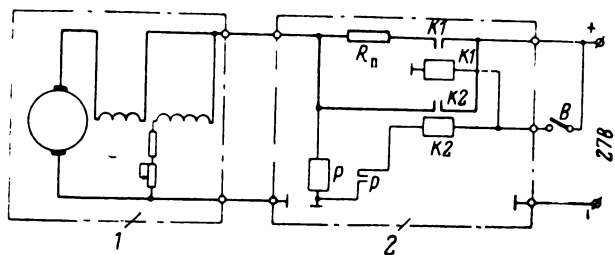


Рис. 6.3. Схема соединения двигателя постоянного тока с пусковым устройством:

1 — двигатель; 2 — пусковая коробка

$\Phi_{\text{пс}}$ — переменная составляющая магнитного потока зависит от числа витков последовательной обмотки и тока якоря I_a , который при пуске, когда $n=0$, имеет максимальное значение

$$I_{\text{п}} \cong \frac{U}{r_a}, \quad (6.5)$$

где r_a — сопротивление цепи якоря.

Так как сопротивление цепи якоря невелико, то пусковой ток может достигать больших значений $I_{\text{п}} \cong (7 \div 20) I_{\text{н}}$ и более, а пусковой момент

$$M_{\text{п}} \cong (3 \div 9) M_{\text{н}},$$

где $I_{\text{н}}$, $U_{\text{н}}$, $M_{\text{н}}$ — номинальные значения.

Диапазон мощностей двигателей постоянного тока, используемых для привода ЭЦН, от 25 вт до 18 кВт. При мощности двигателя более $1 \div 1,5$ кВт для ограничения пускового тока применяют пусковое устройство, схема соединения которого с двигателем представлена на рис. 6.3. При замыкании выключателя В двигатель подключается контактором К1 к сети через пусковое сопротивление $R_{\text{п}}$. При уменьшении пускового тока и нарастании напряжения на электродвигателе возбуждаются реле Р и контактор К2, который шунтирует пусковое сопротивление $R_{\text{п}}$.

Трехфазные асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором являются наиболее простыми и надежными в эксплуатации. Механическая характеристика асинхронного двигателя представлена на рис. 6.1. На участке от точки *a* до точки, близкой к критической (точка *б*), в которой происходит «опрокидывание» двигателя, механическая характеристика устойчивая, жесткая, с крутизной $2 \div 8\%$. Неустойчивую часть характеристики (от точки *в* до точки *б*) двигатель проходит при пуске и выходит на рабочую, устойчивую часть характеристики (*a—p*).

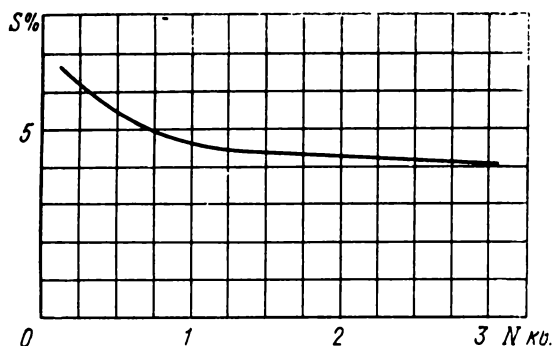


Рис. 6.4. Зависимость номинального скольжения от мощности двигателя:

Скольжение S двигателя в точке *a* отсутствует (синхронная скорость), в точке *б* скольжение достигает максимальной величины, при которой происходит «опрокидывание» двигателя, т. е. переход на неустойчивую часть механической характеристики, и остановка двигателя; в точке *0*, соответствующей моменту пуска, скольжение двигателя равно 100% .

Скольжение двигателя зависит от нагрузки на его валу: чем выше нагрузка, тем больше скольжение. При номинальном моменте нагрузки на валу скольжение двигателя имеет номинальную величину, при холостом ходе скольжение практически равно нулю. Номинальное скольжение зависит от мощности двигателя: чем мощнее двигатель, тем меньше величина номинального скольжения. Так, например, для приводного двигателя ЭЦН мощностью 200 вт номинальное скольжение составляет приблизительно 6% , а для двигателя мощностью 3 квт — около 4% . Кривая зависимости номинального скольжения от мощности для двигателей ЭЦН приведена на рис. 6.4.

В отличие от двигателя постоянного тока скорость вращения

асинхронного двигателя жестко регламентирована, что видно из выражения.

$$n_c = \frac{60 f_r}{P_{\vartheta}}, \quad (6.6)$$

где n_c — синхронная скорость вращающегося поля;

P_{ϑ} — число пар полюсов двигателя;

f_r — частота напряжения питающей сети.

При частоте 400 гц, принятой для самолетных электросистем, нетрудно определить для разных чисел пар полюсов значения синхронной скорости, которые сведены в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Значения синхронной скорости электродвигателя для разных чисел пар полюсов

P_{ϑ}	1	2	3	4	5	6
n_c об/мин	24 000	12 000	8 000	6 000	4 800	4 000

Для ЭЦН используются четыре синхронные скорости вращения: 8000, 6000, 4800 и 4000 об/мин.

Фактическая скорость вращения вала асинхронного двигателя зависит от скольжения, которое выражается формулой

$$S\% = \frac{n_c - n}{n_c} \cdot 100\%, \quad (6.7)$$

где n — фактическая скорость вала.

Скорость вращения асинхронного двигателя можно изменять, воздействуя на частоту f_r или на число пар полюсов P_{ϑ} . Изменение частоты обеспечивает бесступенчатое изменение скорости, однако требует для своего осуществления специальных устройств и для ЭЦН не применяется. Требуемые скорости вращения у привода ЭЦН получаются переключением числа пар полюсов обмоток двигателя. При этом, очевидно, возможно получение только определенных ступеней скорости.

На рис. 6.1 пусковому моменту M_{Π} соответствует отрезок Ob , максимальному моменту $M_{\text{м}}$ — отрезок Ob' ; номинальному моменту $M_{\text{н}}$ — отрезок Op' .

Вращающий момент асинхронного двигателя можно определить по упрощенной формуле

$$M \approx c_m I_2 \Phi, \quad (6.8)$$

где c_m — постоянный коэффициент, зависящий от конструктивных данных двигателя;

I_2 — ток ротора, величина которого зависит от нагрузки двигателя;

Φ — магнитный поток статора, который зависит от напряжения на клеммах двигателя.

Пусковой момент $M_{\text{п}}$ и максимальный момент $M_{\text{м}}$ асинхронного двигателя обычно выражают в относительных единицах от номинального:

$$k_{\text{п.э}} = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{н}}}, \quad (6.9)$$

где $k_{\text{п.э}}$ — коэффициент, характеризующий пусковые качества двигателя; для привода ЭЦН желательно иметь $k_{\text{п.э}}$ не менее 1,4—1,5.

Перегрузочную способность двигателя характеризует коэффициент

$$k_{\text{м}} = \frac{M_{\text{м}}}{M_{\text{н}}}. \quad (6.10)$$

Пусковой ток асинхронного двигателя также выражается в относительных единицах от номинального: отношение $I_{\text{п}}/I_{\text{н}}$ обычно лежит в пределах 4÷7.

ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИВОДА

Под рабочими характеристиками электродвигателя постоянного тока (рис. 6.5) понимают зависимости n , I , N_2 , $\eta = f(M)$ или n , I , M , $\eta = f(N_2)$ при номинальном напряжении U .

Мощность на валу двигателя

$$N_2 = IU\eta, \quad (6.11)$$

где η — КПД двигателя.

Вращающий момент на валу двигателя

$$M = \frac{N_2}{\omega}, \quad (6.12)$$

где ω — угловая скорость вращения электродвигателя.

Если мощность на валу двигателя выражается в *вт*, а скорость вала n в *об/мин*, то момент M будет выражен в *кгс·м*:

$$M = \frac{N_2}{1,03 \cdot n}. \quad (6.13)$$

Мощность, потребляемая двигателем:

$$N_1 = I \cdot U. \quad (6.14)$$

Под эксплуатационными характеристиками электродвигателя постоянного тока (рис. 6.6) понимают зависимости n , $I = f(U)$ при постоянном $M_{\text{н}}$.

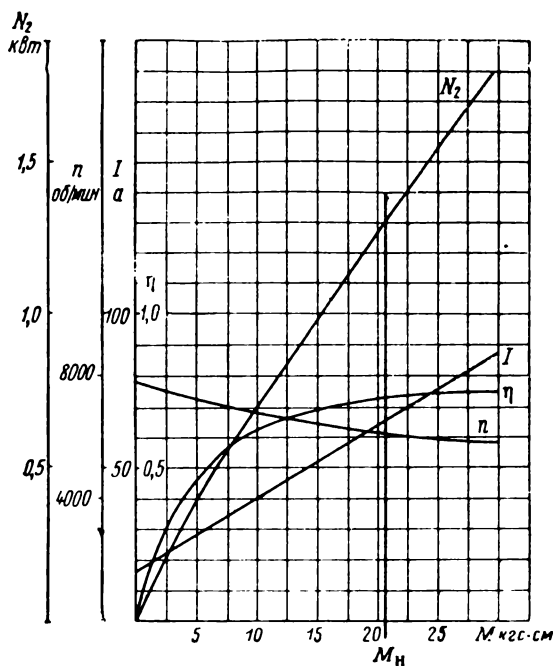


Рис. 6.5. Рабочие характеристики двигателя по постоянного тока типа МВ-1500 (основная скорость)

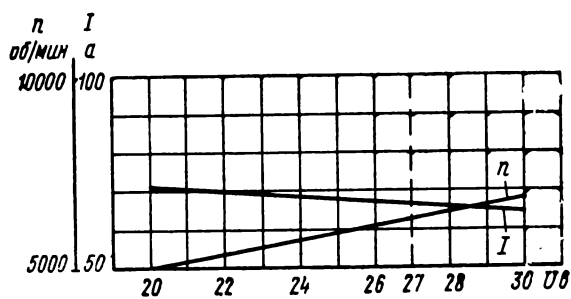


Рис. 6.6. Эксплуатационная характеристика двигателя постоянного тока типа МВ-1500 (основная скорость)

Эксплуатационные характеристики дают возможность определить скорость вращения привода при отклонениях напряжения U от номинала в пределах допуска, оговоренных техническими требованиями на приводной двигатель. Эксплуатационная характеристика необходима для определения напорных характеристик ЭЦН при различных напряжениях сети.

У многоскоростного двигателя рабочие и эксплуатационные характеристики даются для каждого режима работы.

Рабочие и эксплуатационные характеристики трехфазного асинхронного двигателя

Под рабочими характеристиками асинхронного двигателя (рис. 6.7) понимают зависимости n , S , I , N_2 , $\cos \varphi$, η от момента M или n , S , I , M , $\cos \varphi$, η от мощности N_2 при номинальных напряже-

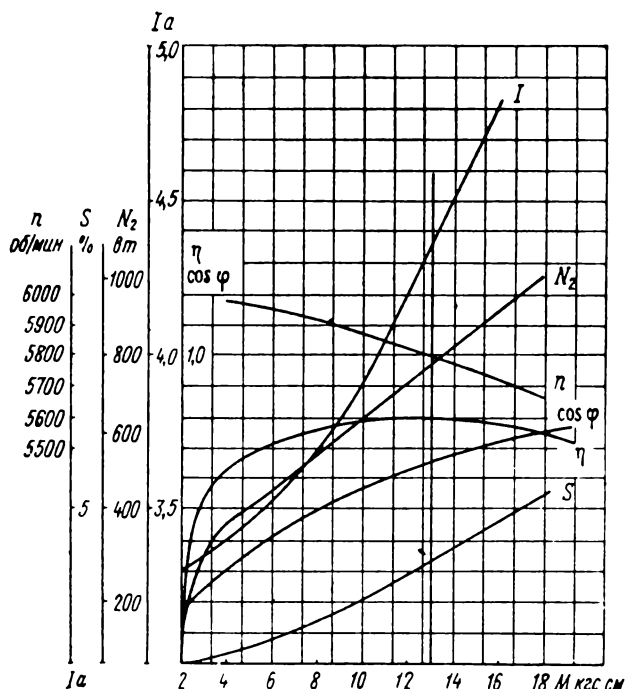
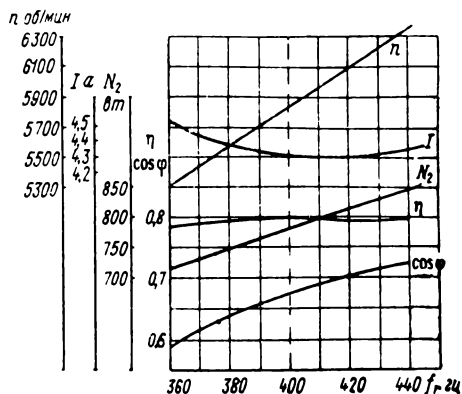
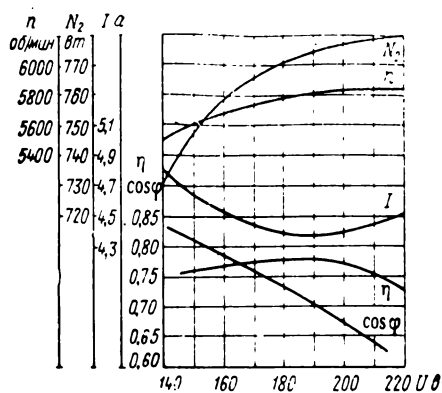


Рис. 6.7. Рабочие характеристики трехфазного асинхронного двигателя типа МГТ-750 К

нии U и частоте f_r , где φ — угол сдвига фаз между током I и напряжением U статора двигателя.

Мощность на валу трехфазного асинхронного двигателя:

$$N_2 = \sqrt{3} \cdot I \cdot U \cos \varphi \eta, \quad (6.15)$$



а)

б)

Рис. 6. 8. Эксплуатационные характеристики трехфазного асинхронного двигателя типа МГТ-750 К:

- а) при постоянной частоте $f_r = 400$ гц и номинальном моменте на валу M_H ;
 б) при постоянном напряжении $U = 200$ в и номинальном моменте на валу M_H

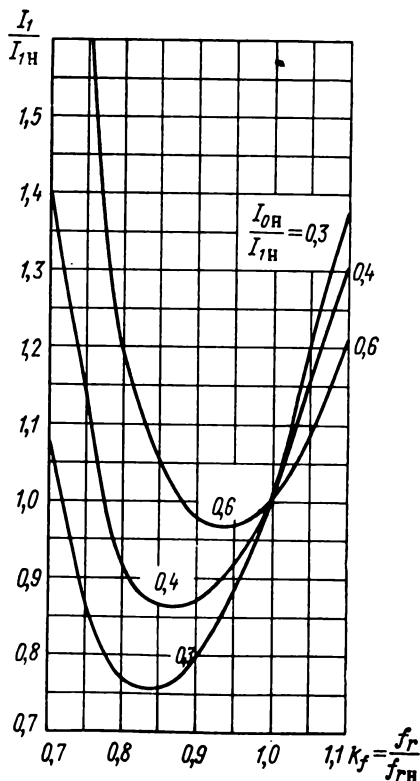


Рис. 6. 9. Зависимость тока статора двигателя от частоты при работе с номинальным напряжением и моментом вентиляторного типа для двигателя, имеющего $k_M = 2$

Активная мощность, потребляемая двигателем:

$$N_1 = \sqrt{3} \cdot I \cdot U \cos \varphi. \quad (6.16)$$

Вращающий момент на валу двигателя

$$M = \frac{N_2}{1,03 \cdot n}.$$

Под эксплуатационными характеристиками, асинхронного двигателя (рис. 6.8) понимают зависимости:

1. $(n, I, N_2, \cos \varphi, \eta) = f(U)$ при постоянной частоте f_r и номинальном моменте на валу M_n ;
2. $(n, I, N_2, \cos \varphi, \eta) = F_4(f_r)$ при постоянном напряжении и номинальном моменте на валу M_n .

Так как у приводного двигателя ЭЦН момент на валу не постоянный, а находится, примерно в квадратичной зависимости от изменения скорости вращения (вентиляторная характеристика), представляет интерес зависимость одного из главных параметров — тока статора двигателя от изменения частоты. Такая характеристика в относительных единицах приведена на рис. 6.9, где по оси ординат нанесено отношение тока статора к его номинальному значению $I_1/I_{1н}$, а по оси абсцисс — отношение частоты к ее номинальному значению $f_r/f_{rн}$; кривые даны для трех соотношений тока холостого хода и номинального тока двигателя $I_{0н}/I_{1н}$, равных 0,3; 0,4 и 0,6, при работе с номинальным напряжением и вентиляторным моментом на валу двигателя и перегрузочным коэффициентом $k_M = 2$. По кривым рис. 6.9 видно, что при вентиляторном моменте на валу зависимость тока (статора) двигателя от частоты значительно больше, чем при постоянном моменте.

Условия устойчивой работы ЭЦН с электроприводом

Под устойчивостью понимают способность агрегата приходить в состояние устойчивого равновесия после того, как он под влиянием какого-либо возмущающего воздействия был выведен из этого состояния. Возмущающее воздействие может поступать как со стороны насоса (изменение нагрузки), так и со стороны привода (изменение напряжения, частоты, сопротивления цепей). Устойчивая работа ЭЦН может быть получена соответствующим подбором характеристик электродвигателя. В данном случае для анализа устойчивости можно ограничиться рассмотрением механических переходных процессов и исследовать статическую устойчивость агрегата.

Агрегат обладает статической устойчивостью в том случае, если при нарушении равновесного состояния в приводе возникают моменты, стремящиеся вернуть агрегат в положение равновесия. Анализ статической устойчивости производится на основе механической характеристики двигателя и кривой статического момента

на валу привода (рис. 6.10). Статический момент на валу двигателя

$$M_c = M_0 + k\omega^2, \quad (6.17)$$

где M_0 — постоянный момент трения;

k — постоянный коэффициент.

При установившемся режиме работы ЭЦН

$$\frac{d\omega}{dt} = 0 \quad \text{и} \quad M_d = M_c.$$

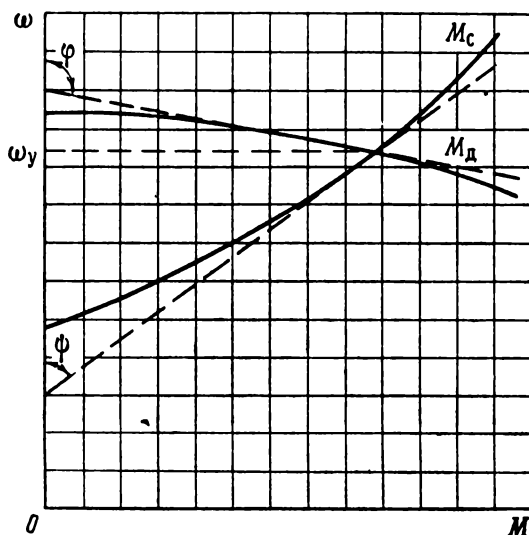


Рис. 6.10. Диаграмма для определения статической устойчивости работы ЭЦН с электроприводом

При возникновении какого-либо возмущения равновесие нарушается и поведение электропривода определяется уравнением движения:

$$M_d - M_c = J \frac{d\omega}{dt},$$

где J — момент инерции привода;

M_d — момент на валу приводного двигателя.

Положим, что в результате возникшего возмущения моменты и скорость вращения получили приращения: ΔM_d , ΔM_c и $\Delta \omega$. Если рассматривать малые отклонения от положения равновесия, то действительные характеристики двигателя и статического момента можно заменить касательными, проведенными через точку равно-

весного состояния. Тогда: $\Delta M_d = a \cdot \Delta \omega$; $\Delta M_c = b \cdot \Delta \omega$. Графически коэффициенты a и b представляют собой тангенсы углов наклона относительно оси скорости касательных к механической характеристике и кривой статического момента в точке равновесия: $a = \operatorname{tg} \varphi$; $b = \operatorname{tg} \psi$.

Соответственно уравнение движения, написанное для приращений моментов и скорости, примет вид:

$$a \cdot \Delta \omega - b \cdot \Delta \omega = J \frac{d\Delta \omega}{dt}.$$

После интегрирования

$$\Delta \omega = \Delta \omega_{\text{нач}} \cdot e^{\frac{a-b}{J} \cdot t}, \quad (6.18)$$

где $\Delta \omega_{\text{нач}}$ — первоначальное отклонение скорости, возникшее при нарушении равновесия.

Агрегат работает устойчиво, если отклонение скорости $\Delta \omega$, следуя экспоненциальному закону, будет стремиться к нулевому значению. Для этого показатель степени у e [см. уравнение (6.18)] должен быть отрицательным. Так как момент инерции всегда положителен, то условием устойчивой работы будет:

$$a - b < 0.$$

Таким образом, статическая устойчивость системы определяется углами наклона механической характеристики и кривой статического момента. Для устойчивой работы агрегата тангенс угла наклона механической характеристики относительно оси скорости должен быть меньше тангенса угла наклона кривой статического момента, т. е. $\operatorname{tg} \varphi < \operatorname{tg} \psi$.

Для холостого хода $\Delta M_c = 0$, $b = 0$ условие устойчивости будет $a < 0$ или $\operatorname{tg} \varphi < 0$.

Отсюда следует, что для устойчивой работы механическая характеристика двигателя всегда должна быть падающей, т. е. с увеличением момента скорость должна снижаться. При наличии возрастающей характеристики работа двигателя будет неустойчивой.

ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ ПРИВОДА ЭЦН

Двигатели для привода ЭЦН имеют два основных конструктивных исполнения — внутрибакковое и внебакковое. Около 60% общего числа существующих наименований ЭЦН имеют внутрибакковое исполнение. Это объясняется известными преимуществами внутрибакковых ЭЦН:

1) более удобным размещением, при котором не требуется внебакковое пространство, обычно ограниченное на летательном аппарате;

2) выигрышем в весе электродвигателя за счет улучшенного охлаждения рабочей жидкостью.

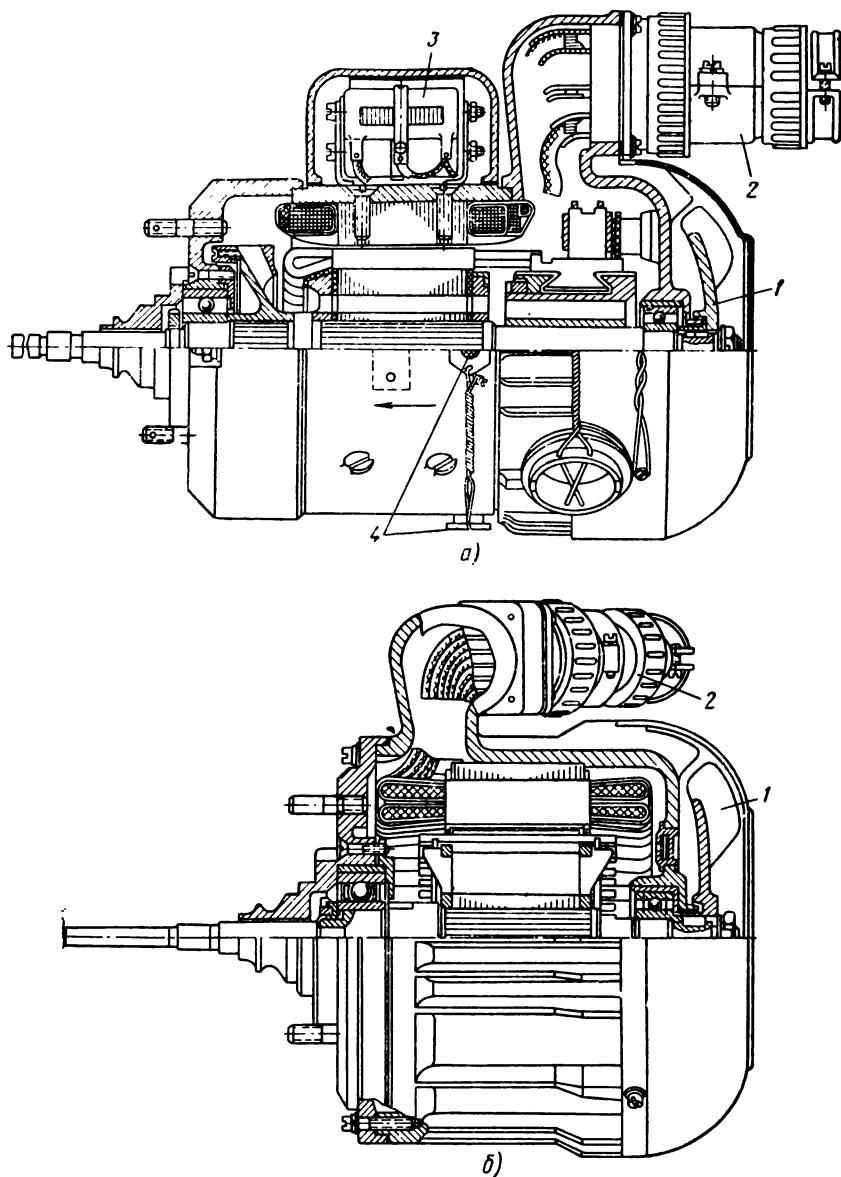


Рис. 6.11. Типовая конструкция двигателя для привода внебакового ЭЦН:

a—постоянного тока; *б*—переменного тока.
1—вентилятор; *2*—щетельный разъем; *3*—добавочное сопротивление;
4—пламягасящие сетки на окнах

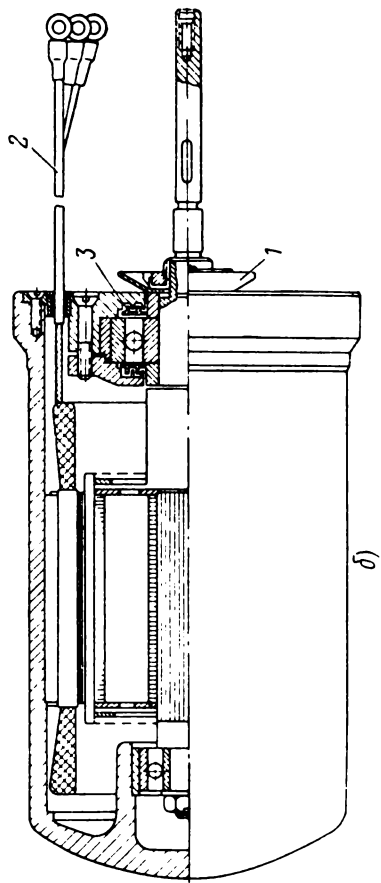
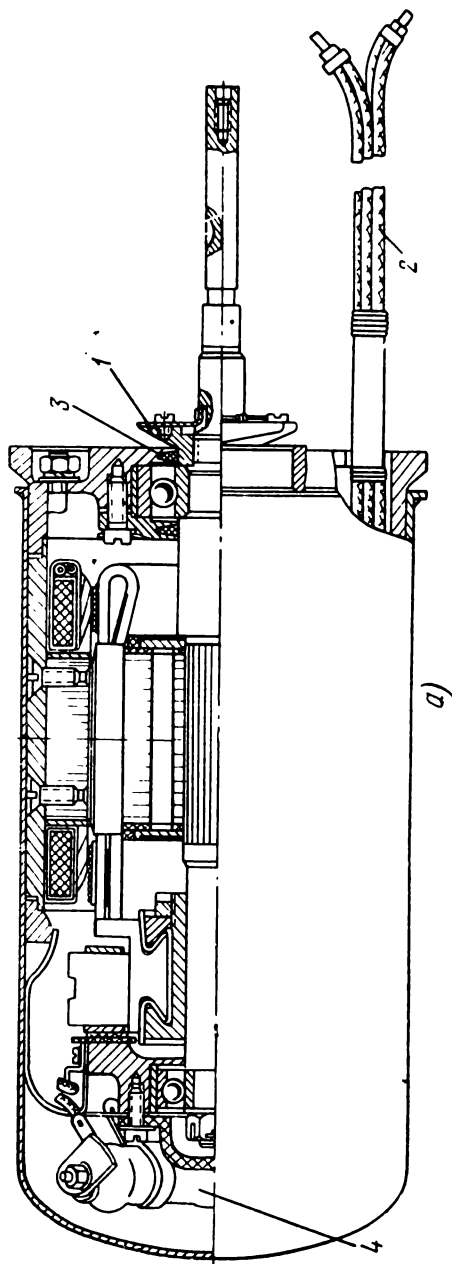


Рис. 6 12. Типовая конструкция двигателя для привода внутрибакового ЭЦН:

1—постоянный ток; 2—переменный ток; 3—втулка центробежного уплотнения; 4—выводные концы; 5—фетровое (войлочное) кольцо или лабиринтное уплотнение; 6—дополнительное лабиринтное уплотнение

На рис. 6.11 приведены типовые конструкции внебаковых электродвигателей постоянного и переменного тока, а на рис. 6.12 — внутрибаковых электродвигателей постоянного и переменного тока.

Особенности конструкции электродвигателей для привода ЭЦН

Непременным требованием к авиационным агрегатам является минимальный вес и габариты.

Повышение скорости вращения привода ЭЦН (до 10 000 об/мин) способствует уменьшению веса двигателя (вес которого составляет в среднем 75% от веса всего ЭЦН).

Зависимость основных размеров электрической машины, а следовательно, и ее веса от скорости вращения выражается формулой:

$$D_a^2 l_a = \frac{C_A N}{\omega}, \quad (6.19)$$

где D_a — диаметр якоря;

l_a — длина якоря;

C_A — машинная постоянная, зависящая от степени использования машины.

Расположение рабочего колеса насоса непосредственно на валу двигателя также способствует снижению веса ЭЦН, но предъявляет повышенные требования к конструкции и технологии изготовления вала, его механической надежности и прочности.

Несмотря на большой консольный вылет вала двигателя, величина которого для авиационных ЭЦН составляет приблизительно 0,6–0,7 от длины вала между подшипниками, величина биения конца вала не должна превышать 0,04–0,05 мм. Участок вала под рабочим колесом для обеспечения требуемых рабочих зазоров имеет меньшую величину биения. Осовой люфт вала не должен превышать 0,15–0,25 мм. Кроме нагрузочного момента от рабочего колеса вал привода испытывает осевые усилия, возникающие при работе насоса.

Экспериментальная проверка осевых усилий, действующих на подшипник ЭЦН мощностью около 200 вт, показала, что величина осевого усилия составляет около 12 кгс, при этом имеет место пульсация этого усилия с амплитудой до $\pm 2,5$ кгс.

Выбор подшипников, смазки и защиты от ее утечек является предметом особенного внимания при разработке электродвигателя для ЭЦН. На подшипники действуют пары рабочей жидкости, кроме того, возможно действие повышенной температуры окружающей среды и рабочей жидкости. В дополнение к нагрузке от рабочего колеса передний подшипник со стороны приводного конца вала воспринимает знакопеременные осевые усилия. Ввиду трудных условий работы передний подшипник выбирается более тяжелой серии и его основные размеры (внутренний и наружный диаметры и ширина) существенно больше, чем у заднего подшипника —

со стороны коллектора. Для повышения надежности подшипники выбираются высокого класса точности с пластмассовыми или резиновыми шайбами, предохраняющими от вытекания смазки.

При работе ЭЦН возможно возникновение электрического напряжения при накоплении заряда статического электричества, обусловленного электризацией топлива, с последующим разрядом через подшипники. В результате проведенных исследований ЭЦН было установлено, что напряжение между вращающимися и неподвижными частями ЭЦН достигает приблизительно 6,5 в. При работе ЭЦН может иметь место до 300 пробоев зазора подшипника в секунду и, хотя энергия одного пробоя невелика, подсчет показывает, что суммарная энергия только за один час работы составляет приблизительно 20 миллиджоуль. Эта энергия может вызывать эрозию и преждевременный износ подшипников, что сокращает ресурс работы ЭЦН. Для повышения надежности подшипников осуществляют электрическое соединение вращающихся и неподвижных частей ЭЦН, например, с помощью токоъемника между валом и корпусом двигателя или токопроводящей смазки подшипника.

Щеточно-коллекторный узел двигателя ЭЦН кроме климатических факторов, больших удельных электрических, а также вибрационных нагрузок испытывает воздействие паров топлива. Основным критерием работоспособности щеточно-коллекторного узла двигателя являются температура нагрева и величина износа щеток (особенно в высотных условиях). Температура нагрева щеток, применяемых для обычных условий работы ЭЦН, при длительной работе составляет $\leq 180^{\circ}\text{C}$. Допускается кратковременное повышение температуры щетки до 200°C . Для работы в условиях повышенной температуры окружающей среды применяются специальные высокотемпературные щетки, допускающие при длительной работе нагрев до 250°C и кратковременно — до 300°C .

Начальная высота щетки зависит от габарита и конструктивного исполнения электродвигателя. Минимальная высота щетки ограничена условиями нормального действия нажимной пружины и составляет обычно более половины начальной высоты. Величина биения поверхности коллектора более 0,02 мм не допускается.

Электродвигатели с максимальным коэффициентом использования $1/C_A$ имеют минимальные габариты, но повышенное тепловыделение. В связи с этим для таких электродвигателей является особенно важным правильное и достаточное охлаждение. Температура нагрева обмоток двигателя ЭЦН с обычной изоляцией (класса А) принимается не более 150°C , ресурс работы при этом составляет 500—1000 час. Увеличение ресурса может быть достигнуто снижением температуры нагрева изоляции, причем зависимость здесь нелинейная: снижение температуры, например, до 100°C обеспечивает увеличение ресурса в десятки раз. Применяемая в настоящее время высокотемпературная изоляция для двигателей ЭЦН допускает нагрев до 200°C .

Максимальная температура подшипников двигателя из условий удовлетворительной смазки не превышает 170—180° С.

Способ охлаждения двигателя зависит от конструктивного исполнения ЭЦН.

Двигатель внебакового ЭЦН снабжается обычно вентилятором, обеспечивающим внешний обдув (см. рис. 6.11). С подъемом на высоту эффективность вентилятора падает из-за уменьшения плотности воздуха, что является одним из недостатков внебакового ЭЦН. Имеется конструктивная разновидность внебаковых двигателей, которые снабжены принудительным продувом охлаждающего воздуха.

Двигатель внутрибакового ЭЦН (см. рис. 6.12) не имеет вентилятора, его охлаждение производится только рабочей жидкостью, в которую он погружен. Охлаждение такого двигателя ухудшается в процессе оголения и особенно при снижении уровня рабочей жидкости до полного обнажения колпака. Этот наиболее трудный режим работы внутрибакового ЭЦН регламентируется по времени. Улучшить охлаждение можно, применив специальный стакан, окружающий колпак двигателя и образующий с ним кольцевой канал, через который перепускается обратно в бак часть рабочей жидкости из насоса (см. рис. 4.8, 4.9 и 4.10).

В некоторых кессонных ЭЦН двигатель омывается слоем рабочей жидкости, проходящим в кольцевом канале между монтажным устройством и колпаком двигателя (см. рис. 4.6 и 4.7). При отсутствии подачи насоса слой рабочей жидкости неподвижен.

Иногда ЭЦН кессонного типа размещается в специальном монтажном устройстве — кассете (см. рис. 4.11 и 4.12). В этом случае приводной двигатель имеет конструктивные отличия от обычного внутрибакового исполнения. Колпак его негерметичен, так как через него осуществляется вывод проводов, а также вход вентилирующего воздуха. Иногда этот же колпак служит для крепления ЭЦН в кассете. Охлаждение такого двигателя происходит за счет теплоотдачи через стенки кассеты, которая погружена в рабочую жидкость. Для удовлетворительной теплоотдачи необходимо, чтобы воздушный зазор между колпаком двигателя и стенками кассеты был минимальным, так как воздух является хорошим теплоизолятором.

Во избежание перегрева двигателя внутрибакового (кессонного) ЭЦН после выработки рабочей жидкости из бака производится его отключение вручную или автоматически.

При существенной крутизне механической характеристики электродвигателя уменьшение нагрузочного момента на валу после выработки рабочей жидкости из бака влечет за собой иногда нежелательное увеличение скорости вращения (раскрутку). Поэтому в некоторых конструкциях электродвигателей ЭЦН ограничивается скорость холостого хода.

Подвод питания к двигателю внебакового ЭЦН осуществляется обычно с помощью штепсельного разъема, смонтированного на дви-

гателе. Существует большая номенклатура штепсельных разъемов (ШР), обеспечивающая выбор их для разных условий работы. Имеются ШР для работы при температуре окружающей среды до $+200^{\circ}\text{C}$ — типа 2РТ и до $+400^{\circ}\text{C}$ — типа 4РТ, герметизированные — типа РТГ, комбинированные для работы при повышенной температуре и герметизированные, например, 2РТГ и 4РТГ. Подвод питания к двигателю внутрибакового ЭЦН осуществляется с помощью ШР, смонтированного на внебаковой части насоса. У кессонных ЭЦН в целях экономии места и для обеспечения минимального аэродинамического сопротивления ШР не применяются. Провода от двигателя с напаянными наконечниками вводятся в специальное гнездо на внебаковой части насоса, где обычно, с помощью переходной клеммной колодки, подсоединяются к питающей сети.

Взрывобезопасность у внебаковых ЭЦН обеспечивается соответствующим конструктивным исполнением электродвигателя (см. рис. 6.11). Взрывобезопасность электродвигателя достигается удлиненной щелью между приводным концом вала и развитой вдоль вала втулкой щита, пламягасящей сеткой на окнах корпуса двигателя и увеличенной прочностью конструкции.

Взрывобезопасность внутрибакового ЭЦН, а также кессонного и магистрального (см. рис. 6.12) обеспечивается предотвращением возможности скопления взрывоопасной концентрации паров рабочей жидкости в полости двигателя. Это достигается циркуляцией воздуха через полость двигателя и сопряженную с ней полость насоса за счет разности давлений на входе в канал насоса для вывода проводов от двигателя и на выходе из дренажного канала — штуцера насоса.

При правильном монтаже ЭЦН на борту самолета аэродинамические факторы в полете обеспечивают разрежение в зоне дренажного штуцера.

Защита электродвигателя от проникновения рабочей жидкости по вращающемуся валу обеспечивается специальной уплотнительной резиновой манжетой ЭЦН. Просачивающаяся через манжету жидкость отводится в дренажный штуцер и при правильном расположении ЭЦН не должна попадать в двигатель. Помимо этого у внебакового двигателя наружная профилированная поверхность втулки переднего щита создает дополнительный лабиринт, затрудняя проникновение рабочей жидкости и ее паров в полость двигателя. Для этой же цели на приводном конце вала внутрибакового двигателя (рис. 6.12) располагается коническая втулка, выполняющая роль центрального уплотнения, а в щите перед подшипником и на шайбе за ним монтируются войлочные (фетровые) уплотнительные кольца или лабиринтные уплотнения. Место соединения двигателя с корпусом насоса уплотняется резиновым уплотнительным кольцом.

Коллекторные двигатели постоянного тока являются весьма

интенсивными источниками радиопомех, которые возникают при коммутации, вследствие быстрых изменений тока в короткозамкнутых щетками секциях. Кроме того, имеют место пульсации ЭДС и тока якоря. Пульсации эти вызывают в сети и приемниках, подключенных к ней, гармонические токи и напряжения, вредно отражающиеся на работе приемников, а также на устройствах связи и автоматики, расположенных поблизости. Наиболее опасным с точки зрения образования радиопомех является искрение, возникающее под щетками. При этом создается непрерывный спектр высокочастотных колебаний, вредно отражающихся на работе близлежащих радиоустройств. Для защиты сети и подключенных к ней приемников от гармонических токов, вызванных пульсацией ЭДС якоря, и для подавления радиопомех, создаваемых коллектором, применяется экранирование; установка блокировочных конденсаторов, шунтирующих провода сети или фильтруемый провод на корпус двигателя; использование электрических фильтров.

Наиболее эффективным способом подавления помех, обусловленных как пульсацией ЭДС якоря, так и искрением щеток, является использование электрических фильтров. Фильтр должен беспрепятственно пропускать постоянную составляющую напряжения или тока и задерживать по возможности все гармонические. Электрический фильтр низкой частоты для подавления помех представляет собой комбинацию из дросселя, включаемого последовательно в линию, и конденсаторов, блокирующих провода линии на землю. При условии заземления минусового провода сети фильтр включают только в плюсовый провод. Электрический фильтр размещается в отдельной коробке и может комплектоваться с двигателем у разработчика ЭЦН или устанавливаться непосредственно при монтаже ЭЦН на летательном аппарате.

На фильтре имеет место некоторое падение напряжения при протекании нагрузочного тока двигателя, которое иногда приходится учитывать при проверке скорости вращения испытуемого ЭЦН.

ПРИВОД ДЛЯ ГЕРМЕТИЧНЫХ ЭЦН

Весьма перспективным является электропривод герметичных ЭЦН, не требующий уплотнения и допускающий контакт своих частей с рабочей жидкостью. Подобные электроприводы могут работать как на постоянном токе (двигатель с магнитной муфтой, бесконтактный двигатель с экраном), так и на переменном токе (асинхронный двигатель с экраном, асинхронный двигатель без экрана).

Двигатель постоянного тока с магнитной муфтой

Конструктивная схема ЭЦН с приводом от двигателя постоянного тока с магнитной муфтой показана на рис. 5.3. Муфта представляет собой магнитную систему, одна часть которой распо-

жена на ведущем валу, другая — на ведомом. В зазор между магнитопроводами введен герметичный стакан из немагнитного материала — экран. Конструктивное исполнение магнитных муфт может быть разнообразным. На рис. 6. 13 показана принципиальная схема устройства магнитной муфты с цилиндрическим магнитом. Магнитный поток, создаваемый цилиндрическим магнитом, замыкается через зубчатые системы магнитопроводов, спинки магнитопроводов, зазоры и экран. Вращающий момент с ведущего вала муфты на ведомый передается вследствие того, что зубчатые системы магнитопроводов стремятся занять положение, при котором обеспечивается минимальное сопротивление магнитному потоку. Во время работы зубчатые системы ведущей и ведомой полумуфт постоянно сдвинуты и угол сдвига пропорционален передаваемому моменту. Так как скорости ведомого и ведущего валов одинаковы, магнитные муфты можно отнести к синхронным муфтам в отличие от асинхронных электромагнитных и магнитоэлектрических, имеющих скольжение.

При использовании магнитных муфт необходимо иметь в виду следующее:

1. С ростом числа оборотов передаваемый момент падает за счет размагничивающего действия наведенных в экране токов. Зависимость падения момента от скорости вращения линейная.

2. Кратность момента муфты:

$$K_M = \frac{M_c}{M_n},$$

где M_c — статический момент муфты;

M_n — момент муфты при номинальной скорости вращения.

Во избежание «срыва» муфты маховые массы вращающихся деталей, сопрягаемых с ведомым валом, должны быть учтены при расчете магнитной муфты, а максимальный момент муфты должен быть больше пускового момента двигателя. На рис. 6. 14 приведены характеристики магнитной муфты в относительных единицах:

$$M \% = \frac{M_i}{M_p} \cdot 100\%, \quad \omega \% = \frac{\omega_i}{\omega_p} \cdot 100\%,$$

$$\alpha \% = \frac{\alpha_i}{\alpha_p} \cdot 100\%; \quad \eta = \frac{N_{вн}}{N_{вщ}},$$

где M — вращающий момент;

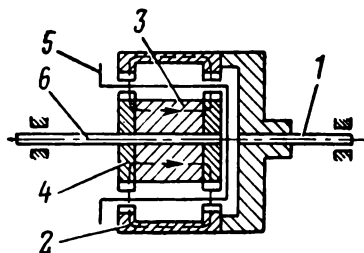


Рис. 6. 13. Принципиальная конструктивная схема устройства магнитной муфты:

1—ведущий вал; 2—зубчатая система магнитопровода ведущей полумуфты; 3—постоянный магнит цилиндрический; 4—зубчатая система магнитопровода ведомой полумуфты; 5—экран; 6—ведомый вал

- ω — угловая скорость;
- α — угол отставания ведомой полумуфты;
- η — КПД муфты.

Индекс «i» относится к рассматриваемому режиму, «р» — к расчетному.

Разработаны также торцовые магнитные муфты. На рис. 6.15 показана конструктивная схема переменнопольной торцовой магнитной муфты, зубцы ведущей полумуфты которой представляют собой чередующиеся полюса магнита. Ведомая полумуфта может быть совмещена с рабочим колесом насоса.

Бесконтактный двигатель постоянного тока с экраном

В обмотке якоря двигателя постоянного тока течет переменный ток, преобразованный коллектором из постоянного, получаемого от питающей сети. Коллектор, являясь механическим преобразователем, имеет скользящий контакт со всеми присущими ему недостатками. В настоящее время начинают применяться бесконтактные двигатели постоянного тока, не имеющие коллектора. В этих двигателях коллектор заменен статическим полупроводниковым коммутатором, который включает ток в соответствующие секции обмотки якоря, располагаемой неподвижно на статоре. Возбуждение осуществляется постоянными магнитами, закрепленными на роторе. Управление коммутатором производится датчиками, смонтированными на статоре и получающими сигналы о положении ротора от управляющего магнита, смонтированного на роторе. Отсутствие коллектора, т. е. скользящих контактов между ротором и статором, позволяет выполнить бесконтактный двигатель постоянного тока с экраном на статоре. При сопряжении приводного вала такого двигателя с рабочим колесом насоса не требуется уплотнения, так как полость такого двигателя может быть заполнена рабочей жидкостью. В настоящее время изготавливаются экранированные бесконтактные двигатели постоянного тока мощностью 7,5 *вт* со скоростью вращения 2000—3000 *об/мин*. КПД этих двигателей лежит в пределах 35—55%; пусковой момент в три раза больше номинального, срок службы — не менее 5000 *час*. Коммутатор смонтирован в отдельной коробке, соединяемой с двигателем штепсельным разъемом.

Двигатель переменного тока без экрана

Приводной асинхронный двигатель, полость которого может быть заполнена рабочей жидкостью насоса, наиболее просто решает задачу получения герметичного насоса. Такой двигатель (см. рис. 5.2) называют мокрым. Английские и американские фирмы выпускают авиационные топливные насосы с мокрыми двигателями. Они выполнены в общем литом корпусе двигатель-насос без фланцевых стыковок. Провода обмоток статора имеют эмалевую изоляцию. В этих двигателях используются подшипники скольжения.

Потери на трение в мокром двигателе могут быть определены по формуле (для гладкого ротора и гладкой поверхности расточки статора, без учета дисковых потерь ротора):

$$N_{\text{тр}} = \frac{6,1 \cdot 10^{-4}}{\sqrt[4]{\text{Re}}} \varrho l_a \cdot \omega^3 r_a^4 \text{ кВт}, \quad (6.20)$$

где ϱ — плотность жидкости;

l_a и r_a — длина и радиус ротора;

ω — угловая скорость;

Re — число Рейнольдса,

$$\text{Re} = \frac{2\delta \sqrt{v^2 + \left(\frac{u}{2}\right)^2}}{v}.$$

Здесь δ — радиальный зазор;

v — скорость жидкости в зазоре;

u — окружная скорость ротора;

ν — коэффициент кинематической вязкости жидкости.

Вязкость рабочей жидкости при низкой температуре существенно увеличивается, однако ввиду нагрева рабочей жидкости от трения вязкость в зазоре оказывается меньше, чем в общем объеме рабочей жидкости. Мокрый двигатель будет оптимально использован при правильном выборе соотношения длины и диаметра ротора, которое должно быть возможно больше единицы, тогда как для обычного асинхронного двигателя это соотношение меньше или равно единице.

Для уменьшения потерь на трение желательно у ротора иметь закрытые пазы, шлифованную поверхность пакета и тщательно пригнанные замыкающие кольца по торцам.

Рекомендация по выбору электропривода для герметичных ЭЦН зависит главным образом от сети питания.

1. Для сети постоянного тока:

а) Возможна разработка и создание бесконтактных двигателей на несколько десятков и сотен ватт. Гарантийный ресурс таких двигателей достаточно высок — более 5000 час. Наличие коммутатора с полупроводниковыми элементами и конденсаторами ограничивает применение бесконтактного двигателя при повышенных температурах окружающей среды. Размещение коммутатора в отсеке с микроклиматом снимает это ограничение.

б) Двигатель с магнитной муфтой при конструктивном оформлении в общем корпусе без промежуточных передач позволяет получить приемлемые вес и габариты. В настоящее время созданы подобные приводы мощностью до 300—400 вт на валу с ресурсом 2000—2500 час.

2. Для сети трехфазного переменного тока в качестве привода герметичного ЭЦН наиболее целесообразно применение мокрого асинхронного двигателя.

При выборе электропривода для ЭЦН особенно внимательно следует относиться к подбору энергетических параметров приводного двигателя — номинального момента на валу и скорости вращения, приемлемого допуска на скорость вращения и крутизны механической характеристики с учетом изменения момента при нулевой подаче.

Особенно это относится к выбору параметров многоскоростного двигателя для многорежимного ЭЦН. Механические характеристики такого двигателя на каждом режиме должны иметь такую крутизну, а также поле допуска на отклонение от номинала, при которых окажется возможным получить напорные характеристики, укладываемые в требуемые диапазоны.

Примерные механические характеристики трехскоростного двигателя показаны на рис. 6.16. Необходимо иметь в виду, что нагрузочный момент, развиваемый рабочим колесом насоса на валу привода, при увеличении скорости и неизменной подаче насоса увеличивается, примерно, пропорционально квадрату изменения скорости, а вращающий момент, которым располагает двигатель, при переходе на более высокую скорость (и сохранении номинального тока) уменьшается [см. формулы (6.3) и (6.4)]. Обстоятельством, смягчающим это противоречие, обычно является то, что на режимах повышенной скорости требуется уменьшенная подача насоса.

Заметим, что при большом диапазоне изменения скорости вращения и высоком коэффициенте использования двигателя возможна его нестабильная работа на режиме максимальной скорости, когда

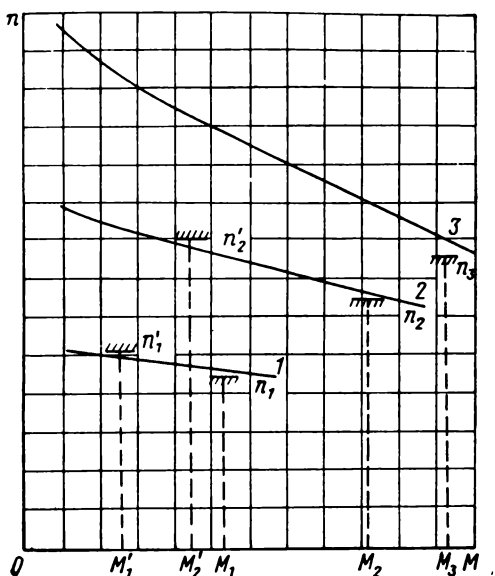


Рис. 6.16. Примерные механические характеристики трехскоростного двигателя постоянного тока:

1—механическая характеристика при ослабленной скорости вращения; 2—механическая характеристика при основной скорости вращения; 3—механическая характеристика при форсированной скорости вращения. M —момент на валу при номинальной подаче насоса; n —минимально необходимая скорость вращения для обеспечения напора при номинальной подаче; M' —момент на валу при нулевой подаче; n' —максимально допустимая скорость, обеспечивающая при нулевой подаче напор не более разрешаемого

магнитный поток двигателя существенно ослаблен. В связи с этим, применение двух- и, особенно, трехрежимных двигателей постоянного тока для ЭЦН должно быть тщательно обосновано. Асинхронный двигатель также может быть выполнен многоскоростным. Однако для привода ЭЦН, по-видимому, следует рекомендовать не более чем двухскоростной двигатель. Такой двигатель имеет шесть выводных концов (если не выведены нулевые точки обмоток): по три выводных конца для каждого режима работы.

При выборе электропривода для ЭЦН необходимо учитывать, что напор, развиваемый насосом, и момент на валу привода пропорциональны приблизительно квадрату скорости вращения, а мощность — кубу скорости вращения. Поэтому, чтобы получить напорную характеристику насоса близкой к расчетной, допуск на скорость вращения, а следовательно, и на напряжение в сети желательно иметь минимальными.

Необходимо отметить, что увеличение температуры окружающей среды обычно влечет за собой увеличение скорости привода, а понижение температуры — снижение скорости.

Для получения номинальных параметров ЭЦН при минимальном по допуску напряжении питания мощность привода должна быть рассчитана примерно на 70% выше номинальной, а токовая нагрузка — на 50% выше номинальной. Габариты и вес привода в связи с этим существенно возрастают.

От правильного определения режима работы привода зависит нагрев двигателя, а следовательно, его работоспособность в течение гарантийного срока службы.

В зависимости от длительности работы привода различают три режима работы: а) длительный; б) кратковременный; в) повторно-кратковременный.

Режим работы называется длительным, если продолжительность его такова, что все части двигателя за время работы достигают установившихся температур.

Режим работы называется кратковременным, если длительность рабочего периода недостаточна для того, чтобы двигатель достиг установившегося нагрева, а следующая затем остановка настолько продолжительна, что двигатель успевает охладиться до температуры окружающей среды.

Режим работы называется повторно-кратковременным в том случае, если периоды работы чередуются с отключениями двигателя, причем продолжительность рабочего периода настолько кратковременна, что двигатель не успевает достигнуть установившейся температуры, а за время последующей паузы не успевает охладиться до температуры окружающей среды.

Нагрев двигателя при одной и той же мощности в каждом из перечисленных режимов работы различен, поэтому конструктивные данные, вес и габариты двигателей, предназначенных для каждого из этих режимов, будут существенно отличаться.

Если двигатель при длительном режиме работает с неизменной

нагрузкой, то его мощность определяется, исходя из заданных номинального момента и скорости. Однако чаще нагрузка при длительном режиме переменная; в этом случае определение необходимой мощности двигателя можно осуществить по методу эквивалентной (среднеквадратичной) мощности:

$$N_{\text{ср. кв}} = \sqrt{\frac{N_1^2 t_1 + N_2^2 t_2 + N_3^2 t_3 + \dots + N_n^2 t_n}{t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n}}, \quad (6.21)$$

где $N_1, N_2, N_3 \dots N_n$ — мощности на участках режима;
 $t_1, t_2, t_3 \dots t_n$ — время отдельных участков режима.

Расчетная мощность электродвигателя принимается несколько больше среднеквадратичной.

При определении среднеквадратичной мощности следует иметь в виду, что время, за которое электродвигатели ЭЦН при номинальной нагрузке достигают установившейся температуры нагрева, колеблется в зависимости от габаритов двигателя от 25 до 45 мин.

В зависимости от времени непрерывной работы один и тот же электродвигатель может давать различную мощность. При этом, однако, необходимо проверить его по перегрузочной способности, которая ограничивает максимально допустимую мощность. При интенсивном охлаждении, например, при продуве воздуха, можно существенно повысить допустимую мощность для двигателя.

Ресурс работы ЭЦН играет важную роль при выборе параметров двигателя, а также служит основанием при выборе коэффициента использования двигателя. Тенденция к увеличению гарантийного ресурса авиационных агрегатов заставляет снижать некоторые параметры двигателя для обеспечения требуемой надежности, хотя это и приводит к увеличению веса и габаритов.

С целью повышения надежности работы щеточно-коллекторного узла и подшипников при увеличении гарантийного ресурса до 2000 час и более не рекомендуется применять скорость вращения для двигателей постоянного тока более 5000 об/мин, а для двигателей переменного тока — более 6000 об/мин (синхронная скорость). Для облегчения работы щеток в высотных условиях можно осуществлять наддув полости двигателя ЭЦН.

Глава VII

НАСОСЫ С ПРИВОДОМ ОТ ВОЗДУШНЫХ ТУРБИН

В пневмотурбопривод насоса подают воздух, отбираемый за компрессором авиадвигателя, или используют энергию скоростного напора набегающего на самолет потока.

Турбины привода в зависимости от особенностей компоновки агрегата и его назначения выполняются осевыми или радиальными. В авиационных турбонасосных агрегатах применяются турбины

с одной, двумя и тремя ступенями. Число ступеней определяется из условий получения максимально возможного КПД. На рис. 7.1 показаны осевая, радиальная и трехступенчатая одновенчатая турбины.

При подборе турбины для привода насоса основным фактором является определение величины расхода воздуха для получения заданной гидравлической мощности:

$$G_v = \frac{H \cdot \gamma \cdot Q}{\eta \cdot \eta_T \cdot L_{ад}}, \quad (7.1)$$

где η_T — КПД турбины;

$L_{ад}$ — адиабатическая работа одного килограмма воздуха при его расширении до давления за турбиной;

H, Q, η — параметры насоса.

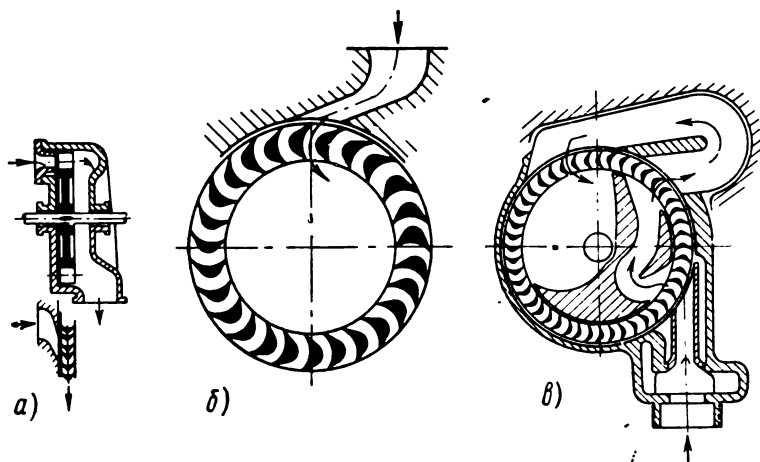


Рис. 7.1. Типы различных турбоприводов:

а—привод с осевой турбиной; б—привод с центробежной радиальной турбиной; в—привод с трехступенчатой одновенчатой радиальной турбиной

Адиабатическая работа воздуха $L_{ад}$ зависит от давления $p_{вх}^*$ и температуры T_0^* заторможенного потока воздуха на входе в турбину и давления $p_{вых}^*$ на выходе из турбины и определяется из формулы

$$L_{ад} = 102,5 \cdot T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_{вых}^*}{p_{вх}^*} \right)^{0,286} \right] \frac{\kappa \gamma \cdot \text{м}}{\kappa \gamma}. \quad (7.2)$$

КПД турбины зависит от отношения окружной скорости колеса турбины к адиабатической скорости истечения воздуха из соплового аппарата турбины.

Адиабатическая скорость $c_{ад}$ связана с адиабатической работой следующей зависимостью:

$$c_{ад} = \sqrt{2g L_{ад}}. \quad (7.3)$$

Параметр $u/c_{ад}$ позволяет на основании экспериментальных данных по аналогичным турбинам выбрать оптимальные геометрические параметры турбины.

Для активной турбины можно принять, что абсолютная скорость c_1 на выходе из сопел равна $c_{ад}$.

Для реактивной турбины скорость на выходе из сопла

$$c_1 = \sqrt{2g(1 - q_T) L_{ад}}, \quad (7.4)$$

где q_T — степень реактивности ступени.

Для привода ЦНА в подавляющем большинстве случаев применяют активные турбины, так как их применение позволяет упростить уплотнение рабочего колеса турбины и не вызывает осевых усилий на подшипники, обусловленных разностью давления по обеим сторонам рабочего колеса. Реактивные турбины чаще всего применяют лишь в том случае, когда необходимо сдвинуть диапазон рабочего режима в сторону больших значений $u/c_{ад}$.

Зависимость КПД турбины от параметра $u/c_{ад}$, показанная на графике рис. 7.2, справедлива для активных турбин с различным числом ступеней. Из графика видно, что с увеличением числа ступеней снижается максимальное значение КПД турбины. Однако при значениях $u/c_{ад}$ меньше 0,25 КПД двухступенчатой турбины выше, чем одноступенчатой, а при значении $u/c_{ад}$ меньше 0,12 КПД трехступенчатой турбины выше двухступенчатой.

Значения КПД, приведенные на рис. 7.2, не учитывают влияния парциального подвода воздуха на КПД турбины. Парциальный подвод воздуха в зависимости от степени парциальности снижает КПД турбины. Зависимость относительного КПД турбины от степени парциальности показана на графике рис. 7.3, КПД парциальной турбины $\eta_e = \eta_T \cdot \eta$.

Необходимость введения парциальности вызвана тем, что диаметр рабочего колеса турбины выбирается не из условий обеспечения необходимой площади для подвода воздуха, а из условий получения максимально возможного КПД; при этом высоту лопаток нельзя выбирать слишком малой, так как это приводит к возрастанию гидравлического сопротивления и увеличению влияния зазора между турбиной и корпусом.

Высоту лопаток в зависимости от степени парциальности и относительного КПД турбины можно определить из графика рис. 7.4, на котором пунктирными линиями показано изменение оптимального КПД в зависимости от высоты лопатки для ряда степеней парциальности.

Окружная скорость u зависит от числа оборотов и диаметра рабочего колеса турбины. Сравнительно высокие значения адиабатической

тической скорости $c_{ад} = 200 \div 900$ м/сек, при которых работают турбоприводы с отбором воздуха от компрессора двигателя, и сравнительно небольшие диаметры турбин, выбираемых из условий получения минимальных габаритов и веса, приводят при желании получения максимальных значений КПД к необходимости иметь число оборотов турбины значительно выше числа оборотов насоса.

Число оборотов насоса рассчитывается, исходя из условий бескавитационной работы и обеспечения заданной надежности в соответствии с рекомендациями гл. II.

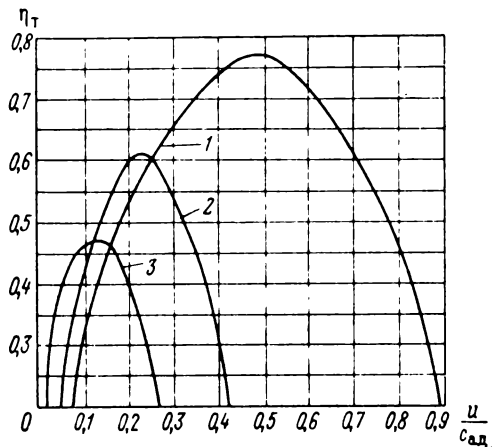


Рис. 7.2. КПД активных турбин с различным числом ступеней в зависимости от $u/c_{ад}$:

1 — одноступенчатая; 2 — двухступенчатая; 3 — трехступенчатая

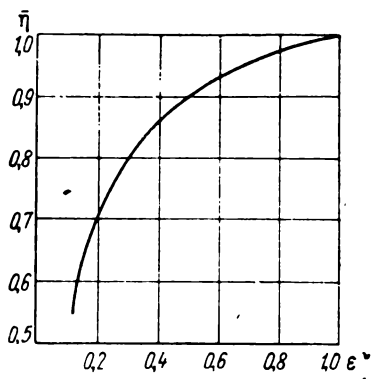


Рис. 7.3. Влияние степени парциальности на КПД турбины (за $\eta = 1$ принят КПД турбины с полным подводом)

Несмотря на указанное несоответствие в оптимальных числах оборотов турбины и насоса, обычно число оборотов турбины принимают равным числу оборотов насоса, что позволяет сделать конструкцию более легкой и надежной, вследствие отсутствия редуктора между турбиной и насосом и подшипников, работающих на высоких числах оборотов. В этом случае приемлемый КПД турбины получают увеличением числа ее ступеней.

Диаметр рабочего колеса турбины выбирают, исходя из соображений получения минимальных габаритов турбопривода и отношения $u/c_{ад}$, обеспечивающего приемлемое значение КПД.

Зная диаметр рабочего колеса турбины и число оборотов из расчета насоса, по графику рис. 7.2 находим значение КПД турбины η_t и затем по формуле (7.1) определяем расход воздуха, необходимый для турбопривода.

В случае парциального подвода воздуха к турбине следует уменьшить η_t в соответствии со значением относительного КПД,

учитывающего влияние парциального подвода воздуха (см. рис. 7.3 и 7.4).

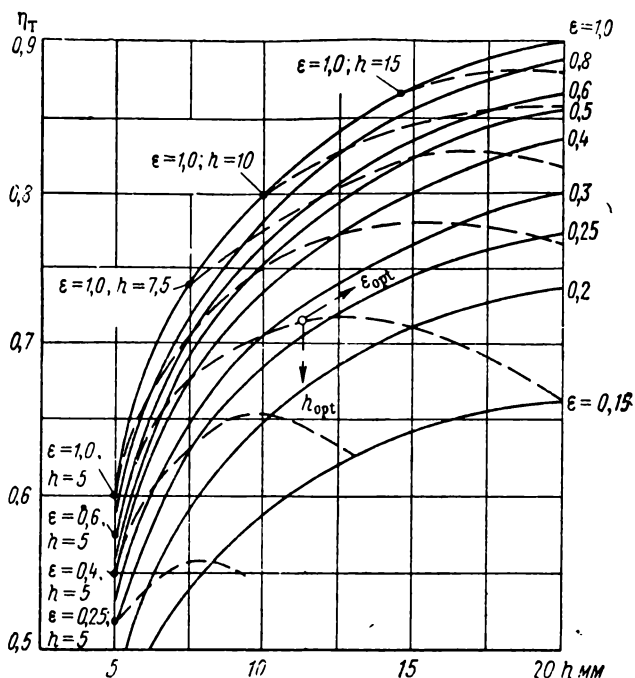


Рис. 7.4. Зависимость КПД турбины от степени парциальности и высоты лопаток рабочего колеса

РАЦИОНАЛЬНЫЙ ВЫБОР ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМОТУРБОПРИВОДА

ЦНА

Габариты и вес пневмотурбопривода (при заданных оборотах и параметрах подаваемого в турбину воздуха) определяются в основном расчетной мощностью турбины, а его экономичность — установочным весом и мощностью турбины на различных режимах полета.

Потребная мощность пневмотурбопривода по формуле (1.32):

$$N_{\tau} = \frac{Q_{\text{дв}} \cdot \gamma \cdot H}{75 \cdot \eta} = \frac{Q_{\text{дв}} \cdot \Delta p_{\text{н}}}{75 \cdot \eta} \text{ л. с.},$$

где для схемы без топливного аккумулятора и линий перепуска

$$\Delta p_{\text{н}} = \frac{\gamma \cdot Q_{\text{тв}}^2}{2g \cdot f^2} (1 + \sum \zeta) - p_{\text{н}} + (p_{\text{млн}} + \Delta p \pm \Delta p_{\text{ин}} - \Delta p_{\text{изб}} \pm y \gamma_{\text{т}}),$$

С другой стороны, мощность пневмотурбопривода выражается как

$$N_{\tau} = \frac{L_{\text{ал}} \cdot G_{\text{в}}}{75} \text{ л. с.} \quad (7.5)$$

Уравнение (7.5) может быть записано в виде

$$N_{\tau} = \frac{L_{ал} \cdot g(\lambda_{вх}) \cdot \sin \alpha_1 \cdot m \cdot p_{вх}^* \cdot \sigma_c \cdot F_c}{75 \sqrt{T_0^*}}, \quad (7.6)$$

где $g(\lambda_{вх})$ — приведенный расход воздуха на входе в сопло;
 α_1 — угол потока на выходе из соплового аппарата;
 F_c — площадь сечений сопловых каналов;
 $p_{вх}^*$ — давление заторможенного потока на входе в сопло;
 σ_c — коэффициент восстановления полного давления в сопловом аппарате, $\sigma_c = \frac{\pi(\lambda_{вх.ал})}{\pi(\lambda_{вх})}$;
 $\pi(\lambda)$ — газодинамическая функция давления;

$$m = \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k-1}{k+1}} \cdot \frac{kg}{R}},$$

где k — показатель адиабаты;
 R — газовая постоянная.

Анализируя уравнения (1.32) и (7.6), можно сделать вывод, что определение максимальной мощности турбины на различных режимах полета, а также выбор схемы регулирования пневмотурбопривода могут быть произведены только при совместной оценке потребной мощности турбины, параметров p^* , T^* воздуха, отбираемого от компрессора ТРД, и располагаемых перепадов давления на турбине на различных режимах полета самолета.

Рассмотрим более подробно зависимость давления воздуха $p_{вх}^*$ на входе в сопло турбины и перепада давлений $\pi_{\tau} = p_{вх}^* / p_{вых}^*$ на турбине от режима работы ТРД, условий полета и гидравлических характеристик системы.

Зависимость давления воздуха p^* , отбираемого за компрессором, от расхода топлива при постоянном режиме работы ТРД (с учетом ограничений по топливным насосам двигателя) на всех высотах и скоростях полета с достаточной степенью точности может быть выражена одной кривой (рис. 7.5). Давление $p_{вх}^*$ на входе в сопло турбины при этом будет

$$p_{вх}^* = p^* \cdot \sigma,$$

где σ — коэффициент потерь полного давления в трубопроводе от компрессора ТРД до пневмотурбопривода,

$$\sigma = \frac{p_{вх}^*}{p^*} = f\left(\xi, \frac{G_b \sqrt{T_0^*}}{p^*}\right).$$

Значения коэффициента потерь полного давления в трубопроводе от компрессора ТРД до пневмотурбопривода в зависимости

от параметров за компрессором и гидравлических характеристик турбопровода для ориентировочных расчетов могут быть определены по графикам рис. 7.6, построенным при помощи газодинамических функций. Зная потери полного давления в трубопроводе от компрессора ТРД до пневмотурбопривода, можем построить зависимость давления воздуха $p_{вх}^*$ на входе в сопло турбины от расхода топлива при постоянном режиме работы ТРД (см. рис. 7.5). За расчетный режим при определении максимальной мощности турбины обычно принимается режим с максимальными подачами топлива (режим полного форсажа).

Давление на выходе из турбины, если сброс воздуха производится за борт, определяется давлением в пограничном слое, которое в общем случае можно принять равным атмосферному. Зная зависимость $p_{вх}^* = f(G_T)$ (см. рис. 7.5) и ограничения для самолета (см. рис. 1.14), можем построить

зависимость перепада давлений π_T на турбине от расхода топлива по ограничениям самолета (рис. 7.7). Очевидно, что расчетной будет та область кривой, которая соответствует наименьшим значениям π_T . На всех остальных режимах полета турбина окажется переразмеренной, а экономичность системы будет уменьшаться, что следует отнести к недостаткам системы пневмотурбопривода ЦНА.

Зная на режиме максимально потребной мощности давления на входе и на выходе из турбины, при помощи уравнений (7.2) и (7.6) находим потребную площадь сопловых каналов F_c , а затем по заданной площади сопловых каналов и давлениям на входе и на выходе из турбины определяем располагаемую мощность пневмотурбопривода по всем расчетным точкам кривой $\pi_T = f(G_T)$ (см. рис. 7.7).

В зависимости от ограничений по скорости и высоте полета самолета кривая располагаемой мощности может либо совпасть в левой ветви с кривой потребной мощности (идеальный случай), либо пройти ниже или выше ее (рис. 7.8). Но во всех случаях в области правой ветви кривой потребной мощности будет наблюдаться избыток располагаемой мощности, т. е. ухудшение экономических ха-

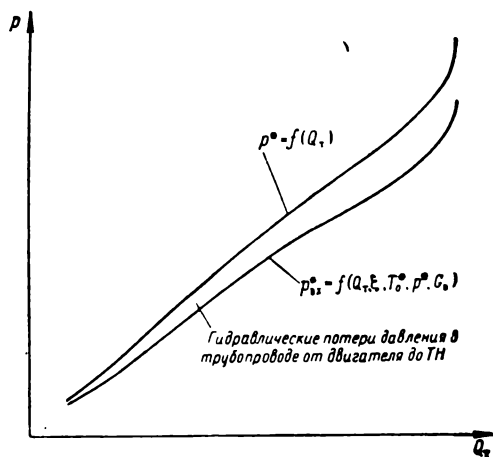


Рис. 7.5. Зависимость давления за компрессором и давления воздуха на входе в сопло турбины от расхода топлива на постоянном режиме работы ТРД

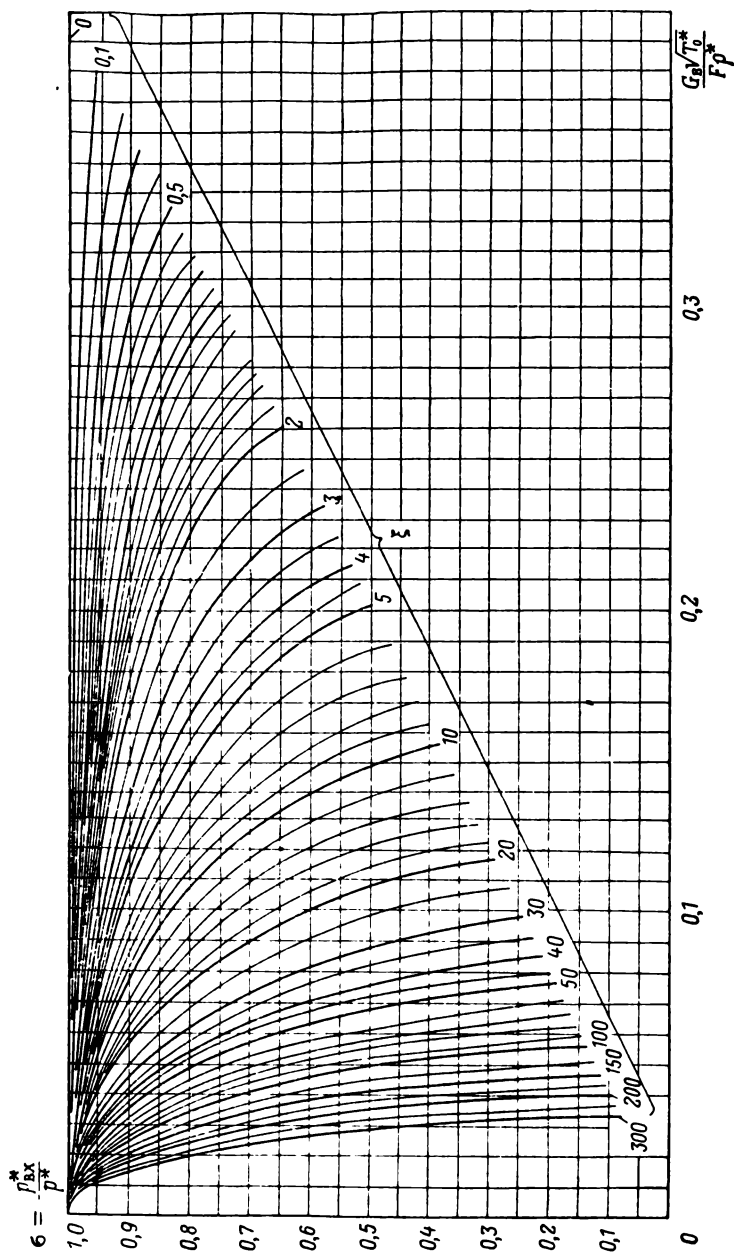


Рис. 7.6. Потери полного давления в каналах постоянного сечения в зависимости от параметров на входе

рактических систем. В том случае, когда располагаемая мощность в левой ветви кривой меньше потребной, мощностная характеристика турбины может быть поднята путем увеличения площади сопловых каналов, но при этом в правой ветви будет наблюдаться сильное превышение располагаемой мощности над потребной.

Во всех случаях превышения располагаемой мощности над потребной в системе будет наблюдаться превышение потребного давления, что при наличии прочностных ограничений может привести к увеличению веса системы.

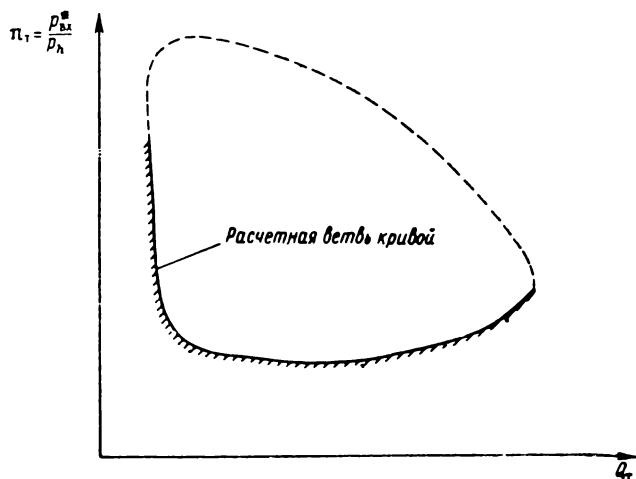


Рис. 7.7. Зависимость перепада давлений π_t на турбине от расхода топлива по ограничениям самолета

На рис. 7.9 показан конкретный пример рационального выбора напорной характеристики пневмотурбопривода для насоса I ступени подкачки топлива. При выборе площади сопел по максимальной потребной мощности (точка С) оказалось, что при малых прокачках мощности турбины не хватает для создания потребного напора. При выборе же площади сопел по минимально потребной мощности (точка А) напор насоса при максимальных прокачках превысил ограничения по прочности системы, в связи с чем потребовалась установка специального клапана-регулятора, уменьшающего давление воздуха на входе в турбину при выходе напора насоса за границу прочностных ограничений. Однако применение клапана-регулятора напора насоса на некоторых режимах резко снижает КПД пневмотурбопривода и вызывает большие затруднения, связанные с возникновением автоколебаний давления в трубопроводе, соединяющем насосы I и II ступеней подкачки топлива.

Восбще в топливных трубопроводах всегда имеются отдельные забросы и небольшие по величине пульсации давления, которые могут быть либо следствием кавитационных явлений в насосе или

гидравлических ударов при переключении кранов, либо следствием резкого изменения режима работы ТРД. Некоторое влияние на возникновение небольших по величине пульсаций давления оказывает и вибрация трубопроводов. Небольшие пульсации давления вызывают раскачку и резкую перекладку клапана-регулятора, что приводит к возникновению его автоколебаний и, как следствие, автоколебаний давления в топливном трубопроводе.

Для устранения автоколебаний давления в конструкцию клапанов-регуляторов приходится вводить гидравлическое демпфирование. Хорошие результаты дает также правильный выбор веса подвижных частей и характеристик пружин клапанов-регуляторов. В некоторых случаях во избежание резонанса топливного трубопровода для изменения частотных характеристик незатухающих автоколебаний давления в топливном трубопроводе устанавливаются демпферы.

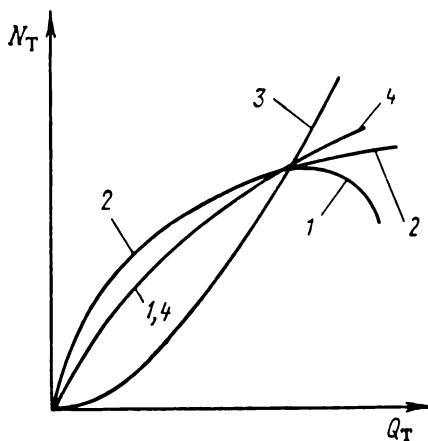


Рис. 7.8. Возможные варианты значений располагаемой мощности турбины в зависимости от ограничений скорости и высоты полета самолета:

1—характеристика потребляемой мощности;
2, 3, 4—характеристики располагаемой мощности

Необходимо отметить, что применение в пневмотурбоприводе клапана-регулятора приводит к увеличению габаритов и веса, а также к уменьшению надежности системы.

Как видно из рис. 7.9, при выборе площади сопел по минимально потребляемой мощности пневмотурбопривод оказался

сильно переразмеренным, что привело к ухудшению экономических характеристик системы, и расчет взлетного веса пневмотурбопривода, произведенный по методике, изложенной в гл. III, показал, что его весовые характеристики не оптимальны для данной системы.

В связи с тем, что температура топлива в рассматриваемой системе равна $100 \div 150^\circ \text{C}$, а максимально потребляемая мощность привода составляет 10 кВт , замена пневмотурбопривода электроприводом оказалась неоправданной (см. рис. 3.4), а использование гидротурбопривода из-за отсутствия высоконапорной рабочей жидкости оказалось невозможным.

В данном случае оказалась целесообразной параллельная установка двух насосов: электроприводного, подающего топливо в диапазоне мощностей $0 \div 2 \text{ кВт}$, и пневмотурбоприводного, работающего в диапазоне $1,5 \div 10 \text{ кВт}$. В такой схеме напор пневмотурбоприводного насоса при максимальных подачах укладывается в проч-

ностные ограничения по системе, а потребный напор при минимальных подачах, когда падает давление воздуха, отбираемого от компрессора ТРД, создается электроприводным насосом.

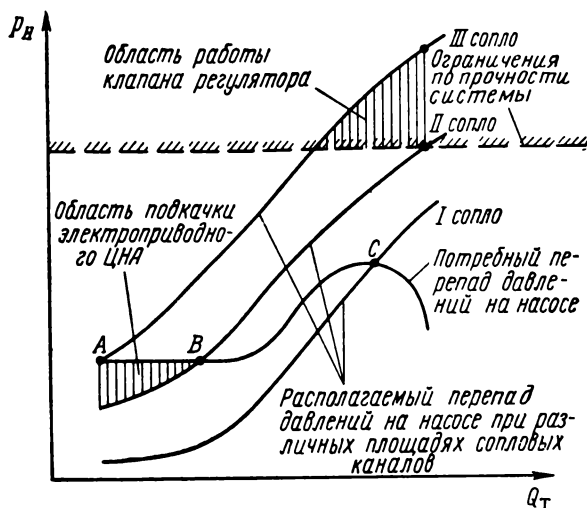


Рис. 7.9. Пример рационального выбора напорной характеристики пневмотурбопривода для насоса I ступени подкачки топлива

Экономичность такой системы очень высока, так как применение пневмотурбопривода для обеспечения максимальных мощностей дает большой выигрыш в установочном (сухом) весе I ступени подкачки. Кроме того, использование пневмотурбопривода на кратковременных режимах больших мощностей, а электропривода на длительных крейсерских режимах (см. рис. 3.7) позволяет получить большой выигрыш в весе топлива, которое необходимо затратить для получения мощности, потребляемой приводами.

Необходимо отметить, что параллельная установка насосов с электроприводом и пневмотурбоприводом существенно повышает надежность системы, так как в случае выхода из строя одного из насосов другой обеспечивает нормальную работу ТРД на режиме, достаточном для продолжения полета и посадки самолета.

КОНСТРУКЦИЯ ПНЕВМОТУРБОПРИВОДНЫХ ЦНА

В настоящее время в эксплуатации находится значительное количество различных насосов с приводом от воздушной турбины. Они различны по своему назначению и компоновке, но уже намечился ряд типовых схем, некоторые из которых разобраны ниже.

Схема работы и конструкция турбоприводного осевого насосного агрегата внутрибакового исполнения показана на рис. 7.10.

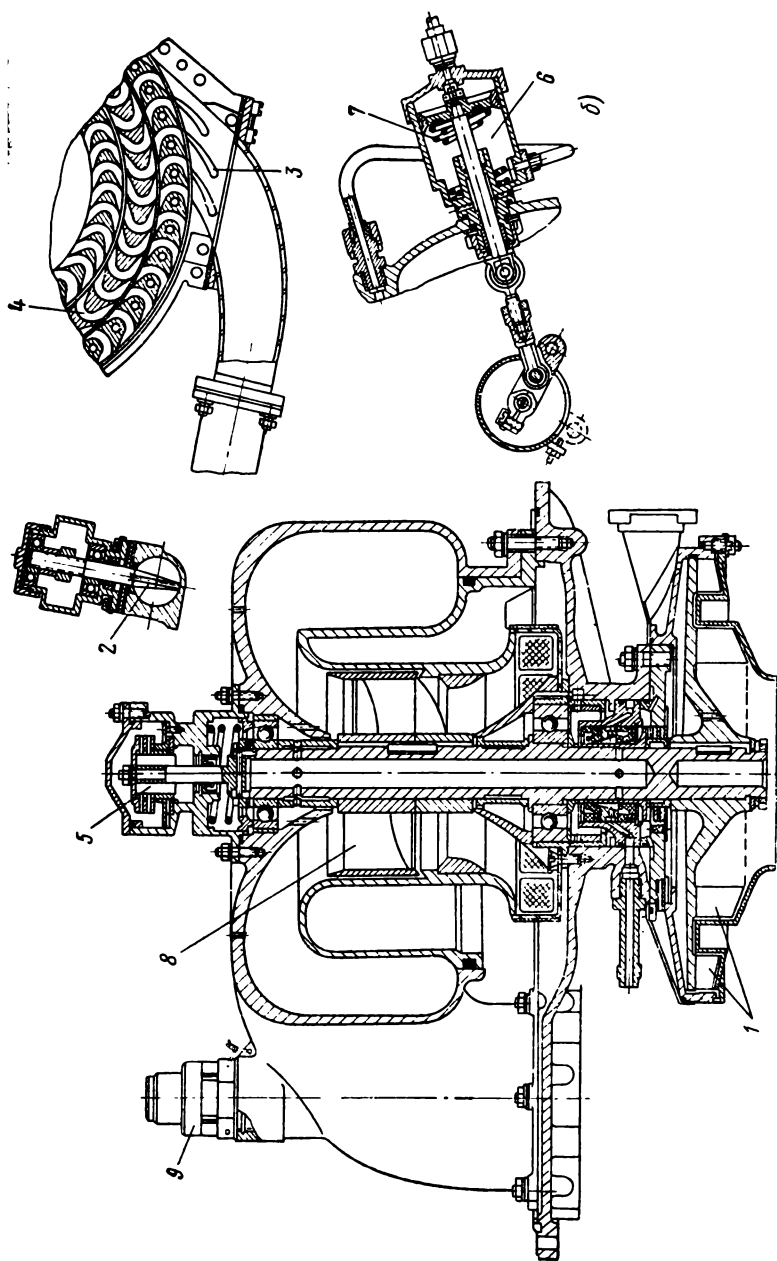


Рис. 7. 10. Пневмотурбоприводной насосный агрегат внутрибакового исполнения:

а—схема работы агрегата; б—конструкция агрегата.
 1—двухвенечное рабочее колесо турбины; 2—дроссельная заслонка подачи воздуха; 3—сопловой аппарат турбины; 4—направляющий аппарат второй ступени турбины; 5—центробежный датчик давления; 6—сервомеханизм управления заслонкой; 7—пружина сервомеханизма; 8—осевое колесо топливного насоса; 9—предохранительный клапан

Рабочим телом турбины является воздух, отбираемый от компрессора авиадвигателя. Турбина агрегата — активная, парциальная, двухступенчатая. Обе ступени турбины выполнены на одном диске. Первая ступень образуется сопловым аппаратом и одним рядом рабочих лопаток турбины.

Воздух проходит через дроссельную заслонку и поступает в сопловый аппарат. В открытом положении дроссельная заслонка удерживается пружинами сервомеханизма управления заслонкой. В сопловом аппарате потенциальная энергия сжатого воздуха преобразовывается в кинетическую. Из соплового аппарата воздух поступает на рабочие лопатки первой ступени турбины, где кинетическая энергия потока воздуха частично преобразовывается в механическую работу вращения турбины.

После первой ступени воздух попадает в неподвижный направляющий аппарат и, изменив в нем направление движения, поступает на лопатки второй ступени турбины. Вторая ступень турбины преобразовывает оставшуюся часть кинетической энергии воздуха в дополнительную механическую работу турбины. Из второй ступени турбины воздух выходит в атмосферу.

Мощность турбины передается рабочему осевому колесу насоса. Из осевого колеса топливо поступает в спиральный отвод и из него в напорную магистраль.

Для ограничения оборотов при разгоне турбины, в случае отлива топлива от рабочего колеса насоса, имеется специальное устройство, состоящее из датчика давления и сервомеханизма с дроссельной заслонкой.

Датчик давления выполнен в виде насоса импеллерного типа, смонтированного на одном валу с турбиной и основным рабочим колесом насоса. Вход в импеллер соединен с топливным аккумулятором топливной системы самолета. Выход из импеллера соединен с полостью над сервопоршнем сервомеханизма. Другая полость сервопоршня соединена с напорной магистралью основного осевого насоса.

При нормальной работе агрегата, когда осевое рабочее колесо залито топливом, число оборотов насоса, соответствующее различным режимам работы авиадвигателя, обеспечивается параметрами воздуха, поступающего от компрессора на турбину агрегата. При этом дроссельная заслонка открыта.

При оголении осевого рабочего колеса (режимы отрицательных, нулевых перегрузок и т. п.) давление на выходе из него падает. Одновременно падает нагрузка на турбину, число оборотов ее резко возрастает — турбина идет в разгон. В этот момент падает давление под сервопоршнем, а давление за импеллером возрастает и воздействует на сервопоршень, преодолевая сопротивление пружин. При перемещении сервопоршень прикрывает дроссельную заслонку, и доступ воздуха на турбину агрегата резко сокращается.

в результате чего обороты турбины снижаются до допустимых величин.

Так как во время оголения основного насоса импеллер подпитывается от топливного аккумулятора и его работа не зависит от работы основного насоса, то время работы агрегата в оголенном состоянии практически ограничивается временем подачи топлива от аккумулятора (см. гл. I).

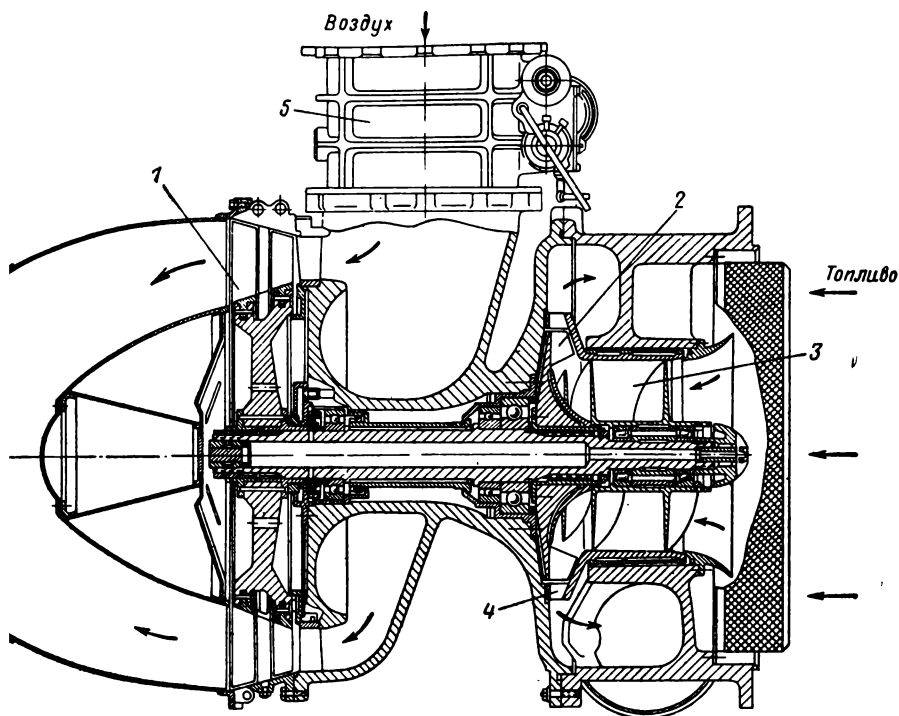


Рис. 7.11. Пневмотурбоприводной центробежный насосный агрегат внебакового исполнения:

1—двухступенчатая воздушная турбина; 2—центробежное рабочее колесо насоса; 3—пред-
включенное осевое колесо; 4—лопатки гидротурбины; 5—узел управления агрегатом

Для охлаждения части агрегата, примыкающей к турбине, используется скоростной напор встречного потока воздуха, который пропускается между диском турбины и корпусом, а затем отводится в атмосферу.

В напорной полости насоса установлен предохранительный редукционный клапан, предназначенный для стравливания топлива из насоса в бак в случае заброса давления в напорной магистрали сверх допустимого.

Конструкция турбоприводного центробежного насосного агрегата внебакового исполнения показана на рис. 7.11.

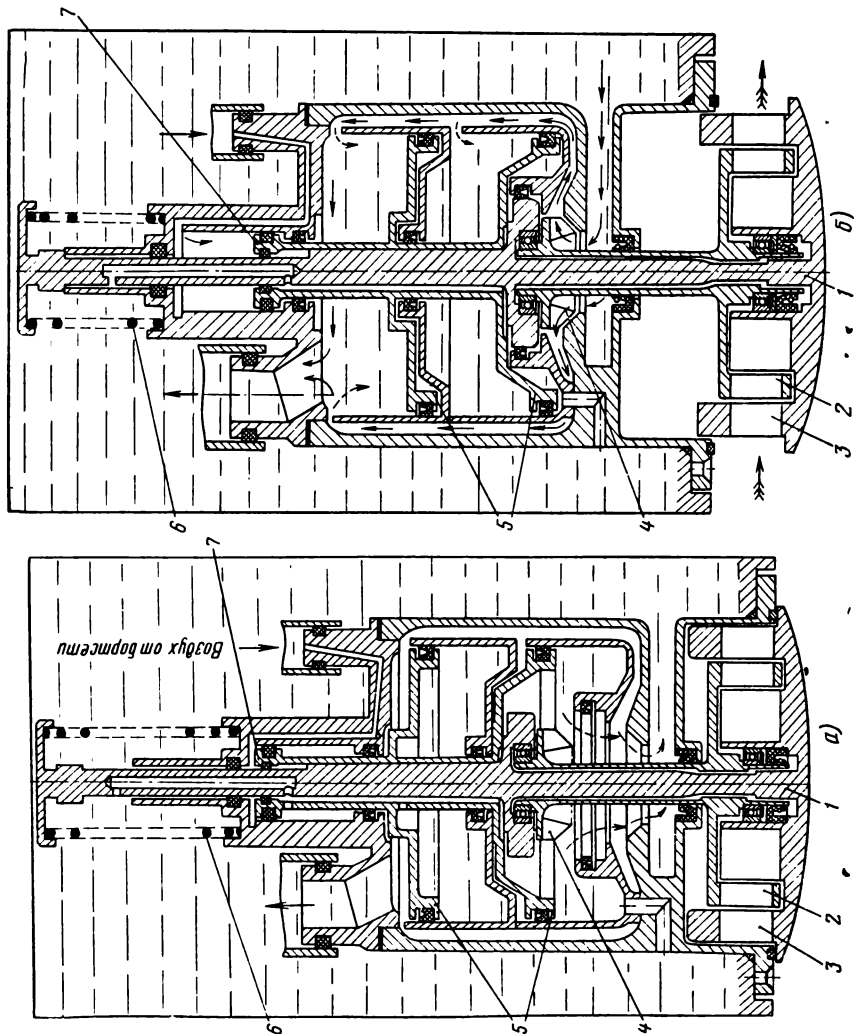


Рис. 7.12. Схема пневмоторбо-
приводного насосного агрегата
для крыла самолета кессон-
ного исполнения:

а—нерабочее положение; б—рабо-
чее положение
1—подвижный турбонасосный узел;
2—рабочее колесо турбины; 3—на-
правляющий аппарат турбины;
4—рабочее колесо насоса; 5—пор-
шневой гидравлический сервомеханиз-
м; 6—возвратная пружина; 7—пор-
шень пневматического сервомеха-
низма

Вал агрегата вращается в подшипниках качения, установленных в корпусе. На валу закреплена двухступенчатая воздушная турбина и центробежное рабочее колесо. Предвключенное осевое колесо установлено на валу и может вращаться с числом оборотов, отличным от числа оборотов вала агрегата. Предвключенное осевое колесо приводится во вращение от гидротурбины, лопасти которой выполнены на конической торцовой поверхности банджа осевого колеса. Питание гидротурбины производится рабочей жидкостью, выходящей из центробежного рабочего колеса. Все подшипники агрегата смазываются рабочей жидкостью, перекачиваемой насосом.

Подвод воздуха к турбине агрегата производится от компрессора авиадвигателя через узел управления. Узел управления поворотом дроссельной заслонки изменяет подачу воздуха на турбину, обеспечивая при этом получение заданных программой регулятора гидравлических параметров насоса.

Схема работы и конструкция аварийного турбоприводного центробежного насосного агрегата для крыла кессонного исполнения показаны на рис. 7. 12 и 7. 13. Агрегат устанавливается на нижней плоскости крыла самолета и предназначен для перекачки топлива из кессонных баков в расходные в случае отказа в работе основных электроприводных насосов.

Привод насоса осуществлен от воздушной турбины, работающей от набегающего на самолет потока. В рабочем положении (см. рис. 7. 12, б) турбина агрегата выбрасывается в поток воздуха, а в нерабочем положении (см. рис. 7. 12, а) турбина убирается за подлино с плоскостью крыла самолета.

Для включения агрегата сжатый воздух от бортсети самолета подается в пневматический сервомеханизм и, действуя на его поршень (см. рис. 7. 13), выдвигает турбинный узел в воздушный поток. Одновременно перемещаются вниз и поршни гидравлического сервомеханизма, вытесняя при этом топливо из его полостей в бак. При этом центробежное рабочее колесо передвигается, образуя насосную полость. Набегающий воздушный поток приводит во вращение выдвинутую турбину и рабочее колесо насоса, сидящие на общем валу.

Нагнетаемое насосом топливо подается по соответствующим каналам в напорную магистраль самолета и в полости гидравлического сервомеханизма. Давление топлива воздействует на поршни гидравлического сервомеханизма, создавая усилие, удерживающее турбинный узел в воздушном потоке. С появлением давления за насосом подача воздуха на пневматический сервомеханизм прекращается.

После выработки топлива из бака давление за насосом падает, поршни гидравлического сервомеханизма перестают удерживать турбинный узел в воздушном потоке и последний силой пружины возвращается в исходное нерабочее положение (см. рис. 7. 12, а).

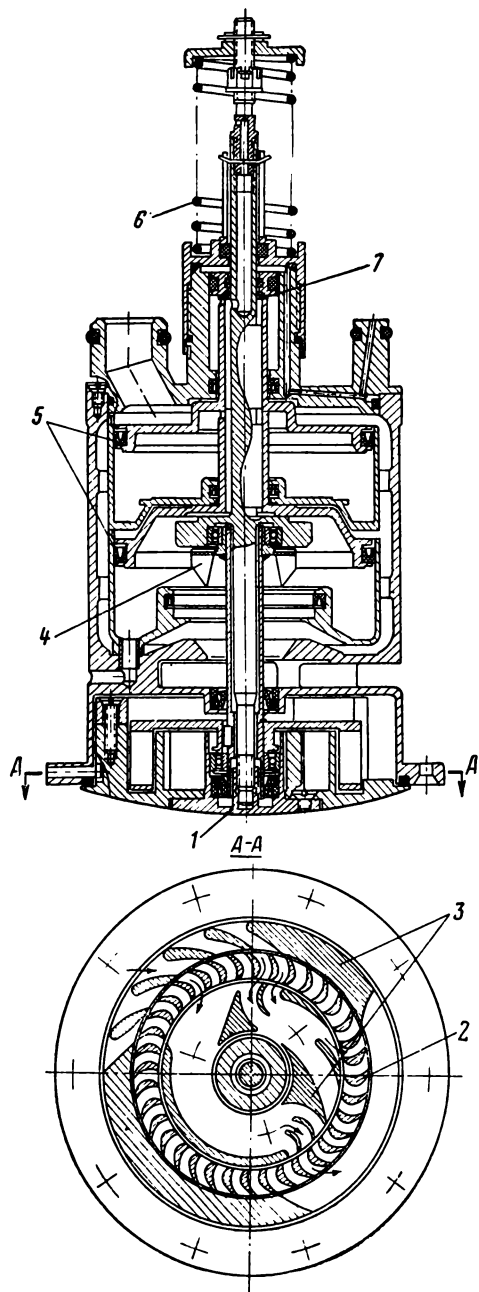


Рис. 7.13. Пневмотурбоприводной насосный агрегат для крыла самолета кессонного исполнения

1—подвижный турбонасосный узел;
2—рабочее колесо турбины; 3—направляющий аппарат турбины;
4—рабочее колесо насоса; 5—поршни гидравлического сервомеханизма; 6—возвратная пружина; 7—поршень пневматического сервомеханизма

НАСОСЫ С ПРИВОДОМ ОТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТУРБИН

В последнее время для привода авиационных насосных агрегатов начинают применяться гидравлические турбины. Преимущества гидравлических турбин — малый вес и габариты, возможность получения широкого диапазона оборотов, взрыво- и пожаробезопасность, простота конструкции и надежность в эксплуатации — делают их в ряде случаев предпочтительными по сравнению с другими видами приводов.

Гидравлические турбины авиационных насосов обычно работают на высоконапорной жидкости, подаваемой насосом с приводом от коробки приводов двигателя.

Гидравлические турбины в зависимости от компоновки турбонасосного агрегата выполняются радиальными или осевыми, а по принципу работы относятся к турбинам реактивного действия.

Лопастей рабочего колеса турбины работают в сплошном потоке жидкости, которая после рабочего колеса может отводиться непосредственно в напорную магистраль насоса (рис. 8.1), циркулировать по специальному контуру (рис. 8.2, а) или через топливный бак (рис. 8.2, б).

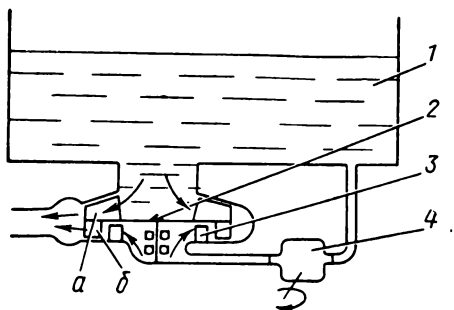


Рис. 8.1. Насос с приводом от гидравлической турбины и отводом жидкости от турбины в напорную магистраль насоса:

1—бак; 2—комбинированное рабочее колесо (а—лопатки насоса; б—лопатки турбины); 3—лопатки направляющего аппарата; 4—насос с приводом от двигателя

Подбор или проектирование турбин для привода насосов проводится в соответствии с законами подобия.

Коэффициент быстроходности позволяет при проектировании гидравлических турбин определять их характеристики по характеристикам ранее изготовленных подобных турбин или моделям турбин. Коэффициент быстроходности определяется по формуле

$$n_{с\tau} = \frac{n \sqrt{N_{\tau}}}{H_{\tau} \sqrt[4]{H_{\tau}}} \sqrt{\frac{\gamma}{1000}}, \quad (8.1)$$

где H_{τ} — перепад давления высоконапорной жидкости на турбине (в м вод. ст.);

N_{τ} — мощность, развиваемая турбиной.

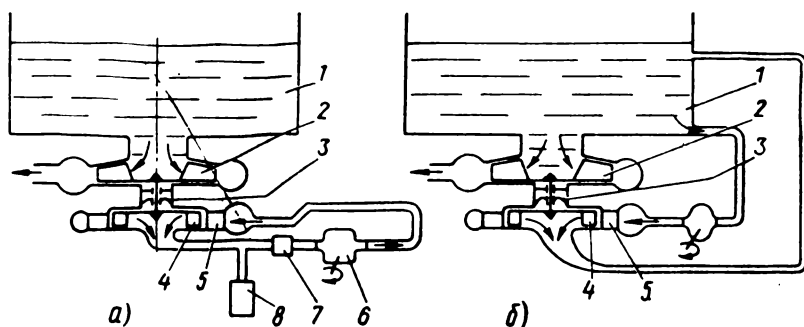


Рис. 8.2. *а*—насос с приводом от гидравлической турбины с изолированной системой подачи жидкости к турбине;

1—бак; 2—рабочее колесо насоса; 3—уплотнение; 4—рабочее колесо турбины; 5—направляющий аппарат турбины; 6—насос с приводом от двигателя; 7—теплообменник; 8—компенсационная емкость.

б—насос с приводом от гидравлической турбины с изолированной системой подачи жидкости к турбине, связанной с расходным баком (позиции см. рис. 8.2, *а*).

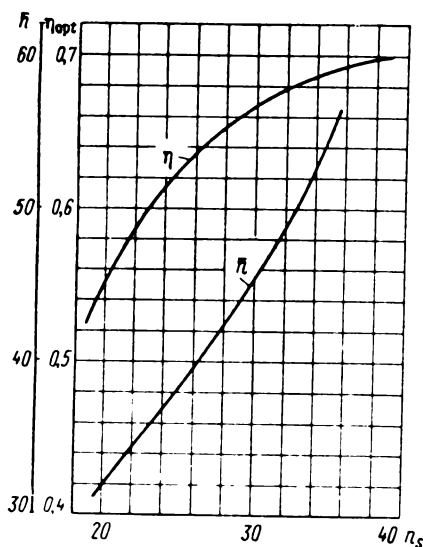


Рис. 8.3. График зависимости КПД и приведенных оборотов от коэффициента быстроходности

Потребная мощность для привода насоса

$$N_{\tau} = \frac{Q \cdot \gamma \cdot H}{75 \cdot \eta}, \quad (8.2)$$

где Q , H , η — параметры проектируемого насоса.

Применяемые в настоящее время маломощные гидротурбины для авиационных топливных насосов относятся к турбоприводам низкой быстроходности. В настоящее время по таким турбинам еще нет исчерпывающего материала, необходимого для определения оптимальных параметров турбин в широком диапазоне изменения режимов работы.

Проведенные расчетные работы показали, что с целью использования существующих типов гидротурбин низкой быстроходности в самолетных системах целесообразно применять перепад давлений жидкости на гидравлических турбинах насосов порядка 10—20 кгс/см².

Для дальнейшего уменьшения веса насосных агрегатов, а следовательно, и уменьшения веса самолетных гидравлических систем целесообразно создание гидротурбин малой мощности и низкой быстроходности, способных работать на более высоких перепадах давлений.

В связи с этим в настоящее время разрабатываются гидротурбины, работающие на перепаде давлений рабочей жидкости порядка 40—70 кгс/см². Это дает возможность значительно снизить расходы рабочей жидкости для привода турбин, что в свою очередь снижает диаметры трубопроводов и вес гидравлических систем.

Число оборотов турбины обычно берется равным числу оборотов насоса, рассчитанного исходя из условий бескавитационной работы в соответствии с рекомендациями гл. II.

На графике рис. 8.3 показана зависимость КПД одного из типов радиальной турбины от изменения ее коэффициента быстроходности. Этот график может быть использован для проведения прикидочных расчетов при определении расхода жидкости и диаметра рабочего колеса турбины, необходимых для получения заданной мощности.

Расход жидкости, необходимый для привода турбины:

$$Q_{\tau} = \frac{N_{\tau}}{H_{\tau} \cdot \gamma \cdot \eta_{\tau}}, \quad (8.3)$$

где η_{τ} — полный КПД турбины (берется из графика рис. 8.3 по подсчитанному значению $n_{s\tau}$).

Приближенное значение диаметра рабочего колеса турбины можно определить, пользуясь графиком рис. 8.3, где даны значения приведенных чисел оборотов $\bar{n} = n \cdot D_{\tau} / \sqrt{H}$ в зависимости от $n_{s\tau}$.

Диаметр рабочего колеса турбины

$$D_{\tau} = \frac{n \cdot \sqrt{H} \cdot 10^3}{n}. \quad (8.4)$$

При проведении точных расчетов гидротурбоприводов необходимо иметь экспериментальные данные по подобному типу турбин, в соответствии с которыми для получения оптимального КПД следует подбирать геометрические размеры и проводить профилировку проточной части.

КОНСТРУКЦИЯ ГИДРОТУРБОПРИВОДНЫХ ЦНА

Рассмотрим некоторые конструктивные схемы гидротурбоприводных агрегатов.

На рис. 8.4 показана конструктивная схема гидротурбоприводного осевого насосного агрегата внутривакового исполнения.

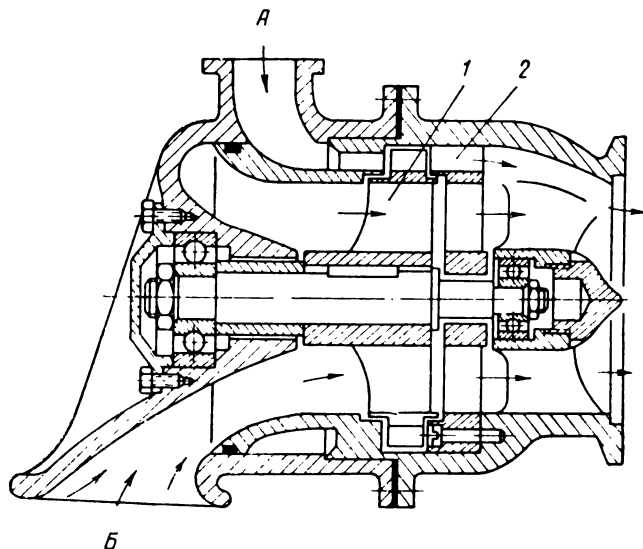


Рис. 8.4. Конструктивная схема гидротурбонасосного агрегата с осевым колесом с отводом топлива в напорную магистраль:

1—осевое колесо с лопастями гидротурбины на бандаже;
2—спрямляющий аппарат на выходе из гидротурбины; А—подвод жидкости для привода турбины; Б—подвод перекачиваемой жидкости

Насос предназначен для перекачки топлива из основных баков в расходные. Рабочим телом гидротурбины служит топливо, подаваемое, например, от двигательного подкачивающего насоса.

Агрегат состоит из двух основных узлов: гидротурбины и осевого насоса. Вал агрегата вращается в подшипниках качения, уста-

новленных на пилонах внутри разъемного корпуса. Смазка подшипников производится перекачиваемым топливом. Гидротурбина выполнена на бандаже осевого рабочего колеса насоса.

Топливо для питания гидротурбины через входной патрубок и кольцевую камеру поступает в сопловой аппарат. Гидротурбина приводится во вращение за счет преобразования кинетической энергии потока, вытекающего из соплового аппарата, в механическую энергию.

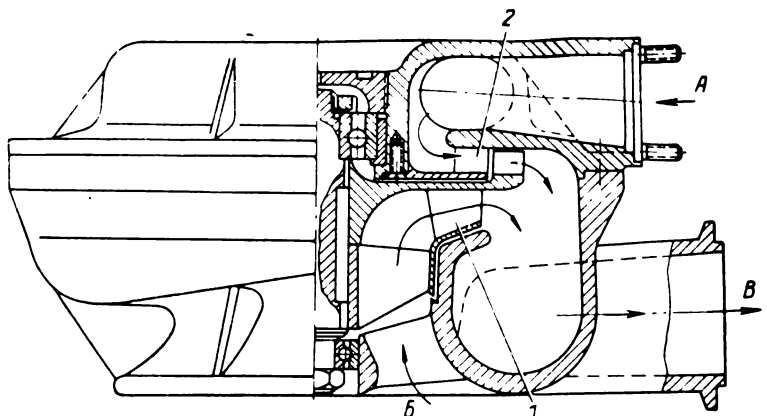


Рис. 8.5. Конструктивная схема центробежного гидротурбонасосного агрегата с отводом топлива в напорную магистраль:

1—комбинированная осецентробежная ступень с лопатками гидротурбины, расположенными на диске центробежного колеса; 2—направляющий аппарат турбины; А—подвод жидкости для привода турбины; Б—подвод перекачиваемой жидкости; В—отвод жидкости

Топливо из гидротурбины, пройдя между лопатками спрямляющего аппарата, попадает в сборную камеру, а оттуда в напорную магистраль насоса.

Использование топлива в качестве рабочего тела гидротурбины позволяет выполнять конструкции гидротурбоприводных насосных агрегатов без уплотнения вращающихся деталей, что дает возможность увеличивать ресурс работы таких агрегатов, который практически будет лимитироваться только ресурсом работы подшипников.

На рис. 8.5 показана конструктивная схема, в которой лопатки гидротурбины выполнены непосредственно на тыльной стороне ведущего диска центробежного рабочего колеса. Полости выхода из насоса и гидротурбины сообщены между собой.

На рис. 8.6 показана конструктивная схема, в которой полости выхода из насоса и гидротурбины разобщены между собой посредством уплотнения на валу. Такая конструктивная схема агрегата может потребоваться в тех случаях, когда на питание гидротурбин подается топливо, прошедшее расходомеры, и вторичное прохождение этого топлива через расходомеры не допускается.

Очевидно, что уплотнение вала в этом случае не определяет ресурс работы агрегата, так как возможные незначительные внутрен-

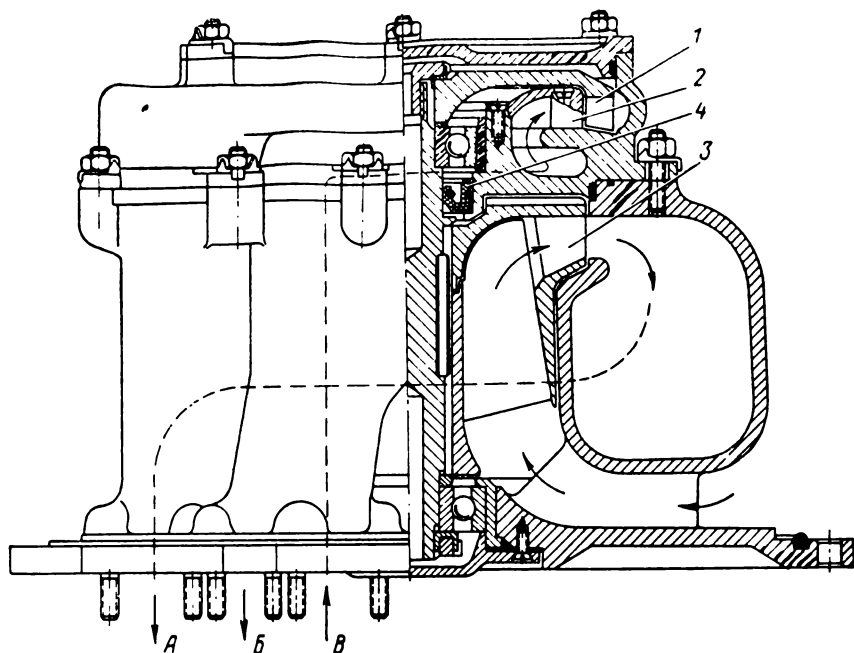


Рис. 8.6. Конструктивная схема гидротурбонасосного агрегата с разобщенными полостями гидротурбины и насоса:

1—гидротурбина; 2—направляющий аппарат гидротурбины; 3—центробежное колесо насоса; 4—уплотнительный узел; А—выход перекачиваемой жидкости из насоса; Б—выход жидкости из турбины; В—подвод жидкости к турбине

ние утечки не сказываются на работоспособности как агрегата, так и топливной системы в целом.

Глава IX

НАСОСЫ С МЕХАНИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ ОТ АВИАДВИГАТЕЛЯ

Двигательные центробежные насосы (ДЦН) предназначены для подкачки топлива в насосы-регуляторы или форсажные насосы авиадвигателя. Привод ДЦН осуществляется от вала двигателя через редуктор, расположенный в коробке приводов. Топливо из

баков к насосам двигателя подается преимущественно посредством двух ступеней подкачки (см. гл. I).

Принципиальная схема двухступенчатой подкачки показана на рис. 9.1, а. Из топливного бака насос первой ступени подкачки подает топливо на вход в ДЦН. Из ДЦН, пройдя ряд вспомогательных агрегатов (фильтры, топливо-масляный радиатор и др.),

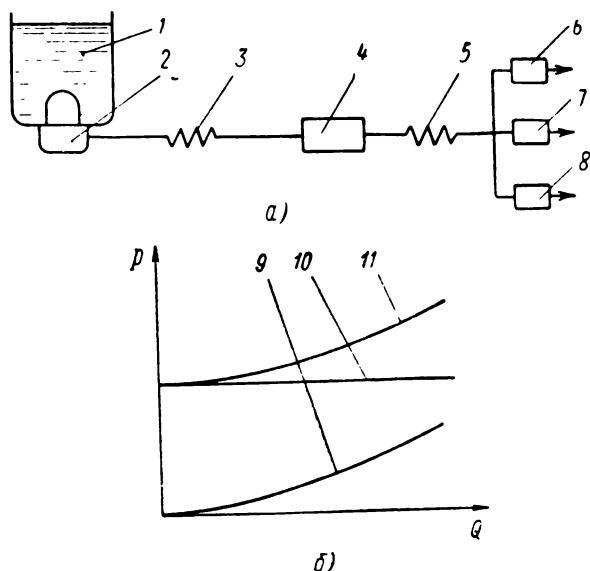


Рис. 9.1. Принципиальная схема двухступенчатой подкачки и ее типовые характеристики:

а—схема подкачки; б—типовые характеристики.

1—топливный бак; 2—насос первой ступени подкачки; 3—сопротивление магистралей; 4—ДЦН; 5—вспомогательные агрегаты; 6—основной насос-регулятор двигателя; 7—форсажный насос; 8—насос питания средств механизации компрессора и сопла; 9—характеристики сопротивления на участке между ДЦН и НР; 10—характеристика потребного давления на входе в НР; 11—потребная характеристика на выходе из ДЦН

топливо подается в насосы двигателя—основной насос-регулятор (НР), форсажный насос (ФН) и в насос, питающий средства механизации компрессора и сопла.

На входе в НР и в ФН для обеспечения их нормальной работы необходимо поддерживать в определенном диапазоне подач постоянное давление топлива. Поэтому на выходе из ДЦН с увеличением подачи оно должно увеличиваться.

На рис. 9.1, б представлены типовая характеристика сопротивления вспомогательных агрегатов топливной системы на участке между ДЦН и НР, а также требуемое давление на выходе из ДЦН и на входе в НР в зависимости от подачи топлива.

На рис. 9.2 показаны конструктивная схема двигателя центробежного насосного агрегата, состоящего из насоса и регулятора давления, обеспечивающего повышение давления топлива на выходе из ДЦН с увеличением подачи, и характеристики изменения давления в зависимости от подачи топлива на выходе из насосной части и на выходе из регулятора давления.

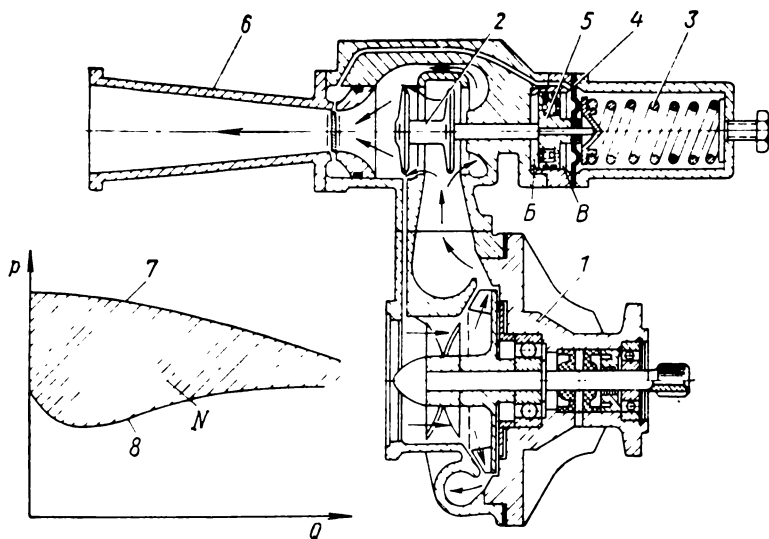


Рис. 9.2. Двигательный центробежный насос с регулятором давления и его характеристики:

1—центробежный насос; 2—клапан постоянного давления; 3—пружина; 4—мембрана; 5—демпфирующее устройство; 6—профилированное сопло; 7—характеристика на выходе из центробежного насоса; 8—характеристика на выходе из регулятора давления; N—потеря мощности на дросселирование; B и B'—полости демпфирующего устройства

Из насоса первой ступени подкачки топливо под давлением поступает на вход в ДЦН и, пройдя предвключенное осевое колесо (см. рис. 9.2), попадает на лопасти центробежного рабочего колеса. Из центробежного колеса топливо поступает в спиральный отвод и затем в регулятор давления.

Гидравлическая система регулирования, обеспечивающая программное изменение давления в зависимости от расхода, состоит из клапана постоянного давления и специально профилированного сопла, объединенных в единый конструктивный узел — регулятор давления. Клапан работает на принципе дросселирования потока жидкости за счет изменения проходных сечений, автоматически из-

меня гидравлическое сопротивление. Автоматическая работа клапана основана на равновесии усилия пружины и усилия от давления топлива на мембрану. Клапан, разгруженный от осевых усилий, связан с мембраной и имеет возможность перемещаться вдоль оси. От положения клапана зависит гидравлическое сопротивление, а следовательно, и величина перепада давлений на клапане. Величина давления, которую должен поддерживать клапан, задается усилием сжатия пружины.

При повышении давления жидкости в камере мембраны клапан будет перемещаться вправо, перепад давлений на клапане увеличится, и давление за клапаном уменьшится до величины, при которой усилие от давления жидкости на мембрану будет равно усилию пружины. При понижении давления усилием пружины клапан будет перемещаться влево, и давление за клапаном возрастет. Для изменения давления по заданному закону к чувствительному элементу клапана — мембране из горловины специально профилированного сопла подается статическое давление. Следовательно, клапан за счет дросселирования потока поддерживает постоянным в горловине сопла только статическое давление. Сопло спроектировано так, что в его диффузорной части динамический напор потока в горловине преобразуется в энергию давления. Тогда давление на выходе из сопла, т. е. давление на выходе из агрегата

$$p_{\text{вых}} = p_{\text{кл}} + p_{\text{дин}},$$

где $p_{\text{кл}}$ — постоянное статическое давление, поддерживаемое клапаном регулятора;

$p_{\text{дин}}$ — динамическое давление в горловине сопла,

$$p_{\text{дин}} = \gamma \frac{v_{\text{гор}}^2}{2g},$$

где $v_{\text{гор}}$ — скорость потока в горловине сопла.

Следовательно, за счет изменения площади сечения горловины сопла можно получить любой квадратичный закон изменения давления на выходе из агрегата в зависимости от подачи (рис. 9.3) и тем самым компенсировать гидравлические сопротивления вспомогательных агрегатов на участке за ДЦН.

В топливных системах летательных аппаратов есть много причин, вызывающих колебания давления топлива в магистралях. Эти колебания давления топлива передаются по соединительному каналу из горловины сопла на мембрану, вызывая дополнительные перемещения клапана регулятора, стремящегося поддерживать заданное давление. Частота колебаний давления в магистралях может совпадать с частотой собственных колебаний клапана регулятора, вследствие чего амплитуда колебаний давления начинает расти — наступает раскачка системы, приводящая к резким колебаниям давления с большой амплитудой и частотой. Это может при-

вести к нарушению нормального режима подачи топлива, разрушению клапанов, соединений, элементов крепления и приборов системы.

Для уменьшения чувствительности клапана регулятора к колебаниям давления в нем имеется специальная конструкция демпфирующего устройства, благодаря которому устраняются автоколебания клапана и тем самым колебания давления в топливной системе. Демпфирующее устройство представляет собой поршень, жестко закрепленный на хвостовике клапана. Зазор между поршнем и корпусом демпфера уплотняется разрезными кольцами. При

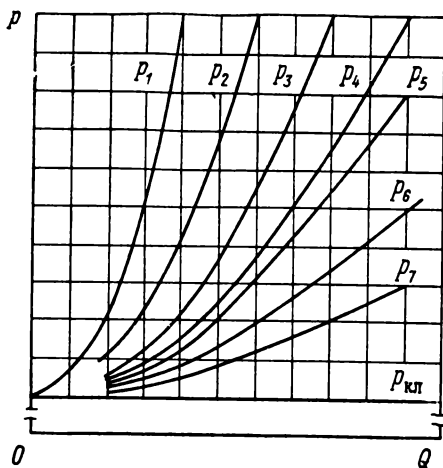


Рис. 9.3. Характеристика изменения давления на выходе из регулятора:

$p_{кл}$ — давление, поддерживаемое клапаном постоянного давления; $p_1, p_2, p_3, p_4, p_5, p_6, p_7$ — давления на выходе из сопла. При этом соответственно диаметры горловины сопла — $d_1 < d_2 < d_3 < d_4 < d_5 < d_6 < d_7$

работе регулятора на повышение давления топливо, находящееся в полости *Б* под поршнем, препятствует движению клапана регулятора. Это топливо вытесняется поршнем через малые технологические зазоры между поршнем и корпусом демпфера, разрезными кольцами и поршнем, между стыками уплотнительных колец и между штоком клапана и направляющей. Движение клапана регулятора при этом естественно замедляется, мгновенное перемещение его затруднено, и регулятор будет реагировать лишь на длительные изменения давления. Аналогичная картина будет иметь место при работе регулятора на снижение давления с той разницей, что топливо в этом случае будет перетекать из полости *В* в полость *Б*.

Так как гидравлическое демпфирование приводит к замедлению скорости переключения клапана, при резких изменениях режимов работы двигателя в системе могут возникнуть одиночные значительные забросы и провалы давления. Для уменьшения забросов и провалов давления топлива в поршне демпфирующего устройства выполнены шариковые клапаны, которые при установившемся режиме работы двигателя закрыты. Открытие шариковых клапанов происходит при определенном перепаде давления в полостях *Б* и *В*.

При падении подачи топлива клапан регулятора начнет работать на закрытие. В полости *Б* давление будет падать по мере перемещения клапана регулятора, так как топливо, перетекающее через зазоры, не будет успевать заполнять эту полость. По достижении определенного перепада давлений между полостями *Б* и *В* сила

давления топлива преодолевает усилие пружины шарикового клапана демпфирующего устройства и он откроет дополнительное сечение для перетекания топлива из полости *В* в полость *Б*. Давление в обеих полостях выравняется, и клапан регулятора сможет быстро переместиться на закрытие, так как демпфирующее устройство отключается. При увеличении подачи топлива регулятор должен быстро сработать на увеличение давления, открыв клапан. Быстрому открытию клапана регулятора будет препятствовать давление топлива в полости *Б*, так как топливо не будет успевать вытесняться через зазоры из этой полости, а давление в полости *В* будет падать. При достижении определенного перепада давлений между полостями *Б* и *В* откроется шариковый клапан демпфирующего устройства. Давление в полости *Б* упадет, и клапан регулятора сможет быстро переместиться. Для уменьшения заброса давления имеется также канал, соединяющий внутреннюю полость регулятора с входом в насос.

Как видно из изложенного, насос с таким регулятором обеспечивает регулирование системы дросселированием. Способ регулирования дросселированием обладает рядом существенных недостатков:

1. Дополнительная потеря мощности, снижающая КПД агрегата (см. рис. 9.2).

2. Непроизводительные затраты мощности на крайне нежелательный, а порой и недопустимый дополнительный подогрев топлива, поступающего в двигатель.

3. Наличие клапанного регулятора специальной конструкции с рядом дополнительных устройств (демпфер, шариковые клапаны против заброса и провала давления, сопло и т. п.), которые утяжеляя и удорожая конструкцию агрегата, вносят дополнительные элементы ненадежности.

4. Необходимость получения повышенных давлений на выходе из насосной части агрегата требует увеличения габаритов и веса или более высоких оборотов приводного вала насоса, что в свою очередь снижает работоспособность подшипников и уплотнений, а также снижает кавитационный запас насоса.

Применение в ДЦН лопастей рабочего колеса с выходным углом больше 90° (т. е. лопасти загнуты вперед по вращению рабочего колеса) дает возможность создать конструкцию двигательного центробежного насоса, обеспечивающего увеличение давления на выходе из насоса с увеличением подачи. Конструктивная схема такого ДЦН показана на рис. 9.4.

Ниже для сравнения приведены некоторые практические данные двигательных центробежных насосов: ДЦН-А — с регулятором давления и ДЦН-Б без регулятора давления с центробежным рабочим колесом, лопасти которого установлены с выходным углом больше 90° . Параметры насосов ДЦН-А и ДЦН-Б одинаковы.

Максимальная потребляемая мощность в <i>квт</i>	28,0	14,5
Вес в <i>кг</i>	9,5	4,3
Номинальные обороты приводного вала насоса в <i>об/мин</i>	8500	5030

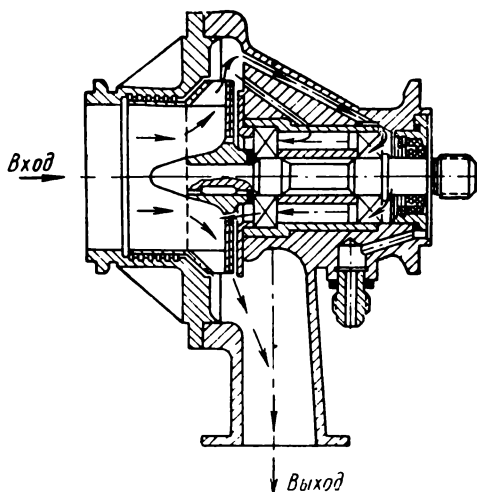


Рис. 9.4. ДЦН с рабочим колесом, лопасти которого загнуты вперед по вращению

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ДЦН

Рабочие колеса в ДЦН закрепляются на консоле вала, вращающегося в подшипниках качения, установленных в корпусе насоса (см. рис. 9.2 и 9.4).

Передний подшипник со стороны рабочего колеса радиально-упорный. Внутреннее кольцо его закреплено на валу насоса, а наружное — в корпусе.

Задний подшипник воспринимает только радиальные силы. Внутреннее кольцо его закрепляется на валу, а наружное имеет возможность осевого перемещения, например, при изменении в процессе работы осевых размеров конструкции вследствие влияния повышенных температур топлива и окружающей среды. Кроме того, с целью уменьшения влияния температур на работоспособность насоса в ряде конструкций насосов (см. рис. 9.4) подшипники устанавливаются в стальную втулку, запрессованную в корпус.

Вал насоса изготавливается из стали 16ХГТА, а корпус и крышка — литьем из алюминиевых сплавов. На приводном конце вала выполнено нормализованное шлицевое соединение, посредством

которого вал соединяется при установке насоса на коробку приводов двигателя с валом ее редуктора.

Крепление ДЦН на коробке приводов осуществляется нормализованным хомутовым соединением, для чего на корпусе насоса выполняется специальный конусный фланец, а ответная часть выполняется на корпусе коробки приводов. Уплотнение стыка между насосом и коробкой приводов осуществляется резиновым уплотнительным кольцом круглого сечения.

Попадание топлива в масляную систему двигателя недопустимо, так как масло разжижается и его смазывающая способность, на которую рассчитан редуктор коробки приводов, ухудшается. При проникновении масла в топливную систему увеличивается нагарообразование, возникает опасность засорения каналов форсунок и отказа двигателя. Для предотвращения попадания топлива в масло и наоборот на валу насоса установлены два манжетных резиновых уплотнения (см. рис. 9.2), между которыми образована дренажная полость для отвода жидкости при утечке через них.

Передний подшипник насоса рассчитан на смазку и охлаждение топливом, часть которого через специальные каналы постоянно проходит через полость расположения подшипника и манжеты уплотнения топливных полостей.

Задний подшипник и манжета уплотнения масляной полости смазываются барботажем масла из коробки приводов. Температура этого масла всегда выше, чем температура топлива. Следует отметить, что поступающая к заднему подшипнику незначительная часть распыленного масла недостаточна для нормальной смазки не только подшипника, но и манжеты. Это объясняется тем, что сепаратор заднего подшипника работает частично как центробежное уплотнение, а малые зазоры между ним и кольцами подшипника еще больше затрудняют подвод масла для смазки манжеты. В результате этого увеличивается трение и повышается температура в месте контакта рабочей кромки манжеты с валом, что часто, вследствие подгорания рабочей кромки, приводит к нарушению герметичности. Повышение температуры на валу в месте контакта манжеты, уплотняющей масляную полость, отрицательно сказывается на работоспособности рядом расположенной манжеты, уплотняющей топливные полости, что в свою очередь также способствует нарушению ее герметичности. Поэтому ресурс и надежность работы двигательных насосов при отсутствии регуляторов давления в основном определяются работоспособностью подшипников и манжет.

Опыт эксплуатации ДЦН показал, что наиболее нагруженный передний подшипник хорошо работает при смазке и охлаждении его частью перекачиваемого топлива. В связи с этим наиболее рациональным является смазка и охлаждение обоих подшипников перекачиваемым топливом. В этом случае устанавливается одна манжета, уплотняющая топливные полости (см. рис. 9.4). Подвод смазки с коробки приводов в этом случае не требуется. Повышен-

ные температуры масла практически не сказываются на работе манжеты и подшипников. Хвостовик приводного вала редуктора коробки приводов уплотняется от просачивания масла надежным унифицированным уплотняющим устройством, которое нецелесообразно устанавливать на насосе по целому ряду конструктивных, весовых и габаритных соображений компоновки агрегатов на двигателе.

Топливо (см. рис. 9.4) в количествах, необходимых для надежной смазки и охлаждения подшипников и манжеты, подается через специальные каналы в корпусе насоса из полости повышенного давления в полость пониженного давления. Манжета монтируется в специальной крышке с опорным конусом. Площадь по зазору между внутренним диаметром крышки и наружным диаметром вала выполняется значительно меньшей, чем площадь дренажного отверстия. Благодаря этому, даже в случае значительного нарушения герметичности манжеты, обеспечивается надежный отвод утечки топлива в дренаж. В случае утечки масла через уплотнение в коробке приводов, оно также может отводиться через дренаж насоса.

Рабочие колеса насосов выполняются как открытыми (см. рис. 9.2), так и закрытыми (см. рис. 9.4). В обоих случаях рабочие колеса изготавливаются механической обработкой или методами прецизионного литья с последующей частичной механической обработкой посадочных поверхностей. Обработка лопастей рабочего колеса производится фрезерованием или методом электроэрозии. Ведомый диск закрытого рабочего колеса выполняется за одно целое с ним при изготовлении колеса литьем. Ведомый диск может быть также припаян к лопастям рабочего колеса, изготовленного предварительно открытым. В этом случае они изготавливаются раздельно, затем собираются в специальном технологическом приспособлении, обеспечивающем постоянное поджатие их друг к другу, а между торцами лопастей и конусной поверхностью ведомого диска прокладывается присадочный материал. В таком виде они помещаются в печь, в которой поддерживается температурный режим, необходимый для пайки. После пайки уже закрытое рабочее колесо обрабатывается окончательно до требуемых размеров посадочных поверхностей, обрабатываемых предварительно перед пайкой. Спиральные отводы выполняются как в корпусах насосов, так и в крышках, что в основном определяется компоновкой насоса на двигателе.

Технологически оптимальной является конструкция спирального отвода, позволяющая производить зачистку литых внутренних поверхностей, что уменьшает потери на трение жидкости.

Регуляторы давления выполняются отдельно и крепятся на выходе из спирального отвода непосредственно на насосе (см. рис. 9.2). Корпус регулятора и сопло изготавливаются литьем из алюминиевого сплава с последующей механической обработкой

посадочных поверхностей и каналов. Проточная полость сопла обрабатывается полностью. Для разгрузки от осевых сил клапан изготавливается двухтарельчатым. Диаметры тарелок отличаются практически на незначительную величину, обеспечивающую сборку. Материал клапана сталь 16ХГТА. Пружины клапана регулятора и шариковых клапанов изготавливаются из стальной проволоки 50ХФА. Мембрана выполняется с гофром из двух слоев по 0,7 мм мембранного полотна ТД, пропитанного резиновой смесью 3944.

Следует особо отметить, что мембрана относится к конструктивным элементам, определяющим ресурс и надежность всего агрегата, так как выход ее из строя, например, потеря герметичности, приводит к потере его работоспособности.

Глава X

СПЕЦИАЛЬНЫЕ НАСОСНЫЕ АГРЕГАТЫ

В настоящей главе рассматриваются насосные агрегаты, получившие пока сравнительно ограниченное применение на современных летательных аппаратах, но представляющие большой практический интерес для перспективных конструкций.

НАСОСЫ С СЕПАРАЦИОННЫМИ И САМОВСАСЫВАЮЩИМИ УСТРОЙСТВАМИ

Авиационные реактивные топлива содержат до 18% растворенного воздуха от объема топлива. На режиме набора самолетом высоты при определенной скороподъемности летательных аппаратов происходит бурное выделение воздуха и газов из топлива. Для повышения антикавитационных качеств насосов, а также для предотвращения или уменьшения попадания воздуха в напорные магистрали необходимо обеспечить в процессе работы насоса непрерывное разделение потока топлива на жидкостную и газовую фракции и предотвратить попадание газовых фракций в рабочее колесо, т. е. обеспечить сепарацию.

В ряде случаев работы баковых авиационных центробежных насосных агрегатов необходимо также обеспечить восстановление их работоспособности после отливов топлива от подвода вследствие эволюций самолета, когда рабочее колесо после прилива топлива находится на некотором расстоянии от поверхности рабочей жидкости, т. е. обеспечить самовсасывание. Для этого необходимо создать на входе в насос разрежение, обеспечивающее подъем топлива до рабочего колеса. Это может быть достигнуто путем отсоса

воздуха, находящегося в замкнутом объеме подвода между поверхностью топлива и рабочим колесом.

Схема работы кессонного насосного агрегата, обеспечивающего как сепарацию, так и самовсасывание, показана на рис. 10.1. При нормальной работе насосного агрегата вследствие закрутки потока топлива предвключенным осевым колесом и интенсивного импульсного обмена между частицами жидкости, находящимися в колесе, и частицами жидкости, находящимися в подводе, создается пере-

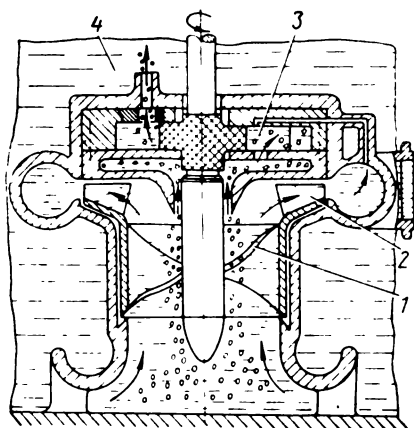


Рис. 10.1. Схема работы кессонного насосного агрегата с сепарационным и самовсасывающим устройством:

1—предвключенное осевое колесо; 2—центробежное рабочее колесо; 3—жидкостно-кольцевой насос; 4—бак

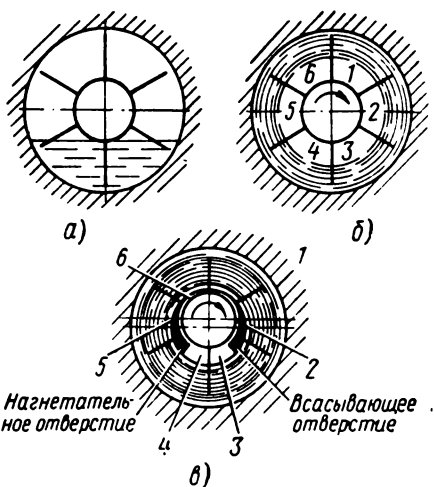


Рис. 10.2. Принцип работы жидкостно-кольцевого насоса:

а и б—концентричное расположение рабочего колеса в корпусе; в—эксцентричное расположение рабочего колеса в корпусе; 1, 2, 3, 4, 5, 6—камеры

пад давлений по радиусу подвода и осевого колеса. Ближе к центру создается пониженное давление, а на периферии — повышенное. Легкие фракции топлива, воздух и газы устремляются в зону пониженного давления, т. е. к центру, откуда они удаляются из потока рабочей жидкости, поступающей в центробежное рабочее колесо, жидкостно-кольцевым насосом, установленным за рабочим колесом.

Принцип работы жидкостно-кольцевого насоса наглядно показан на рис. 10.2. Если рабочее колесо, выполненное в виде ступицы с радиальными лопастями, разместить концентрично внутри цилиндрического корпуса, заполненного частично жидкостью (рис. 10.2, а), то при вращении рабочего колеса образуется жидкостное кольцо, расположенное тоже концентрично к оси вращения (рис. 10.2, б). При этом между лопастями получаются шесть (по числу лопастей) одинаковых по размерам камер. Если цилиндриче-

ский корпус расположить эксцентрично по отношению к оси вращения рабочего колеса так, чтобы ступица его касалась внутренней поверхности вращения жидкостного кольца, то между ступицей и внутренней поверхностью жидкостного кольца образуется серповидное пространство с камерами, имеющими различную степень заполнения жидкостью (рис. 10.2, в). Объем камер от 1-й к 3-й во время первой половины оборота колеса увеличивается, создавая всасывающее действие в правом серповидном отверстии, в то время как во второй половине оборота объем камер от 4-й к 6-й будет уменьшаться, создавая нагнетающее действие в левом серповидном отверстии.

Для обеспечения оптимального КПД жидкостно-кольцевого насоса необходимо обеспечить хорошее уплотнение торцовых поверхностей рабочего колеса по отношению к боковым плоским стенкам цилиндрического корпуса, в которых выполняются всасывающее и нагнетающее отверстия. При недостаточно хорошем уплотнении возникают большие потери из-за утечек. Уплотнение между концами лопастей и цилиндрической поверхностью корпуса обеспечивается жидкостным кольцом. Таким образом, жидкость здесь действует наподобие поршня. Через кольцевой канал вокруг ступицы рабочего колеса (см. рис. 10.1) отсепарированные легкие фракции топлива, воздух и газы подаются во всасывающую полость жидкостно-кольцевого насоса, откуда они поступают в напорную полость, а затем в бак, где они поднимаются на поверхность топлива.

В процессе полета из-за эволюций самолета имеют место отливы топлива от работающего насосного агрегата. Перед отливом уровень топлива может быть ниже центробежного и осевого колеса, в результате чего после прилива топлива к насосному агрегату они не будут залиты. При этом обычный насосный агрегат не может восстановить свою работоспособность, и в баках останется значительный объем невыработанного топлива. Однако наличие жидкостно-кольцевого насоса в агрегате обеспечивает восстановление его работоспособности и полную выработку топлива. Жидкостно-кольцевой насос интенсивно отсасывает воздух в бак из замкнутого объема подвода между поверхностью топлива и центробежным рабочим колесом. В результате этого в подводе создается разрежение и топливо поднимается до центробежного рабочего колеса, восстанавливая его работоспособность.

На рис. 10.3 показана схема работы двигательного центробежного насоса второй ступени подкачки, в котором установлен жидкостно-кольцевой насос. Отсепарированное топливо центробежным рабочим колесом насоса подается к топливо-регулирующей аппаратуре двигателя, а топливо-воздушная смесь из центра потока, миная рабочее колесо, через полый заборник и канал в валу отсасывается жидкостно-кольцевым насосом и поступает в отстойный разделительный бачок или в топливный бак. Жидкостно-кольцевой насос в ДЦН также значительно повышает самовсасывающие свой-

ства топливной системы, что особенно необходимо при отказе бакового насоса первой ступени подкачки для безаварийной работы силовой установки летательного аппарата.

На рис. 10.4 показана схема работы сепарационного устройства, выполненного в виде насадка, расположенного в полводе центробежного насоса перед передними кромками лопастей пред-

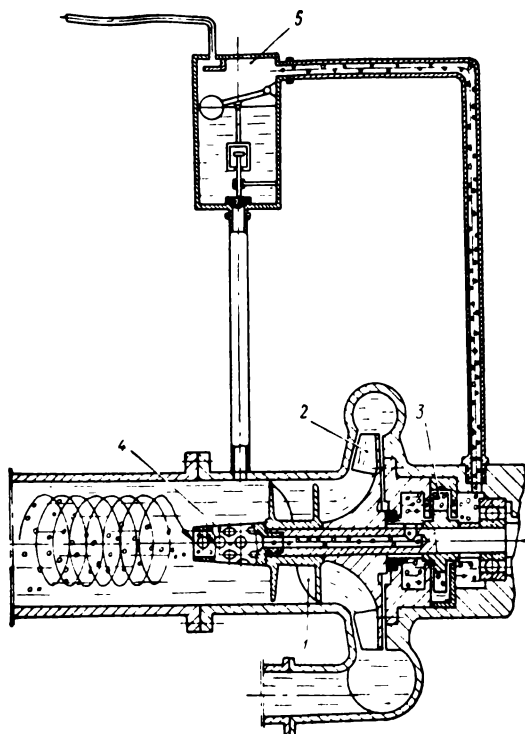


Рис. 10.3. Схема работы ДЦН с жидкостно-кольцевым насосом:

1—осевое предвключенное колесо; 2—центробежное рабочее колесо; 3—рабочее колесо жидкостно-кольцевого насоса; 4—полый заборник; 5—разделительный бачок

включенного осевого колеса, с дополнительным лопастным колесом для удаления части топлива с повышенным содержанием воздуха и газов. Дополнительное лопастное колесо в насадке выполнено с винтовой поверхностью лопастей, противоположной по вращению центробежному рабочему колесу и предвключенному осевому колесу, благодаря чему обеспечивается интенсивный отсос части топлива с повышенным содержанием воздуха и газов из центра потока. Такой же отсос может быть осуществлен посредством дополнительного лопастного колеса, установленного за ведущим диском центробежного рабочего колеса или выполненного в ведущем диске. В пер-

вом случае в ведущем диске выполняются отверстия для прохода топлива с повышенным содержанием воздуха и газов из центральной части потока в дополнительное лопастное колесо.

Топливо с повышенным содержанием воздуха и газов может отсасываться струйным насосом, выполненным непосредственно в проточной части насоса. В этом случае пассивной рабочей жидкостью, поступающей на вход в струйный насос, служит часть топлива с повышенным содержанием воздуха и газов, а активной рабочей жидкостью, поступающей в сопло, часть топлива из напорной полости этого центробежного насоса.

Для дополнительного повышения антикавитационных качеств центробежного насоса путем более интенсивной закрутки потока на входе, а следовательно, и более эффективной сепарации, может быть использована часть топлива, перепускаемая из напорной полости насоса. Для этого в подводе выполняется кольцевая полость, сообщающаяся с напорной полостью насоса (см. рис. 10.4). На выходе из кольцевой полости во входной патрубок насоса выполняются лопатки или сопла, направляющие часть топлива, перепускаемую из напорной полости, под некоторым углом к оси насоса в сторону вращения центробежного рабочего колеса. Благодаря этому происходит дополнительная закрутка потока топлива на входе.

Во всех описанных случаях в центробежное рабочее колесо поступает отсепарированное топливо, а топливо с повышенным содержанием воздуха и газов возвращается в бак, минуя рабочее колесо.

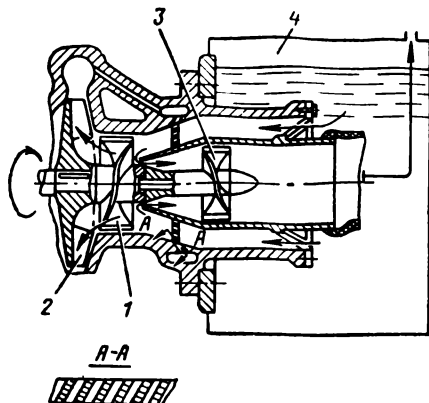


Рис. 10.4. Сепарационное устройство с дополнительным осевым колесом:

1—предвключенное осевое колесо; 2—центробежное рабочее колесо; 3—дополнительное осевое колесо; 4—бак

НАСОСЫ С РАЗЛИЧНЫМИ ЧИСЛАМИ ОБОРОТОВ ПРЕДВКЛЮЧЕННОГО ОСЕВОГО И РАБОЧЕГО КОЛЕС

Необходимость снижения веса и габаритов авиационных насосных агрегатов требует увеличения числа оборотов рабочих колес. Однако, как известно, повышению оборотов рабочего колеса препятствует опасность возникновения кавитации. Высокие антикавитационные качества высокооборотных центробежных насосов могут быть получены в конструктивных схемах с предвключенным колесом, имеющим более низкие обороты, чем основное центробежное

рабочее колесо. Это приводит к уменьшению относительной скорости набегания потока на входные кромки лопастей центробежного рабочего колеса, значительно снижая потребный кавитационный запас этой ступени.

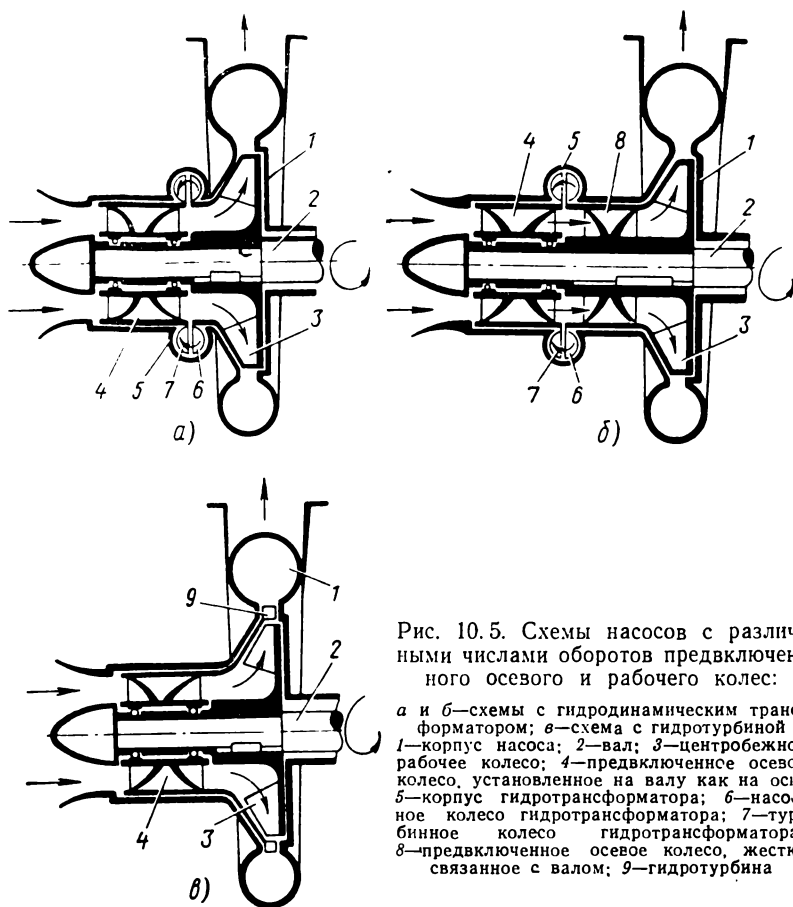


Рис. 10.5. Схемы насосов с различными числами оборотов предвключенного осевого и рабочего колес:

а и б—схемы с гидродинамическим трансформатором; в—схема с гидротурбиной
1—корпус насоса; 2—вал; 3—центробежное рабочее колесо; 4—предвключенное осевое колесо, установленное на валу как на оси; 5—корпус гидротрансформатора; 6—насосное колесо гидротрансформатора; 7—турбинное колесо гидротрансформатора; 8—предвключенное осевое колесо, жестко связанное с валом; 9—гидротурбина

Схема насоса, в котором уменьшение числа оборотов предвключенного осевого колеса относительно основного центробежного обеспечивается посредством гидродинамического трансформатора, показана на рис. 10.5, а. Насос состоит из корпуса, приводного вала, основного центробежного рабочего колеса, жестко установленного на валу, и предвключенного осевого колеса, установленного на валу, как на оси. На ведомом диске центробежного рабочего колеса выполнено насосное колесо гидродинамического трансформатора, а на бандаже осевого колеса — турбинное колесо. Питание гидродинамического трансформатора осуществляется перекачиваемой рабочей жидкостью.

На рис. 10. 5, б показана схема насоса, в котором последовательно установлены два предвключенных осевых колеса, а за ними — основное центробежное рабочее колесо. Первое предвключенное осевое колесо установлено на валу, как на оси, а второе — жестко связано с валом, на котором установлено центробежное рабочее колесо. В этом случае насосное колесо гидродинамического трансформатора выполнено на бандаже второго предвключенного осевого колеса, а турбинное колесо — на бандаже первого осевого колеса.

На рис. 10. 5, в показана схема насоса, в котором приводом предвключенного осевого колеса, установленного на валу насоса как на оси, служит гидротурбина, работающая от основного потока рабочей жидкости, выходящей из центробежного рабочего колеса. В этом случае лопасти гидротурбины выполняются на конической части бандажа предвключенного осевого колеса.

ДВУХКОНТУРНЫЕ НАСОСНЫЕ АГРЕГАТЫ

В ряде топливных систем современных и перспективных летательных аппаратов необходимо обеспечить подачу топлива к тем или другим агрегатам с различными гидравлическими параметрами. Так, например, в системах подачи топлива к силовым установкам летательных аппаратов баковыми насосами с приводом от гидротурбин, рабочим телом для которых служит топливо, необходимо обеспечить подачу топлива с одними параметрами для питания гидротурбин баковых насосов и подачу топлива с другими параметрами в основные и форсажные насосы двигателя. В ряде случаев системы запуска силовых установок летательных аппаратов также требуют наличия двух магистралей с различными гидравлическими параметрами по подаче и давлению топлива. Это обуславливается необходимостью снабжения пусковым топливом различных контуров двигателя — основного и форсажного. Очевидно, что для уменьшения веса и габаритов таких топливных систем источники питания их, несмотря на различие выдаваемых гидравлических параметров, целесообразно выполнять в единых насосных агрегатах с общим приводом.

На рис. 10. 6, а показана конструктивная схема двухконтурного насосного агрегата, привод которого может быть осуществлен от коробки приводов двигателя или от любого другого источника, например, от электродвигателя или различного рода турбин. Такой насос состоит из корпуса с выполненным в нем спиральным отводом А, в котором установлены подшипники. На валу, вращающемся в подшипниках, установлено двухконтурное рабочее колесо с двумя рядами лопастей. Один ряд лопастей Г выполнен на ведущем диске, а другой В — на ведомом. Каждый ряд лопастей представляет собой самостоятельное центробежное колесо с автономным входом и выходом. Каждый ряд лопастей может быть выполнен с различной высотой лопастей и различными углами их установки, а также

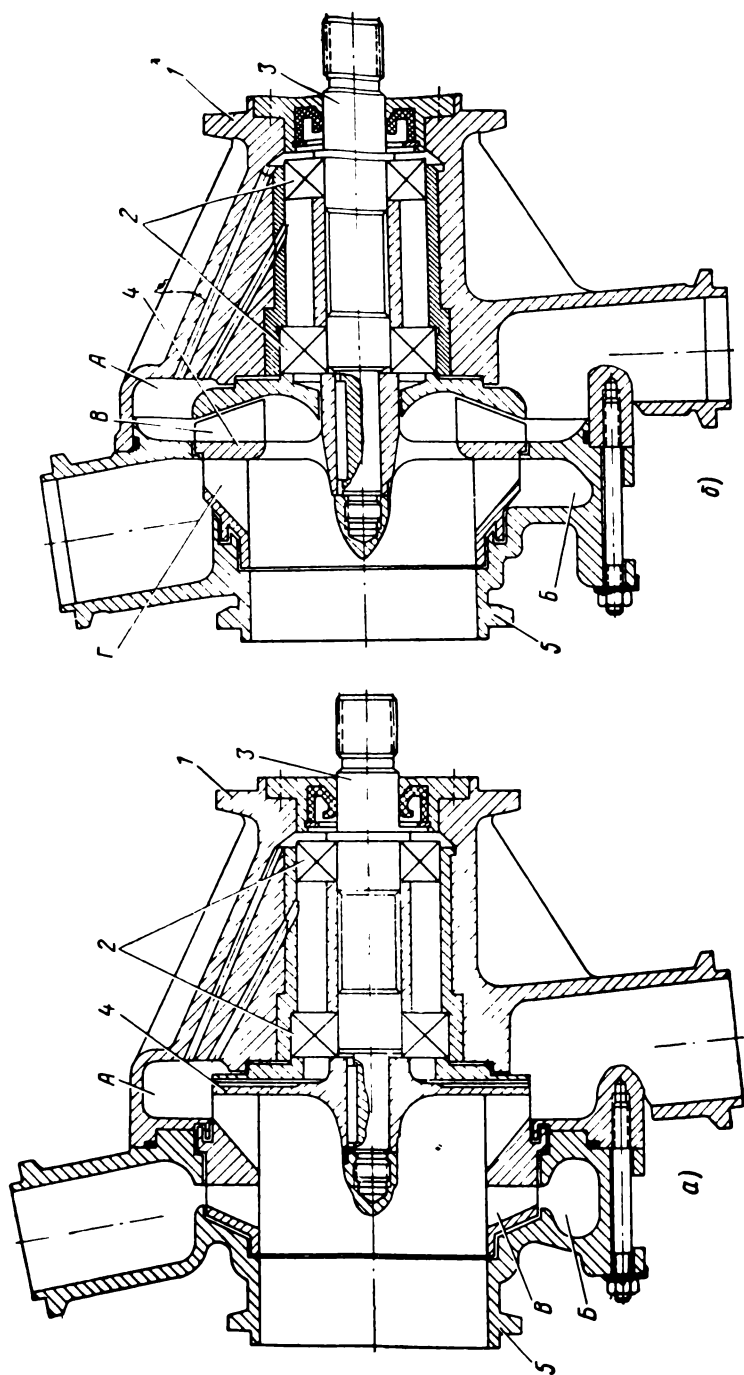


Рис. 10. 6. Двухконтурный центробежный насосный агрегат:

a — лопасти рабочих колес расположены по одну сторону от ведущего диска; *б* — лопасти рабочих колес расположены по обе стороны от ведущего диска; 1 — корпус; 2 — подшипники; 3 — вал; 4 — крышка; 5 — ведущий диск рабочего колеса; 6 и 7 — лопасти

с различными диаметрами входа и выхода. Таким образом, каждый ряд лопастей представляет собой самостоятельное центробежное рабочее колесо со свойственными ему гидравлическими параметрами. В крышке насосного агрегата выполнен общий входной патрубок для обоих контуров и спиральный отвод *Б* первого контура.

При необходимости, например, с целью уменьшения осевых сил, ряды лопастей, представляющие собой самостоятельные контуры, могут быть выполнены по обе стороны от ведущего диска (рис. 10. 6, б). В любом из этих случаев оба контура имеют общий входной патрубок и отдельные подвод и отвод от каждого контура.

Аналогичным образом могут выполняться насосные агрегаты и с большим (чем два) числом контуров. Насосные агрегаты такого типа могут применяться как для питания рабочей жидкостью гидротурбин баковых насосов из одного контура, так и для питания топливом основных и форсажных насосов двигателя из другого контура.

Следует отметить, что применение в этих случаях многоконтурных насосных агрегатов с последовательным подводом рабочей жидкости к каждому контуру и промежуточным отводом от них нецелесообразно с точки зрения антикавитационных свойств. Это объясняется тем, что в многоконтурных насосных агрегатах с последовательным подводом через рабочее колесо первого контура должно пройти все количество топлива, подаваемое суммарно всеми контурами. При больших количествах топлива, которое необходимо подавать с различными давлениями подобными насосными агрегатами суммарно (например, 100 000 л/час) и каждым контуром в отдельности (например, одним 60 000 л/час, а другим — 40 000 л/час), резко ухудшаются кавитационные свойства первого контура и всего агрегата в целом, так как увеличение подачи приводит к увеличению скоростей на входе в рабочее колесо, а следовательно, и к увеличению потребного кавитационного запаса.

В насосных же агрегатах с двумя и более контурами с параллельным подводом через каждый контур проходит только часть подаваемого им топлива, благодаря чему обеспечиваются более высокие антикавитационные свойства каждого контура и всего насосного агрегата. Очевидно, что такая гидравлическая схема проточной части насосного агрегата целесообразна, когда количества рабочей жидкости, подаваемые каждым контуром, мало отличаются между собой, например, 60 000 л/час и 40 000 л/час. Однако когда количество топлива, подаваемое одним контуром, во много раз больше, чем количество топлива, подаваемое другим контуром, можно применять последовательный подвод рабочей жидкости к каждому контуру. Так, например, если один контур должен подавать 8000 л/час с одним давлением, а другой только 600 л/час с другим давлением, то в этом случае прохождение через первый контур лишних 600 л/час практически не скажется на ухудшении его антикавитационных свойств.

На рис. 10.7 показана конструктивная схема двухконтурного насосного агрегата с приводом от электродвигателя. По входному патрубку рабочая жидкость подается в контур низкого давления, состоящий из предвключенного осевого колеса и центробежного рабочего колеса. Из контура низкого давления 90% суммарной подачи насосного агрегата с давлением порядка 2 кгс/см^2 по спиральному отводу подается в магистраль низкого давления, а 10%

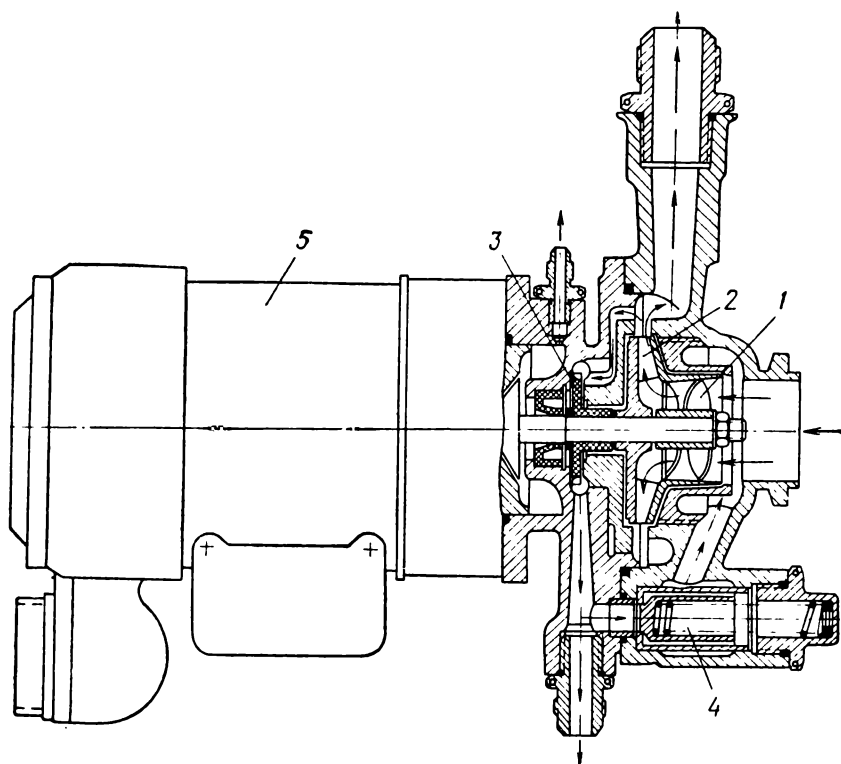


Рис. 10.7. Двухконтурный электроприводной насосный агрегат с центробежной и вихревой ступенями:

1—предвключенное осевое колесо; 2—центробежное рабочее колесо; 3—вихревое рабочее колесо; 4—клапан; 5—электродвигатель

подачи подается на входе в рабочее колесо контура высокого давления, в котором давление повышается до 8 кгс/см^2 и отводится в магистраль высокого давления. Для поддержания давления рабочей жидкости за контуром высокого давления в заданном диапазоне при изменении числа оборотов привода на выходе из контура высокого давления установлен перепускной клапан, через который часть рабочей жидкости перепускается на вход в контур низкого давления. В качестве контура высокого давления в данной схеме

применен вихревой насос, являющийся разновидностью лопастных насосов.

Вихревые насосы целесообразно применять в диапазоне коэффициента быстроходности от 6 до 50, когда применение центробежных насосов нецелесообразно из-за низкого значения КПД, т. е. вихревые насосы целесообразно применять, когда требуются высокие давления при сравнительно малых подачах.

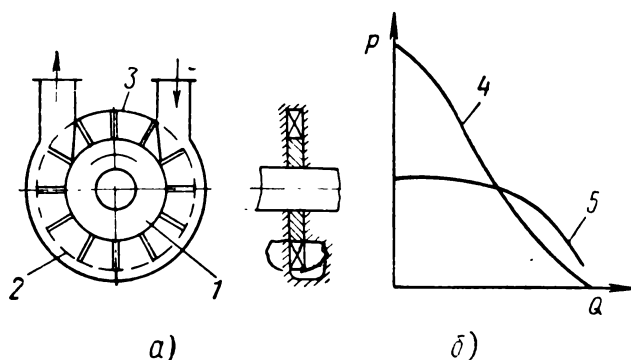


Рис. 10.8. Схема работы (а) и характеристика (б) вихревого насоса:

1—вихревое рабочее колесо; 2—канал в корпусе; 3—перегородка; 4—характеристика вихревого насоса; 5—характеристика центробежного насоса

Рабочим органом вихревого насоса (рис. 10.8, а) служит рабочее колесо с радиальными или наклонными лопастями, выполненными на периферийной части диска. Рабочее колесо вращается в цилиндрическом корпусе с малыми торцовыми и радиальными зазорами в месте перегородки. В боковых и периферийных стенках корпуса вихревого насоса выполнен концентрический канал, который начинается у всасывающего отверстия и кончается у напорного. Канал прерывается перегородкой, служащей уплотнением между напорной и всасывающей полостями. Вихревой насос работает следующим образом: частица жидкости захватывается лопастями у входа в кольцевой канал, проходит по межлопастному каналу и выбрасывается вновь в кольцевой канал. За один оборот рабочего колеса частица жидкости несколько раз захватывается лопастями и выбрасывается в кольцевой канал. Принцип действия рабочего колеса вихревого насоса в общем заключается в том, что одна и та же частица жидкости, проходя межлопастные каналы колеса, на пути от входа в кольцевой канал до выхода из него получает многократное приращение энергии и, следовательно, напора. При тех же, что у центробежного, диаметре рабочего колеса и числе оборотов вала вихревой насос создает напор в 3—5 раз больше. Число оборотов вихревого насоса, так же как и центробежного, ограничено кавитационными явлениями. Вихревой насос имеет круто

падающую напорную характеристику $p=f(Q)$ (рис. 10.8, б). При увеличении вязкости рабочей жидкости напор вихревых насосов резко падает. При увеличении торцовых и радиальных зазоров резко падает подача насоса.

Вихревые насосы пока нашли ограниченное применение в авиационной промышленности, так как сравнительно низкий их КПД (наиболее распространенные конструкции имеют КПД, равный 35—38%) препятствует использованию их при больших мощностях.

АВТОРЕГУЛИРУЕМЫЕ НАСОСЫ

Как отмечалось ранее, на отдельных участках авиационных топливных систем необходимо обеспечить увеличение напора, создаваемого насосом с ростом его подачи.

Конструктивная схема авторегулируемого насоса с программным гидромultiпликатором давления, обеспечивающего необходимую форму напорной характеристики при изменении подачи, показана на рис. 10.9. В таком насосе поток рабочей жидкости через входной патрубок попадает на центробежное рабочее колесо I ступени, жестко укрепленное на валу. На выходе из рабочего колеса I ступени установлен гидромultiпликатор, состоящий из последовательно расположенных колеса гидротурбины, неподвижных лопаток реактора и центробежного рабочего колеса II ступени. Рабочее колесо I ступени придает жидкости кинетическую энергию и энергию давления. Поток такой жидкости, попадая на лопатки гидротурбины, приводит ее во вращение, а вместе с ней и рабочее колесо II ступени.

Если рабочее колесо I ступени выполнить таким образом, чтобы при изменении подачи насоса величины статического и динамического напоров рабочего колеса не менялись, то мощность гидротурбины будет находиться в пропорциональной зависимости от величины подачи насоса. Причем, чем меньше будет подача, тем меньше будет и мощность гидротурбины, так как располагаемая мощность такой гидротурбины изменяется в большей степени, чем потребляемая мощность рабочего колеса II ступени. При уменьшении мощности гидротурбины число оборотов ее и рабочего колеса II ступени будет падать, а напор, создаваемый рабочим колесом II ступени, снижаться. На этих режимах колесо гидротурбины работает только часть динамического напора рабочего колеса I ступени, а неподвижные лопатки реактора, спрофилированные так, чтобы при максимальной подаче и мощности гидротурбины поток мог беспрепятственно проходить по межлопаточным каналам реактора, будут гасить закрутку за гидротурбиной и тем самым срабатывать оставшуюся часть динамического напора рабочего колеса I ступени.

Следовательно, на режимах максимальной подачи гидротурбину целесообразно выполнять с нулевой закруткой на выходе, а лопатки реактора — радиальными. Таким образом, напор насоса

с программным гидромultiпликатором давления будет на всех режимах складываться из статического напора рабочего колеса I ступени и полного напора, создаваемого рабочим колесом II ступени. Причем при уменьшении подачи величина напора рабочего колеса II ступени будет падать, а напор **всего** насоса уменьшаться.

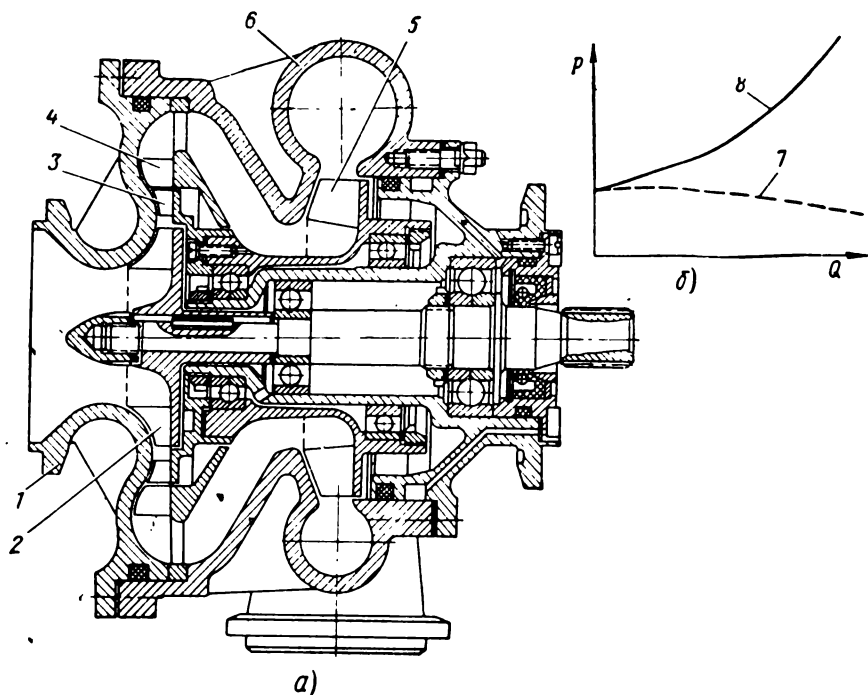


Рис. 10.9. Авторегулируемый насос:

а—конструктивная схема; *б*—характеристика $p-Q$.
1—входной патрубок; *2*—рабочее колесо I ступени; *3*—рабочее колесо гидротурбины;
4—реактор; *5*—рабочее колесо II ступени; *6*—спиральный отвод; *7*—характеристика
 $p-Q$ обычного центробежного насоса; *8*—характеристика $p-Q$ авторегулируемого
насоса

Используя вышеизложенный принцип, можно проектировать такие насосы, у которых при постоянном числе оборотов вала напор при нулевой подаче будет в 1,5—3 раза меньше напора при номинальной подаче (рис. 10.9, б). Такая конструкция насоса позволяет обеспечивать необходимую программу изменения напорной характеристики агрегата за счет выбора соответствующих углов выхода лопастей рабочего колеса I ступени и формы лопастей турбины гидромultiпликатора.

• Авторегулируемые насосные агрегаты целесообразно применять в тех случаях, когда невозможно получить желаемое увеличение напора с ростом подачи путем применения центробежных рабочих колес с углом установки лопастей на выходе больше 90° .

ЧЕРПАКОВЫЕ НАСОСЫ

Центробежные насосы с вращающимся корпусом получили название черпаковых.

На рис. 10.10 показана схема работы черпакового насоса. Рабочая жидкость подводится по каналу *А* во вращающийся корпус насоса и закручивается лопастями, расположенными на его боковых стенках. Вращение от корпуса к центральной массе жидкости в зазоре *Б* передается в результате обмена количеством движения между слоями жидкости, сходящей с лопастей, и жидкости, находящейся в зазоре *Б*. Закручивание жидкости в зазоре *Б* возможно

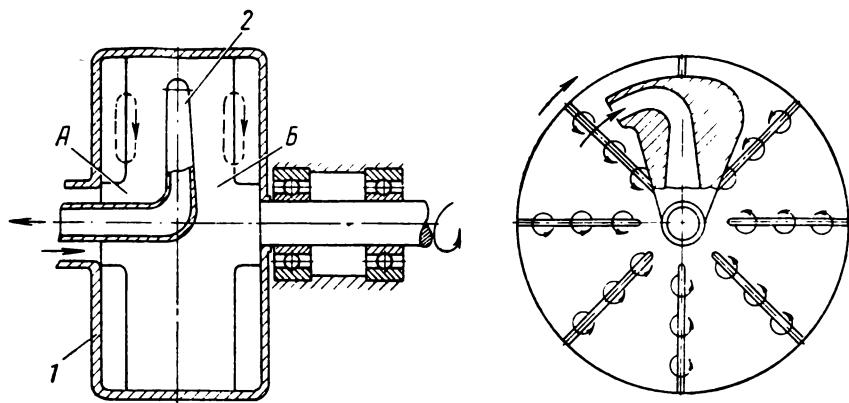


Рис. 10.10. Схема работы черпакового насоса:

1—вращающийся корпус; 2—черпак

только при условии некоторой разницы в угловых скоростях корпуса и жидкости. В этом случае внутри корпуса образуются замкнутые кольцевые токи, а на краях лопастей — вихревые токи. Между жидкостью у стенок корпуса, вращающегося с большой окружной скоростью, и вначале неподвижной жидкостью в зазоре *Б* происходит интенсивный вихревой обмен, приводящий к постепенному увеличению угловой скорости жидкости и увеличению давления внутри ее пропорционально квадрату окружной скорости.

Отбор рабочей жидкости в черпаковом насосе производится через отводной канал черпака, установленного во внутренней полости вращающегося корпуса. Основную долю механических потерь в черпаковых насосах составляет профильное сопротивление черпака, а гидравлических потерь — сопротивление в отводном канале черпака.

Черпаковые насосы представляют большой интерес для авиационной промышленности. По напору и подаче черпаковые насосы соответствуют области применения вихревых и объемных насосов

и в ряде случаев могут успешно конкурировать с ними. Черпаковые насосы с коэффициентом быстроходности 10—25 отличаются высоким КПД (до 50%) и в 1,5—2 раза превосходят по напору центробежные насосы при равных внешних диаметрах роторов. Весьма существенным положительным качеством черпаковых насосов является независимость их кавитационных свойств от числа оборотов. Это дает возможность создавать черпаковые насосы с высокими числами оборотов, что существенно снижает их габариты и вес.

На рис. 10.11 показаны схемы некоторых типов черпаковых насосов.

Насос, представленный на рис. 10.11, а, состоит из вращающегося корпуса, закрепленного на валу. Перекачиваемая насосом жидкость подается в корпус, где она закручивается радиальными лопастями и направляется к периферии вращающегося корпуса. На периферии она поступает в отверстие отводного канала черпака и далее по осевой трубе отводится в напорный трубопровод. Уплотнение насоса устанавливается со стороны всасывания, что обеспечивает надежность его работы.

На рис. 10.11, б показана схема насоса, особенностью которой являются симметричная форма черпака, исключаяющая радиальные нагрузки на ротор, и диффузорный отводной канал в черпаке, уменьшающий потери скоростной энергии на выходе из насоса. Применение диффузорного отводного канала приводит к увеличению гидравлического КПД насоса, а наличие черпака с симметричным расположением профилей относительно оси насоса увеличивает вдвое потери профильного сопротивления по сравнению с черпаком несимметричным, в результате чего снижается механический КПД.

На рис. 10.11, в показана схема работы насоса с черпаком, эксцентрично расположенным относительно оси вращения корпуса. При работе насоса с целью регулирования напора посредством специального поворотного устройства, черпак может выводиться на меньший радиус. Это дает также возможность уменьшить нагрев рабочей жидкости в насосе, вследствие перемещения черпака в зону меньших окружных скоростей жидкости.

На рис. 10.11, г представлена схема работы двухступенчатого черпакового насоса, особенностью которой является не только уравновешивание осевых и радиальных сил, но также и возможность получения более высоких напоров, чем в одноступенчатых насосах.

Привод черпаковых насосов может осуществляться как от электродвигателей и коробки приводов авиационного двигателя, так и от других типов приводов.

Лопастни на корпусе насоса могут выполняться как радиальными, так и загнутыми вперед или назад по отношению к направлению вращения.

Для повышения антикавитационных качеств черпаковых насосов целесообразно предусматривать устройства для отвода воздуха

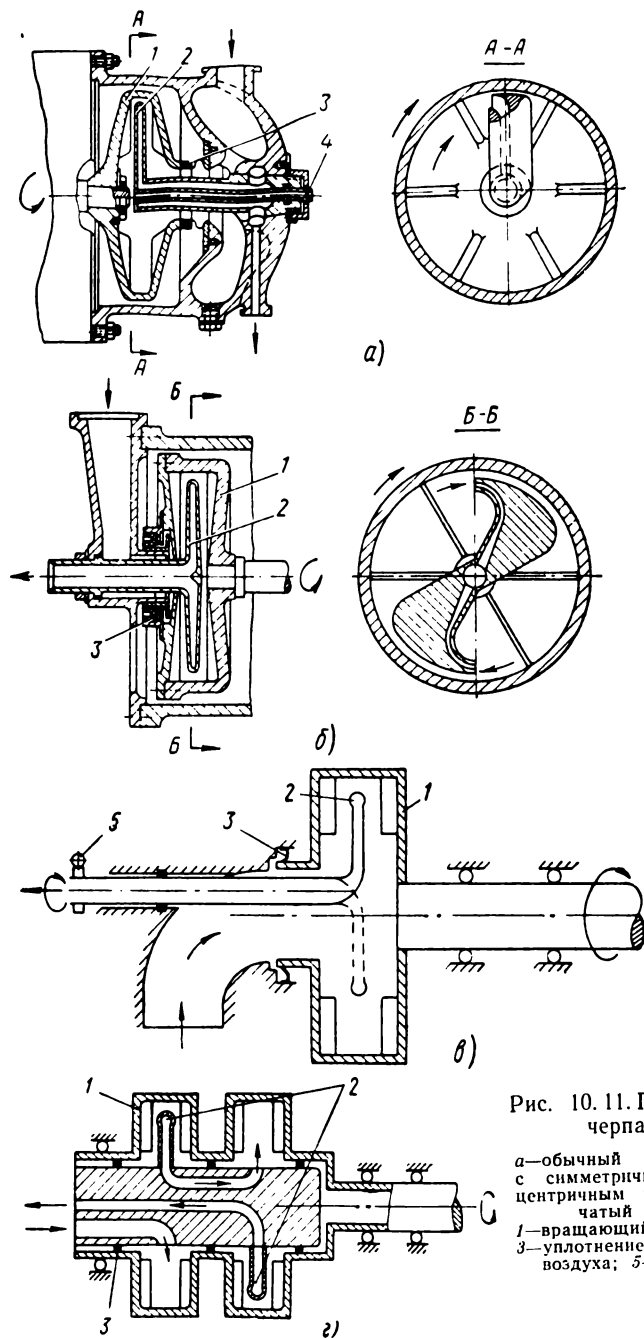


Рис. 10. 11. Принципиальные схемы черпаковых насосов:

а—обычный черпаковый насос; б—с симметричным черпаком; в—с эксцентричным черпаком; 2—двухступенчатый черпаковый насос.
1—вращающийся корпус; 2—черпак;
3—уплотнение; 4—трубка для отвода воздуха; 5—поворотное устройство

из центральной части вращающегося жидкостного кольца. Отсутствие допусковых торцовых зазоров вращающихся деталей повышает надежность эксплуатации черпаковых насосов.

Для обеспечения максимального КПД черпакового насоса особенно необходимо выбрать оптимальную форму лопастей корпуса, а также оптимальный гидродинамический профиль черпака.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ С ДРОССЕЛИРОВАНИЕМ НА ВХОДЕ

В последнее время получили распространение насосы с приводом от коробки приводов маршевого двигателя, в которых регулирование производится путем дросселирования на входе, а не на выходе. Такой тип насосов получил название насосов с паровым ядром.

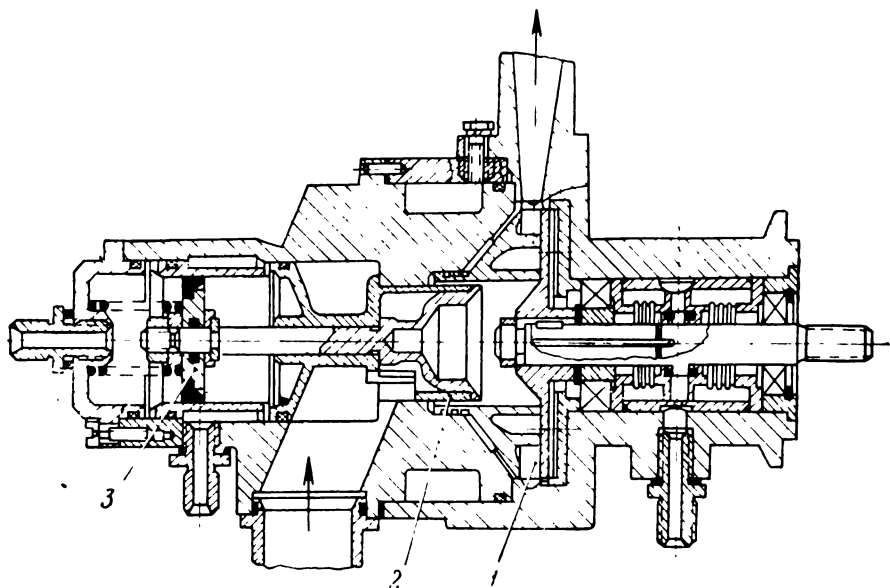


Рис. 10. 12. Центробежный насос с дросселированием на входе:

1—рабочее колесо; 2—клапан; 3—сервомеханизм

Термин «паровое ядро» объясняется тем, что ограничение подачи рабочей жидкости в насос путем дросселирования входа в рабочее колесо создает пустоту на входе в рабочее колесо.

На рис. 10. 12 представлена конструктивная схема насоса с дросселированием на входе. Закрытое центробежное рабочее колесо закреплено на консоле вала, вращающегося в подшипниках, установленных в корпусе насоса. На выступающем конце вала выполнены шлицы для соединения его с валом редуктора коробки приводов двигателя. Ведомый диск рабочего колеса изготовлен с цилиндрическим участком, на наружной поверхности которого выполнено лабиринтное уплотнение для уменьшения объемных потерь.

Внутри цилиндрического участка расположена неподвижная втулка с отверстиями для прохода рабочей жидкости, в направляющей которой установлен тюльпанообразный клапан. Шток клапана соединен с поршневым сервомеханизмом, посредством которого он может перемещаться в осевом направлении, увеличивая или уменьшая проходное сечение на входе в рабочее колесо, т. е. создавать дросселирование на входе. Насос имеет радиальный подвод рабочей жидкости. Сервомеханизм привода клапана управляется рабочей жидкостью, подаваемой в ту или иную полость специальным регулятором в зависимости от режима работы двигателя.

На этом принципе в Англии были созданы форсажные топливные насосы с подачей до 59 000 л/час при давлении 91 кгс/см², причем в некоторых случаях расход изменялся в 150 раз. При работе такого насоса на постоянных оборотах, малых подачах и низком давлении нагнетания можно задросселировать клапаном вход так, что рабочее колесо будет работать почти пустым и потребляемая насосом мощность в условиях частичной нагрузки становится очень малой. В результате этого, при большом снижении подачи топлива в двигатель повышение температуры топлива при прохождении через насос будет значительно меньше, чем в обычных насосах с дросселированием на выходе. На режимах с максимальной гидравлической нагрузкой насос работает с полностью открытым клапаном при том же числе оборотов с характеристикой обычного центробежного насоса. Эти свойства насоса делают его очень удобным для форсажных систем турбореактивных двигателей, где подача изменяется в широком диапазоне.

Насос с паровым ядром при постоянном числе оборотов обладает преимуществами центробежного насоса с переменным числом оборотов и преимуществами плунжерного насоса с переменным ходом плунжеров, будучи гораздо проще и надежнее последнего.

Обычно ограничение входного сечения в центробежном насосе способствует появлению кавитации. Однако для насосов с паровым ядром дроссель, расположенный на входе в колесо, не играет существенной роли в развитии кавитации.

Глава XI

УПЛОТНЕНИЯ В АВИАЦИОННЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТАХ

Надежность и ресурс работы авиационных центробежных насосных агрегатов во многом зависят от степени их герметичности и, следовательно, от совершенства конструкции уплотнительных устройств и свойств материалов, из которых они изготавливаются.

Из всего многообразия созданных уплотнений и материалов для них в настоящей главе будут рассмотрены особенности только тех

из них, которые нашли наиболее широкое практическое применение или представляют перспективный интерес для уплотнения вращающихся и неподвижных деталей авиационных центробежных насосных агрегатов. Основными требованиями, которые предъявляются к уплотнениям авиационных центробежных насосных агрегатов, являются:

- герметичность, степень которой определяется конкретными условиями работы агрегата;

- длительность срока службы без проведения профилактических работ, связанных с разборкой или демонтажем агрегата, включая срок хранения на складах;

- стабильность работы в течение всего ресурса в широком диапазоне температур рабочей жидкости;

- минимальное трение и минимальный износ контактных поверхностей при уплотнении вращающихся деталей;

- компактность и минимальный вес;

- технологичность изготовления и сборки.

УПЛОТНЕНИЯ ВРАЩАЮЩИХСЯ ДЕТАЛЕЙ

Уплотнения вращающихся деталей могут быть подразделены на контактные, бесконтактные и комбинированные.

Контактные уплотнения

Контактные уплотнения применяются в тех случаях, когда необходимо обеспечить высокую степень герметичности. Уплотнение в них достигается за счет непосредственного контакта поверхностей вращающейся и неподвижной деталей. От контактных уплотнений требуется минимальный износ контактных поверхностей при длительных сроках службы и небольшие затраты мощности на трение. Степень герметичности контактных уплотнений зависит от перепада давлений, плотности контакта уплотняющих поверхностей, свойств и температуры рабочей жидкости, материалов уплотнения и вращающейся детали, формы и чистоты поверхности уплотняемых деталей.

Самоконтактное уплотнение препятствует проникновению рабочей жидкости для смазки трущихся поверхностей. Это способствует нагреву и износу деталей уплотнения. Повышенные давления на контактной поверхности и окружные скорости приводят к более интенсивному износу. Оптимальное давление на контактной поверхности определяется экспериментально для конкретного типа уплотнения или на основании экспериментальных данных удовлетворительно работающих аналогичных конструкций контактных уплотнений.

Следует особо иметь в виду, что ни одна из известных конструкций контактного уплотнения не может надежно работать без смазки и охлаждения. В связи с этим крайне необходимо обеспе-

чивать как конструктивно, так и в условиях эксплуатации постоянную надежную смазку и охлаждение контактирующих поверхностей, допуская для этого некоторое протекание рабочей жидкости через уплотнение в дренаж. Так, например, техническими условиями BBC Англии допускается для авиационных насосов утечка рабочей жидкости от 1 до 10 см³ за час работы.

С целью уменьшения износа контактных поверхностей необходимо располагать их на минимально возможных конструктивно диаметрах вращающихся деталей, что обеспечит минимальные окружные скорости.

Наиболее широкое распространение для уплотнения валов авиационных центробежных насосных агрегатов получило манжетное уплотнение.

На рис. 11.1 показаны применяемые манжеты и способы их установки в агрегаты.

Изготавливаются манжеты в специальных прессформах из различных марок резины и не требуют последующей механической обработки. Для увеличения прочности и жесткости манжет их армируют металлическими кольцами. В тех случаях, когда демонтаж манжет из агрегата по тем или иным конструктивным причинам затруднен, применяется манжета, показанная на рис. 11.1, а. Такая манжета свободно, без натяга, устанавливается в корпус по центровочному диаметру и фиксируется в нем специальной гайкой или фланцем. При демонтаже она легко вынимается из корпуса.

В остальных случаях применяется манжета, показанная на рис. 11.1, б, которая запрессовывается в корпус и фиксируется в нем стопорным пружинным кольцом. При демонтаже она выпрессовывается из корпуса. При повышенных давлениях рабочей жидкости манжету устанавливают на упорный конус, который предотвращает ее выворачивание и ограничивает поверхность прилегания ее к валу. Установка манжеты на вал производится с предварительным натягом. Поддержание натяга в процессе работы обеспечивается специальной браслетной пружиной, представляющей собой спиральную пружину, свернутую в кольцо (рис. 11.1, в). Недостаточный натяг по контактным поверхностям приводит к негерметичности манжетного уплотнения, а чрезмерный натяг приводит к интенсивному износу уплотняемых поверхностей, перегреву и разрушению манжеты. Загрязненные рабочие жидкости увеличивают износ манжетного уплотнения. Вследствие конструктивных особенностей указанные типы манжет создают уплотнение только с одной стороны.

В последнее время все более широкое применение получают торцовые уплотнения. Торцовые уплотнения обеспечивают высокую степень герметичности в течение длительного срока службы. Они наиболее пригодны для работы в широком диапазоне как низких, так и высоких температур, при больших давлениях уплотняемой среды и при высоких окружных скоростях. Герметичность в торцо-

вых уплотнениях достигается контактом противолежащих торцовых поверхностей колец, из которых одно неподвижно, а другое вращается.

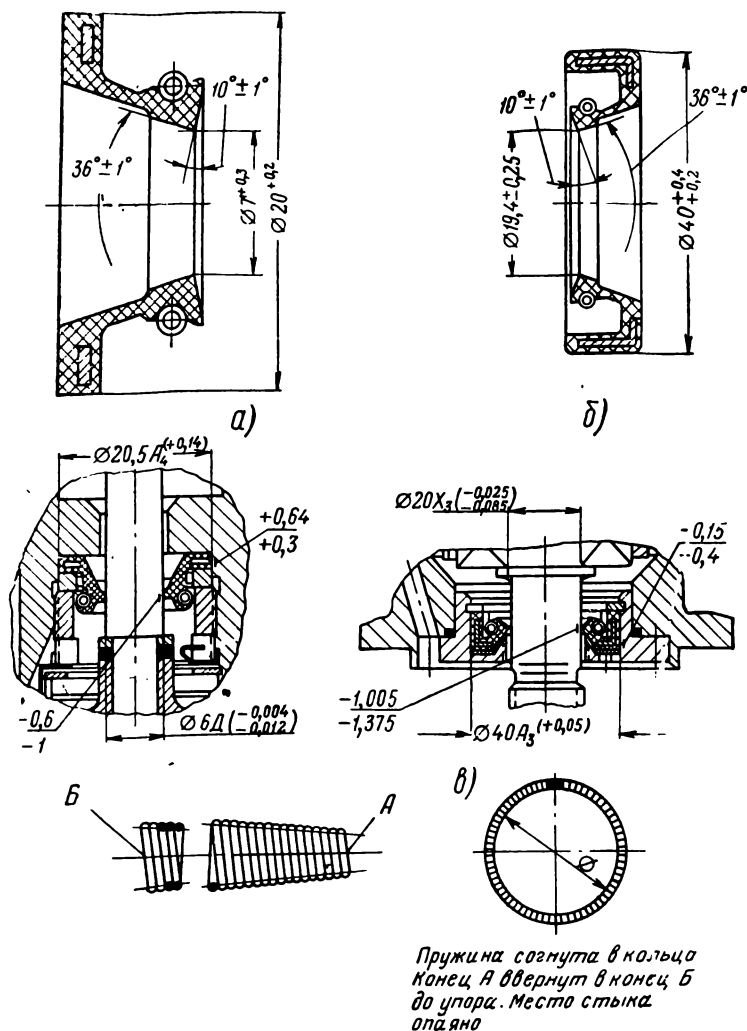


Рис. 11.1. Манжетные уплотнения:

а—манжета, свободно устанавливаемая в корпус; б—манжета, запрессованная в корпус; в—браслетная пружина

Конструкций торцовых уплотнений очень много. Отдельные из них непосредственно связаны с конструкцией агрегата, для которого они предназначены, а другие представляют законченный самостоятельный конструктивный узел, который может быть применен в широком диапазоне конструктивных решений агрегатов.

Рассмотрим два типа конструкций торцовых уплотнений. На рис. 11.2, *а* показана конструктивная схема торцового уплотнения, непосредственно связанного с конструкцией насосного агрегата. Уплотнение состоит из подвижного кольца, изготавливаемого из антифрикционного материала, эластичной манжеты и пружины. Пружина с одной стороны упирается в торец рабочего колеса, а другим прижимает манжету и подвижное кольцо к торцу втулки, запрессованной в корпус насоса. Между манжетой и пружиной уста-

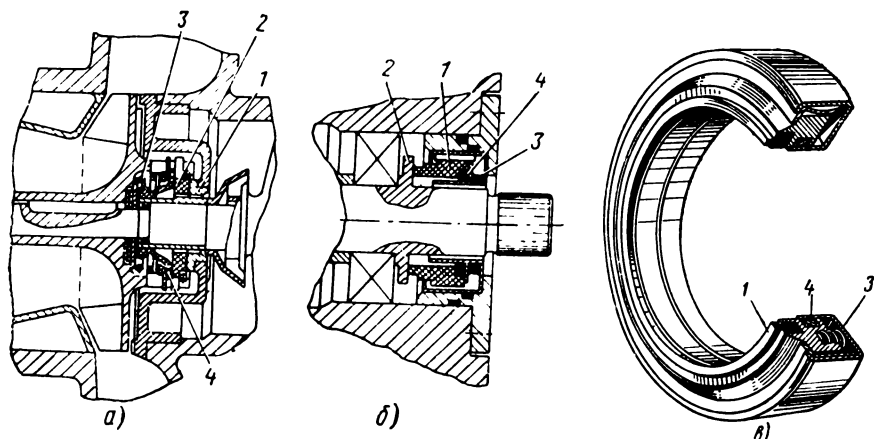


Рис. 11.2. Торцовые уплотнения:

а—конструкция уплотнения связана с конструкцией агрегата; *б* и *в*—уплотнения, выполненные в виде самостоятельных конструктивных узлов.
1—неподвижная деталь; 2—вращающаяся деталь; 3—пружина; 4—эластичное уплотнение

новлена обойма. Со стороны меньшего диаметра торец манжеты упирается в рабочее колесо через кольцо. Детали торцового уплотнения предварительно собираются в гнезде рабочего колеса и удерживаются в нем стопорным пружинным кольцом. После этого рабочее колесо с узлом уплотнения монтируется на вал. При этом манжета садится с натягом по втулке, герметично установленной на валу, или непосредственно по валу, а торец подвижного кольца пружиной прижимается к торцу втулки, запрессованной в корпус. Подвижное кольцо имеет два выступа, входящих в пазы гнезда крыльчатки, вследствие чего весь узел уплотнения вращается вместе с рабочим колесом. Таким образом, манжета не работает на трение и обеспечивает уплотнение только по поверхностям деталей, неподвижных относительно вала, а также дает возможность осевого перемещения подвижного кольца при монтаже и по мере износа в процессе работы. Уплотнение вращающихся деталей происходит по контактным торцовым поверхностям подвижного кольца и неподвижной шайбы.

На рис. 11.2, *б* показана конструктивная схема торцового уплот-

нения, представляющего собой самостоятельный конструктивный узел. Торцовое уплотнение состоит из корпуса, фигурного уплотнительного кольца, изготавливаемого из антифрикционного материала, упорного кольца, уплотнительного эластичного кольца, пружины и шпонки. Весь узел уплотнения монтируется в корпус и уплотняется в нем эластичным уплотнительным кольцом, установленным в проточке корпуса. Кольцевая торцовая поверхность фигурного диска контактирует с торцовой поверхностью вала. Плотность контакта между ними обеспечивается пружинной уплотнения. Фигурный диск имеет возможность осевого перемещения для обеспечения необходимой первоначальной плотности прилегания контактирующих поверхностей и сохранения плотности контакта по мере износа трущихся поверхностей в процессе работы. Закрепленная на корпусе уплотнения шпонка предотвращает возможность проворачивания фигурного кольца. Фигурное кольцо установлено в корпусе уплотнения с зазорами, обеспечивающими компенсацию возможных перекосов и биений деталей, благодаря чему достигается надежный контакт трущихся поверхностей по всему периметру. Для равномерного распределения контактного давления по всей поверхности контакта при больших диаметрах уплотнения устанавливается не одна пружина, а ряд пружин, равномерно расположенных по периметру фигурного диска (рис. 11.2, в).

При конструировании торцовых уплотнений одновременно приходится решать ряд сложных вопросов, наиболее важным из которых является правильный выбор допустимого контактного давления и обеспечение равномерного распределения его по поверхности контакта. Герметичность торцовых уплотнений во многом зависит от обеспечения правильных геометрических форм деталей и качества обработки уплотняющих поверхностей. Необходимо обеспечивать минимально возможные величины непараллельности трущихся поверхностей, биения и осевого перемещения вала. Особое внимание следует обращать на чистоту обработки контактирующих поверхностей, которые должны быть самым тщательным образом притерты.

Качество и долговечность уплотнения в значительной степени зависит от правильного выбора материалов трущейся пары. Трущаяся пара обычно состоит из деталей, одна из которых изготовлена из антифрикционного материала, а другая — из материала с повышенной поверхностной твердостью. Конкретные материалы выбираются в зависимости от свойств уплотнительной среды, ее температуры и давления, а также от давления и окружной скорости на контактных поверхностях.

Многообразие конкретных условий применения торцовых уплотнений привело к использованию различных комбинаций материалов трущихся пар, опыт эксплуатации которых может служить хорошей базой для выбора материалов в конкретных случаях.

Бесконтактные уплотнения

Бесконтактные уплотнения применяются в авиационных центробежных и осевых насосных агрегатах для уменьшения перетекания рабочей жидкости в проточных полостях из отвода в подвод с целью повышения объемного КПД, а также для разгрузки от осевых сил. Бесконтактные уплотнения работают без непосредственного трения деталей между собой, а следовательно, и без износа. Рассмотрим принципы работы щелевых, лабиринтных и гидродинамических уплотнений винтового и центробежного типов.

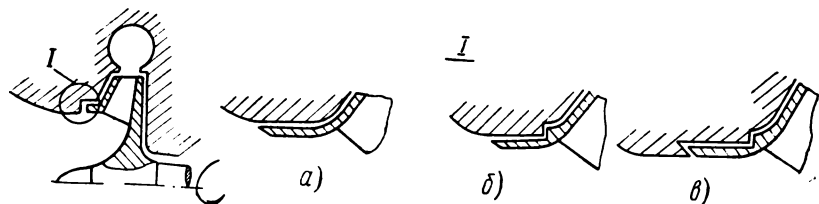


Рис. 11.3. Щелевые уплотнения:

а—коническая и цилиндрическая щели; *б* и *в*—коническая, торцовая и цилиндрическая щели

На рис. 11.3 показаны схемы некоторых типов щелевых уплотнений, применяемых в авиационных ЦНА. Они представляют собой кольцевую щель между цилиндрическими, коническими или торцовыми поверхностями неподвижной и вращающейся деталями:

1. Уплотнение типа *а* — гладкие кольцевые последовательно расположенные коническая и цилиндрическая щели.

2. Уплотнение типа *б* — гладкие кольцевые последовательно расположенные коническая, торцовая и цилиндрическая щели. Утечки в таком уплотнении меньше, чем в предыдущем, из-за дополнительных потерь на переходах из щели в щель.

3. Уплотнение типа *в* создает более благоприятные условия для смешивания утечек с основным потоком при входе в рабочее колесо. При небольшом радиальном зазоре и достаточной длине щели создается сопротивление перетеканию рабочей жидкости, что обеспечивает уменьшение утечек. При одинаковом зазоре и длине щели коническое щелевое уплотнение более эффективно, чем цилиндрическое. Эффективность конического уплотнения возрастает с увеличением конусности. Это объясняется тем, что в жидкости, находящейся в конической щели, увлекаемой вращающейся деталью, развиваются центробежные силы. Одна из составляющих центробежной силы стремится вернуть жидкость в уплотняемую полость. Эта составляющая тем больше, чем больше конусность.

Все же во всех случаях утечки жидкости через щелевые уплотнения получаются достаточно большими.

Более высокими уплотняющими свойствами обладают лабиринтные уплотнения. Они состоят из ряда последовательно расположенных кольцевых полостей и выступов. Зазор между неподвижной

и вращающейся деталью устанавливается минимально возможным и определяется возможным биением вращающейся детали относительно неподвижной, а также возможным износом опор и деформациями вала в месте уплотнения в процессе работы. Степень уплотнения определяется сопротивлением перетеканию жидкости как при течении в малых зазорах, образованных выступами, так и в кольцевых полостях вследствие потерь энергии при входе в зазор, потерь на трение при движении в зазоре и потерь энергии при движении

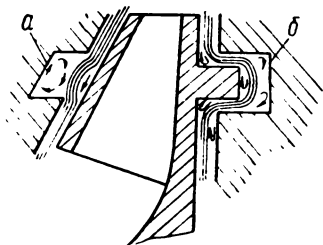


Рис. 11.4. Лабиринтные уплотнения:

a—одностороннее расположение выступа; *б*—двухстороннее

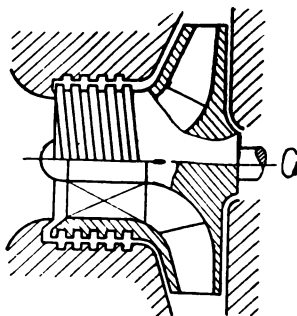


Рис. 11.5. Винтовое уплотнение

в кольцевой камере в результате расширения струи и турбулентного перемешивания. Герметичность лабиринтного уплотнения зависит от размеров и формы кольцевых камер и выступов. Кромки выступов должны быть острыми, так как даже небольшие скругления приводят к заметному увеличению утечек.

На рис. 11.4 показаны схемы работы лабиринтного уплотнения с односторонним расположением выступов — вариант *a* и с двухсторонним — вариант *б*. В первом случае движение потока прямолнейное, а во втором — с поворотом струи на 180° , что повышает эффективность уплотнения.

Степень герметичности щелевых и лабиринтных уплотнений тем меньше, чем больше зазор и перепад давления, чем меньше вязкость жидкости и чем больше смачиваемость его уплотняющих поверхностей.

При больших числах оборотов вращающихся деталей весьма эффективны гидродинамические уплотнения винтового и центробежного типа. Уплотнение в них достигается возвратом из уплотняемого зазора в уплотняемую полость. Эти уплотнения работают как насосы со свойственными им затратами мощности на перемещение жидкости и на преодоление трения вращающихся деталей о жидкость.

На рис. 11.5 показано винтовое уплотнение, выполненное

на бандаже предвключенного осевого колеса. Винтовые уплотнения выполняются обычно в виде многозаходных винтовых поверхностей на вращающихся деталях или на неподвижных, или на тех и других. На неподвижной детали направление винтовой поверхности противоположно направлению, принятому на вращающейся детали. Направление винтовой поверхности на вращающейся детали в любом случае должно обеспечивать при данном направлении вращения вала возврат жидкости в уплотняемую полость. Профиль вин-

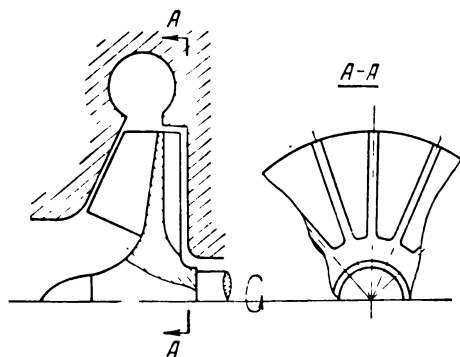


Рис. 11.6. Центробежное уплотнение

товых поверхностей выполняется различным (прямоугольный, трапециевидный), внешние края канавок нужно выполнять острыми. Зазор между вращающейся и неподвижной деталями выбирается минимально конструктивно возможным. Аналогичное винтовое уплотнение может быть выполнено и в зазоре между корпусом и тыльной стороной ведущего или ведомого дисков центробежного рабочего колеса. В этом случае винтовая поверхность выполняется по спирали.

На рис. 11.6 показано центробежное уплотнение, выполненное в виде радиальных лопастей на тыльной стороне ведомого диска центробежного рабочего колеса. Центробежное уплотнение располагается на валу таким образом, чтобы жидкость, перетекающая из уплотняемой полости повышенного давления в полость пониженного давления, проходила через межлопастные каналы уплотнения, входя в них с внешнего диаметра. В этом уплотнении перетеканию жидкости препятствуют центробежные силы, которые развиваются при вращении жидкости, находящейся в межлопастных каналах. Степень герметичности центробежного уплотнения тем выше, чем больше окружная скорость на его внешнем диаметре.

Правильным подбором всех конструктивных размеров центробежного уплотнения при заданной окружной скорости можно добиться абсолютной герметичности на данном расчетном режиме.

Центробежное уплотнение эффективно используется для разгрузки осевых сил в центробежных насосах, так как осевая сила, возникающая в центробежном уплотнении (см. рис. 11.6), вследствие повышения давления в его межлопаточных каналах направлена в сторону, обратную действию осевой силы, возникающей от повышения давления в межлопаточных каналах центробежного рабочего колеса.

Комбинированные уплотнения

Как отмечалось ранее, повышенные давления и окружные скорости на контактных поверхностях приводят к интенсивному износу последних и к недопустимому нарушению степени герметичности. Стремление обеспечить и в этих условиях высокую степень герметичности при длительной работе или при высоких давлениях рабочей жидкости привело к созданию комбинированных уплотнений для деталей, вращающихся с большой окружной скоростью. Эти уплотнения состоят из последовательно расположенных центробежного и контактного уплотнений. В качестве контактного уплотнения могут применяться как манжетные, так и торцовые уплотнения.

На рис. 11.7 показана схема работы комбинированного уплотнения, состоящего из связанных с валом центробежного и манжетного уплотнений. При неработающем насосе и при работе, когда вал вращается с небольшим числом оборотов, надежное уплотнение обеспечивается манжетой. Во время работы, когда будет достигнуто расчетное число оборотов и центробежное уплотнение будет обеспечивать необходимую степень герметичности, под действием центробежных сил контактная поверхность манжеты отойдет от поверхности неподвижной детали и трение между ними в этот период значительно уменьшится или совсем исчезнет. Комбинированное уплотнение может быть выполнено и с невращающейся манжетой. При этом центробежное уплотнение снижает давление рабочей жидкости на манжету, благодаря чему уменьшается ее износ и увеличивается долговечность.

На рис. 11.8 представлена конструктивная схема комбинированного уплотнения, состоящего из центробежного и торцового уплотнений. Такое уплотнение предотвращает проникновение рабочей жидкости из рабочей полости высокого давления во внешнюю полость низкого давления. При невращающемся вале и при малых окружных скоростях работает торцовое уплотнение (рис. 11.8, а). Начиная с определенных расчетных оборотов, когда надежно вступает в работу центробежное уплотнение, под действием центробежных сил шарики перемещаются по направляющим фигурного диска в радиальном направлении от оси вала. Благодаря этому фигурный диск перемещается вправо до упора в буртик корпуса центробежного уплотнения, отключая тем самым торцовое уплотнение (рис. 11.8, б). При этом герметичность обеспечивается только центробежным уплотнением. С падением оборотов вала фигурный

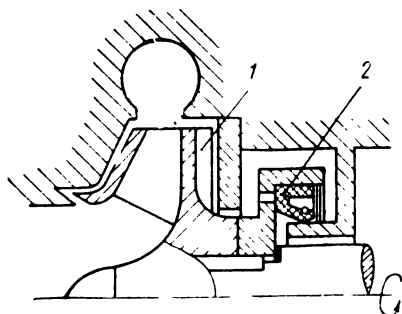


Рис. 11.7. Комбинированное центробежно-манжетное уплотнение:

1—центробежное уплотнение; 2—манжетное уплотнение

диск под действием пружины возвращается в исходное положение и при малых окружных скоростях или на стоянке герметичность достигается торцовым уплотнением. Эта конструкция также умень-

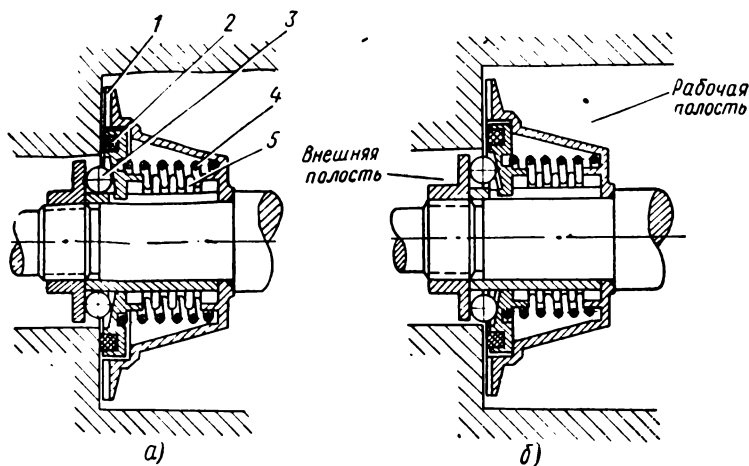


Рис. 11.8. Комбинированное центробежно-торцовое уплотнение:

а—положение при невращающемся вале и малых окружных скоростях; *б*—положение при отключенном торцовом уплотнении на расчетных оборотах.
1—центробежное уплотнение; 2—торцовое уплотнение; 3—шарики; 4—пружина;
5—сильфон

шает износ контактных поверхностей трущихся пар и увеличивает долговечность уплотнения.

К недостаткам комбинированных уплотнений можно отнести то, что при попадании посторонних включений между контактными поверхностями в процессе работы центробежного уплотнения, плотность прилегания между ними, а следовательно, и герметичность будут нарушены.

УПЛОТНЕНИЕ НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

К уплотнениям неподвижных соединений в большинстве случаев предъявляется требование обеспечения абсолютной герметичности в широком диапазоне температур и давлений уплотняемой среды.

Наиболее широкое распространение для уплотнения неподвижных соединений в авиационных центробежных насосных агрегатах получило уплотнение при помощи эластичных колец круглого, а иногда и прямоугольного сечений. Уплотнительное действие эластичных колец обусловлено сжимающим усилием, создаваемым в материале колец вследствие первоначального сжатия их при монтаже. В дальнейшем происходит усиление плотности контакта

в результате действия давления жидкости и в ряде случаев в результате набухания материала в рабочей жидкости.

На рис. 11.9 приведены некоторые варианты конструктивных схем применения этих уплотнений. Для размещения уплотнитель-

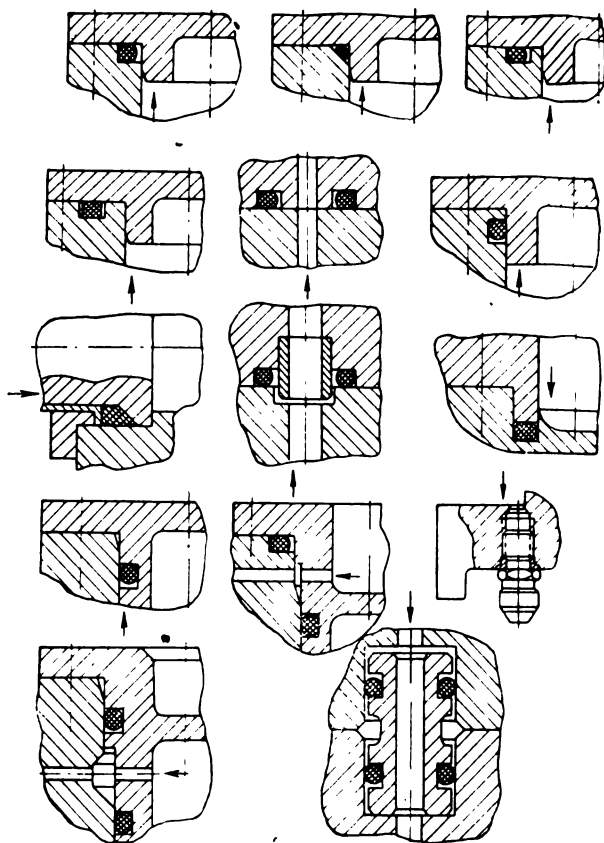


Рис. 11.9. Уплотнения эластичными кольцами

ных колец в основном применяются прямоугольные и угловые канавки. Размеры канавок и колец, чистота обработки уплотняемых поверхностей, а также материалы колец в зависимости от уплотняемой среды, ее температуры и давления регламентированы отраслевыми нормами.

В ряде случаев, особенно для уплотнения фланцевых соединений, имеющих форму, отличную от круглой, применяются плоские прокладки. Материал прокладок должен быть достаточно эластичным, так как для обеспечения надежной герметичности он должен заполнять неровности на контактных поверхностях. Прокладки

должны быть достаточно прочны, чтобы выдерживать не только давление уплотняемой среды, но и уплотняющее давление от затяжки фланцев. Материал прокладок должен быть абсолютно герметичен по своим физико-химическим свойствам в уплотняемой среде.

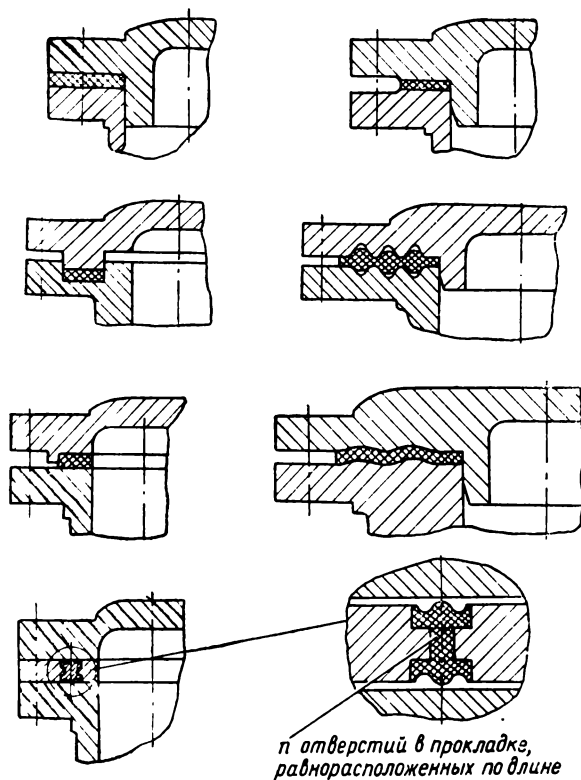


Рис. 11.10. Уплотнения плоскими прокладками

На рис. 11.10 показаны некоторые конструктивные схемы уплотнений при помощи плоских прокладок. Уплотняющее контактное давление во всех случаях применения плоских прокладок достигается затяжкой болтов или других крепежных деталей. Усилие затяжки обуславливает герметичность уплотнения и выражается алгебраической суммой внешних и внутренних сил, действующих на уплотняющие поверхности. Для равномерного распределения контактного давления по всей поверхности прокладки необходимо обеспечивать достаточную и равномерную жесткость фланцев, а также равномерное распределение крепежа по периметру уплотнения. При недостаточной жесткости фланцевого соединения оно

деформируется под действием давления уплотняемой среды, что приводит к изменению формы и размеров деталей уплотнения и к нарушению герметичности. Следует особо отметить, что выполнение кольцевых канавок на контактной поверхности фланцев затрудняет перемещение эластичных прокладок и позволяет повысить надежность уплотнения.

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ МАТЕРИАЛОВ И ТЕХНОЛОГИИ УПЛОТНЕНИЙ

Для изготовления манжет и эластичных колец, применяемых в авиационных центробежных насосных агрегатах, в основном применяются различные марки резины. Выбор той или иной марки диктуется конкретными условиями работы агрегата и его рабочей жидкостью. При выборе марки резины особенно учитываются: физико-химические свойства рабочей жидкости, температурный диапазон рабочей жидкости и окружающей среды, режимы и ресурс эксплуатации агрегата. Марки резин, рекомендуемых для конкретных условий, и их особенности достаточно широко освещены в специальной литературе по уплотнениям. В связи с этим рассмотрим только некоторые особенности резины, связанные с условиями работы уплотнений из них в авиационных центробежных насосных агрегатах.

Резина обладает высокой эластичностью, абсолютной непроницаемостью для жидкостей, возможностью деформации в достаточно широком диапазоне, быстрым восстановлением первоначальной формы после длительного сжатия или растяжения. Состав резины можно изменять в широком диапазоне, приспособлявая ее ко многим конкретным требованиям. Наряду с этим резина обладает и рядом существенных недостатков, снижающих надежность уплотнений, а в ряде случаев и ограничивающих ее применение. К ним в первую очередь следует отнести: постепенное уменьшение напряжения при постоянной деформации (релаксация), резкое ухудшение упругих свойств при пониженных (отрицательных) температурах, ухудшение большинства физико-химических свойств под влиянием повышенной температуры и с течением времени (старение), подверженность влиянию рабочих жидкостей. Подбирая марку резины для конкретных условий работы уплотнения, можно в какой-то мере ослабить эти недостатки, но устранить их совсем пока не представляется возможным. В состав резины входят: натуральный или синтетический каучук, наполнители, мягчители и вулканизирующий элемент — сера. Для получения мягких резин сера вводится в небольших количествах (до 5%). Для получения более твердых резин процент содержания серы увеличивается. При содержании серы 25—50% образуется твердая резина — эбонит.

В авиационных реактивных топливах содержится до 0,25% серы, которая может переходить в уплотняющие резиновые детали насосных агрегатов. Под влиянием повышенных температур резина

твердеет. Затвердевшая поверхность уплотнительного кольца или манжеты легко растрескивается, что приводит к нарушению герметичности уплотнения и делает его непригодным для дальнейшей эксплуатации.

Опыт эксплуатации манжет показывает, что опасность затвердевания особенно реальна по их рабочим кромкам, так как вследствие трения при уплотнении вращающихся деталей на контактных поверхностях температура резко повышается. Особенно резкое повышение температуры наблюдается при работе всухую, без смазки и охлаждения рабочей жидкостью. После работы всухую манжета, как правило, полностью выходит из строя. Значительное повышение температуры приводит к потере эластичности у резиновых деталей и при отсутствии серы в рабочей жидкости. Присутствие серы усиливает этот процесс.

При набухании и старении резиновые уплотнения также могут потерять эластичность, что необходимо учитывать при конструировании уплотнений в зависимости от конкретных условий и сроков их работы и хранения. При отрицательных температурах резина теряет упругие свойства, при этом давление на контактной поверхности, созданное предварительным натягом уплотнительных деталей, уменьшается или совсем исчезает, что может привести к нарушению герметичности. Предварительный натяг по контактным поверхностям уплотнения должен выбираться с учетом уменьшения его вследствие релаксации напряжения и действия отрицательных температур. Однако чрезмерное увеличение натяга в уплотнениях вращающихся деталей увеличивает трение при положительных температурах, а следовательно, увеличивает нагрев и износ уплотнения до наступления отрицательных температур.

Все уплотнительные резиновые детали изготавливаются прессованием в специальных прессформах, выполненных с учетом усадки конкретной марки резины. Рабочие поверхности уплотнительных деталей должны изготавливаться особенно тщательно, на них не допускается никаких заусениц, надрывов, трещин и других дефектов, которые могли бы привести к негерметичности. Контактные поверхности вращающихся деталей должны быть тщательно обработаны и отполированы.

Для уплотнения плоскими прокладками применяют паронит, фибру, фторопласт, медь, алюминий и другие материалы. Изготавливаются прокладки механической обработкой, штамповкой или специальными просечками.

Для изготовления контактирующих деталей торцовых уплотнений применяют различные сочетания пар материалов: один из материалов антифрикционный, другой — с высокой поверхностной твердостью. Сочетание пар материалов в основном определяется условиями работы уплотнения, свойствами и температурным диапазоном уплотняемой среды, режимом и ресурсом работы агрегата.

В качестве антифрикционных материалов используются различ-

ные марки графитов, текстолит, стеклотекстолит, фторопласт, различные сорта бронз. Материалом другой детали трущейся пары могут служить инструментальные стали, стеллит, углеродистые закаленные стали, стали с поверхностным повышением твердости (азотируемые, цементируемые) и др. Контактирующие поверхности трущихся деталей торцового уплотнения должны быть тщательно обработаны и притерты, так как качество обработки этих поверхностей во многом определяет степень герметичности уплотнения.

В заключении следует отметить, что в последние годы как у нас, так и за рубежом разрабатываются различные материалы для уплотнительных деталей на основе полимеров. К таким материалам относятся капрон, тефлон (политетрафторэтилен), силиконовые резины и др. Эти материалы в ряде конкретных случаев не только заменяют резину и другие широко применяемые уплотнительные материалы, но и значительно превосходят их по целому ряду положительных свойств (температуростойкость, износостойкость, химическая стойкость и др.).

Глава XII

ОСОБЕННОСТИ ИСПЫТАНИЙ И ЭКСПЛУАТАЦИИ АВИАЦИОННЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Первые опытные экземпляры авиационных центробежных насосных агрегатов проходят специальный комплекс доводочных испытаний с целью получения параметров, заданных конкретным техническим заданием (ТЗ). Программы испытаний включают:

1. Проверку обеспечения агрегатом параметров по контрольным точкам, заданным ТЗ.

2. Снятие характеристик зависимости перепада давлений, создаваемого насосом и потребляемой мощности от подачи. Подача насоса при этом изменяется от нуля до максимально возможной величины. Указанные характеристики снимаются при крайних значениях оборотов, предусмотренных ТЗ. На насосах с электроприводом указанные характеристики снимаются также при крайних и номинальном значениях напряжения на клеммах электродвигателя.

3. Снятие кавитационных характеристик, т. е. характеристик зависимости перепада давлений, создаваемого насосом от давления на входе. Давление на входе при этом изменяется от наземного атмосферного до минимально возможного, при котором насос обеспечивает заданные параметры, т. е. практически до обрыва характеристики. Указанные характеристики снимаются на рабочей

жидкости, имеющей в момент проведения испытаний максимальную величину давления насыщенных паров, предусмотренную ТЗ. Подача насоса при этом поддерживается постоянной и по своей величине соответствует в одном случае максимальному, а в другом — минимальному значению, предусмотренному ТЗ. Кавитационные характеристики снимаются при максимальных и минимальных оборотах насоса.

4. Проверку температуры нагрева элементов электродвигателя (для ЭЦН).

Если насосный агрегат не обеспечивает тех или иных параметров, предусмотренных ТЗ, проводятся необходимые конструктивные доработки, после чего указанные выше испытания полностью или частично повторяются. После получения параметров, предусмотренных ТЗ, насосный агрегат подвергается стендовым ресурсным испытаниям с целью определения его работоспособности в течение времени и в условиях, предусмотренных ТЗ для автономных испытаний. Ресурсные испытания по времени проводятся этапами и циклами по режимам, заданным ТЗ. В процессе ресурсных испытаний проверяются: работоспособность насосного агрегата при крайних значениях температур рабочей жидкости и окружающей среды; запуск агрегата при минимальных минусовых значениях температуры рабочей жидкости и минимально возможном напряжении на клеммах электродвигателя в момент запуска (для ЭЦН); износ щеток электродвигателя за ресурс и в высотных условиях (для ЭЦН с электродвигателями постоянного тока); герметичность агрегата и др.

В отдельных случаях проводятся специальные испытания, как например, проверка работы насосного агрегата в оголенном состоянии (для некоторых ЭЦН внутрибакового типа) или проверка работы насосного агрегата на самовсасывание, если это предусмотрено ТЗ и конструкцией.

Отдельные виды испытаний насосных агрегатов, как например испытания на механическую надежность, проводить автономно в лабораторных условиях в большинстве случаев нецелесообразно, так как практически не представляется возможным имитировать механические нагрузки на агрегат, которые он может испытывать на объекте — самолете или двигателе. Для правильной оценки механической надежности насосных агрегатов все виды прочностных испытаний целесообразно проводить совместно с объектом в реальных условиях установки и крепления.

На основании анализа проведенных доводочных и ресурсных испытаний дается заключение о работоспособности насосного агрегата и соответствии его ТЗ. В дальнейшем работоспособность насосного агрегата проверяется совместно с объектом, его лабораторными испытаниями, а также в процессе опытной летной эксплуатации.

Каждый экземпляр авиационного центробежного или осевого

насосного агрегата любого типа при выпуске с завода проходит обкатку и контрольные испытания, в результате которых устанавливается его соответствие техническим условиям. Результаты контрольных испытаний записываются в паспорт агрегата.

Надежность агрегата в течение гарантируемого ресурса работы оценивается на основании статистических данных его стендовых, лабораторных и летных испытаний.

Ресурс и надежность работы большинства насосных агрегатов в основном регламентируются уплотнением вращающихся деталей и подшипниками, а в ЭЦН с электродвигателями постоянного тока еще и щеточно-коллекторным узлом. Ресурс и надежность работы насосных агрегатов во многом также зависят от правильного выбора места для их установки на объекте, обеспечения, надежного охлаждения электродвигателей, своевременного отключения агрегата после выработки им рабочей жидкости из бака, эффективности вентиляции, дренажа и от ряда других эксплуатационных факторов.

При выборе места для установки центробежных и осевых насосных агрегатов на самолете необходимо обеспечить затопление рабочих полостей насоса перед запуском, а также беспрепятственное поступление рабочей жидкости в насос с минимально возможным гидравлическим сопротивлением в процессе всей работы насоса. При магистральном расположении насосных агрегатов необходимо обеспечить минимальные гидравлические потери на его входе и выходе. На входе и выходе из насосных агрегатов необходимо предусматривать прямые участки трубопроводов на максимально возможной длине.

При работе ряда баковых электроприводных насосных агрегатов в процессе выработки рабочей жидкости из бака, а также после ее выработки или при длительных отливах вследствие эволюции самолета резко ухудшаются условия охлаждения электродвигателя, на которые он рассчитан. Это приводит к перегревам его обмоток, нарушению их изоляции, а следовательно, к сокращению ресурса работы. При работе баковых насосов в оголенном состоянии ухудшаются условия смазки и охлаждения манжетного уплотнения вала, что также может привести к нарушению его работоспособности и появлению увеличенной течи рабочей жидкости в дренаж.

В топливных системах самолетов часто применяется параллельная работа двух и более баковых насосных агрегатов на общую напорную магистраль. При этом в процессе полета возможны периодические отливы и приливы топлива в зоне расположения того или другого насосного агрегата, вследствие эволюции самолета. Для предотвращения утечек топлива из общей напорной магистрали, например, при отливах, на напорном трубопроводе каждого насоса устанавливается обратный клапан. При отливе топлива от насоса давление в его напорном трубопроводе падает до нуля и его обратный клапан закрывается под давлением топлива, создаваемым другими работающими насосами в общей напорной магист-

рали. Во время отлива происходит утечка какого-то количества топлива обратно в бак через зазоры в насосе из участка его напорного трубопровода до обратного клапана. Утечки топлива из напорного трубопровода восполняются воздухом, количество которого так же как и количество утечек топлива зависит в основном от времени работы насоса в оголенном состоянии. Чем длительнее время работы насоса в оголенном состоянии, тем больше количество утечек топлива из его напорного трубопровода обратно в бак, а следовательно, тем больше количество воздуха, поступающего в его напорную магистраль до обратного клапана. После прилива топлива восстанавливается работоспособность насоса, обратный клапан открывается под действием поступающего к нему топлива и подает весь скопившийся в напорном трубопроводе насоса воздух в общую напорную магистраль. Таким образом, каждый отлив и прилив топлива будет сопровождаться попаданием того или иного количества воздуха в общую напорную магистраль.

Очевидно, что в тех случаях, когда попадание воздуха в напорную магистраль нежелательно или недопустимо, как например в случае подкачки топлива к насосам двигателя, нельзя допускать установку баковых насосных агрегатов в зонах бака, подверженных отливам и приливам топлива, т. е. нельзя допускать работу насосов в оголенном состоянии. Попадание воздуха в напорную магистраль насоса, работающего в оголенном состоянии, может быть значительно уменьшено или практически предотвращено, например, путем выполнения в обратном клапане отверстия, определенного сечения, если это позволяет схема топливной системы. Через это отверстие топливо из общей напорной магистрали будет поступать под давлением в напорный трубопровод насоса, работающего в оголенном состоянии в количествах компенсирующих утечки топлива через оголенный насос. При этом в напорном трубопроводе насоса, работающего в оголенном состоянии, не будет образовываться пространство, в которое мог бы попасть воздух.

Дренажный вывод насосных агрегатов всегда должен располагаться в нижней точке его установки. Вывод дренажа должен производиться в зону пониженного давления, а вывод вентиляции — в зону повышенного давления так, чтобы в процессе полета аэродинамическими факторами обеспечивалась надежная циркуляция воздуха через электродвигатель в направлении от вентиляционного входа в дренаж. Дренажные и вентиляционные каналы необходимо тщательно предохранять от засорения, а в процессе эксплуатации систематически проверять их чистоту.

Засорение дренажных каналов может привести в топливных ЭЦН, например, к вымыванию смазки из подшипников, что ведет к нарушению их работоспособности. В процессе эксплуатации необходимо периодически проверять надежность электросоединений агрегатов с бортовой сетью. Места электросоединений и прокладки проводов должны быть тщательно защищены от механических по-

вреждений. При прокладке проводов электропитания внутри баков необходимо обеспечить абсолютную герметичность полостей их прилегания.

Наличие в перекачиваемой рабочей жидкости воды может значительно ухудшить или полностью нарушить работоспособность насоса при отрицательных температурах. Так, например, кристаллы льда, образующиеся из воды, имеющейся в керосине, забивают фильтр грубой очистки, установленный на входе в большинство баковых насосов. Это приводит к значительному увеличению гидравлического сопротивления на входе в насос, в результате чего нарушается его нормальная работоспособность. При неработающей топливной системе водный отстой может скопиться в проточной полости насоса и при минусовых температурах образовывать лед; запуск насоса становится невозможным из-за примораживания подвижных деталей насоса к неподвижным. Для предотвращения этого необходимо своевременно сливать водный отстой из полостей насоса, для чего на насосе или в системе должны быть предусмотрены специальные сливные устройства. Помимо этого, содержание воды в керосине так же, как и присутствие в нем активных сернистых соединений и повышенная кислотность, обуславливает коррозионную агрессивность реактивных топлив.

Рабочие жидкости, перекачиваемые авиационными центробежными и осевыми насосными агрегатами, должны быть тщательно отфильтрованы во избежание попадания посторонних включений в проточные полости насосов. Вращающиеся детали насосов имеют малые допусковые зазоры между невращающимися деталями, и попадание в зазоры посторонних включений может привести к задирам рабочих поверхностей или к заклиниванию насоса. Посторонние включения могут забить фильтр на входе в насос, что также увеличивает его гидравлическое сопротивление и ухудшает условия работы насоса.

При необходимости контроля давления за насосом, точку замера следует располагать непосредственно за напорным патрубком, во избежание получения искаженных результатов замера вследствие потерь давления на преодоление гидравлического сопротивления магистрали на участке от напорного патрубка насоса до точки замера.

Для установки агрегата на объект необходимо произвести расконсервацию и снять все транспортировочные детали. Путем наружного осмотра и прокрутки от руки рабочего колеса, если это позволяет конструкция, убедиться в исправности агрегата. Проверив состояние посадочного фланца (чистоту, отсутствие забоин) на объекте и наличие уплотняющего элемента, установить и закрепить агрегат на фланце. Присоединить к агрегату все необходимые трубопроводы. Если агрегат имеет электропривод, включить его в бортовую электросеть посредством штепсельного разъема или клеммных соединений. Вывод сливной трубки дренажа должен обеспечи-

вать слив рабочей жидкости, просочившейся через уплотнения агрегата, самотеком.

Приведение агрегатов в действие без рабочей жидкости запрещается, так как это может нарушить герметичность манжеты вследствие подгорания ее рабочей кромки, контактирующей с валом. Если на агрегате имеется фильтр грубой очистки, то периодически необходимо проверять его чистоту и в случае необходимости промывать, так как засорение сетки может вызвать недопустимо большое сопротивление на входе в насос.

Как отмечалось ранее, установка на объектах большинства кессонных насосных агрегатов производится в специальные стационарные монтажные устройства, закрепленные в баках. При этом ряд кессонных насосных агрегатов уплотняется в монтажных устройствах резиновыми уплотнительными кольцами круглого сечения, установленными в кольцевых канавках на деталях агрегата. При повторных установках агрегатов с такими уплотнениями после пребывания их в рабочих жидкостях, вызывающих набухание резины, например, в керосине, необходимо производить замену колец на новые, не бывшие в употреблении из числа запасных колец, прикладываемых к агрегату. Эта необходимость объясняется тем, что вследствие набухания резины кольца значительно увеличивают свои геометрические размеры сверх расчетных. Увеличение размеров может привести к подрезке колец при установке агрегата в монтажное устройство и к недопустимому нарушению герметичности, а в отдельных случаях и к выпаданию колец из канавок.

Монтаж и демонтаж в эксплуатации магистральных и двигательных насосных агрегатов можно производить без слива рабочей жидкости из баков. Для этого достаточно перекрыть подводящий трубопровод и слить рабочую жидкость из проточных полостей насоса и напорного трубопровода.

Однако монтаж и демонтаж баковых насосных агрегатов можно производить только при полном отсутствии рабочей жидкости в баках.

Объемы, например, топливных баков на современных летательных аппаратах достигают весьма больших величин и слив топлива из баков при необходимости демонтажа и монтажа насосных агрегатов в эксплуатации является крайне нежелательным, а порой и невозможным.

В связи с этим большой интерес представляет создание монтажных устройств, позволяющих производить монтаж и демонтаж баковых насосных агрегатов без слива рабочей жидкости из баков.

На рис. 12.1 представлена конструктивная схема кессонного монтажного устройства с установленным в нем ЭЦН, применяемая на самолете «Комета». Конструкция монтажного устройства ЭЦН позволяет производить демонтаж и монтаж ЭЦН без слива топлива из кессона. На левой части рисунка монтажное устройство показано в закрытом положении, т. е. во время демонтажа и мон-

тажа ЭЦН. На правой части рисунка монтажное устройство показано в открытом положении, т. е. во время работы ЭЦН. Монтажное устройство состоит из корпуса, втулки, крышки, уплотняющих

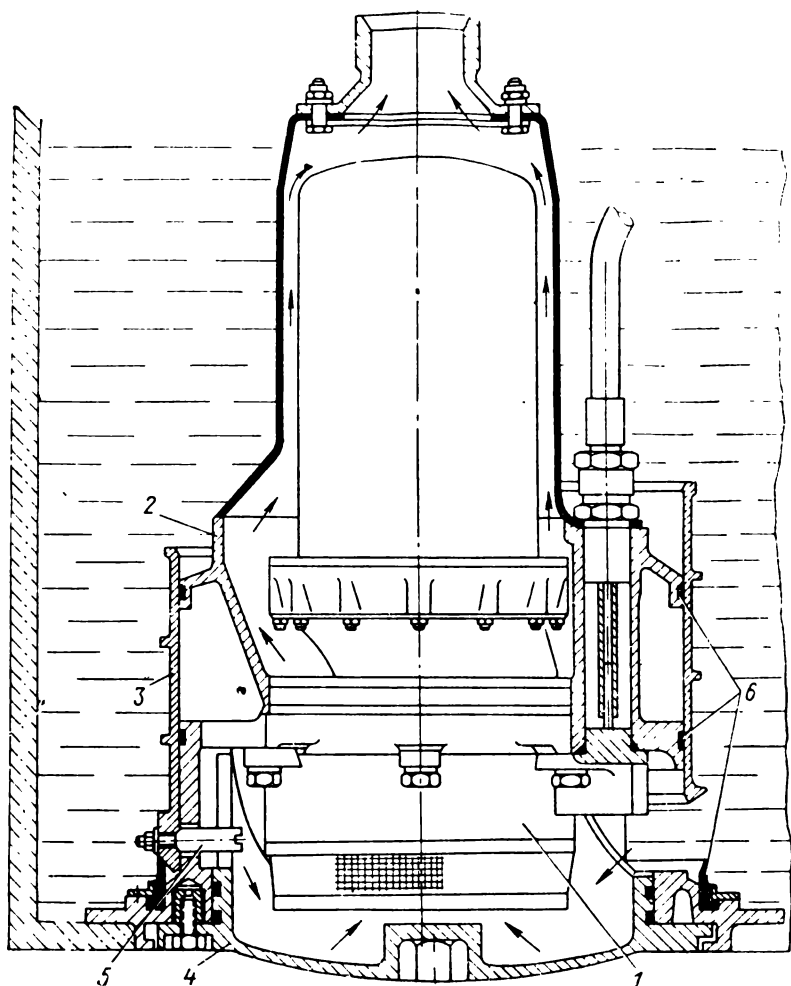


Рис. 12.1. Кессонное монтажное устройство для монтажа и демонтажа насосного агрегата без слива топлива из кессона, устанавливаемое на самолете «Комета»:

1—насосный агрегат; 2—корпус монтажного устройства; 3—втулка; 4—крышка; 5—палец; 6—эластичные уплотнения

и вспомогательных элементов. В корпусе монтажного устройства выполнены окна, через которые топливо в процессе работы поступает на вход в ЭЦН. Втулка, охватывающая корпус монтажного устройства, перемещаясь вверх или вниз, открывает или герметично

закрывает окна в корпусе, предотвращая утечку топлива из кессона при выполнении монтажных работ с ЭЦН. Перемещение втулки вверх и вниз производится поворотом крышки. Для обеспечения перемещения втулки в ней закреплен палец, проходящий через винтовые пазы, выполненные в корпусе и осевые пазы, выполненные вдоль цилиндрической фигурной части крышки. При повороте крышки вправо или влево палец перемещается по винтовым пазам корпуса, перемещая втулку вверх или вниз. По внутренней цилиндрической поверхности втулка уплотняется эластичными уплотнительными кольцами, установленными в канавках корпуса, а по торцовой конической поверхности — фигурным эластичным кольцом, установленным на корпусе. После перекрытия окон крышка снимается и незначительные остатки топлива из проточных полосей монтажного устройства и насоса сливаются. После этого могут производиться необходимые монтажные работы с ЭЦН.

Следует отметить, что рассматриваемая конструктивная схема установки требует разработки специальной конструкции ЭЦН, а также применения специальной конструкции герметичного штепсельного разъема.

На рис. 12.2 представлена конструктивная схема кессонного монтажного устройства, также позволяющего производить монтаж и демонтаж ЭЦН без слива топлива из кессона. При этом не требуется разработка специальной конструкции ЭЦН, так как устройство позволяет производить установку ЭЦН обычного кессонного исполнения.

В корпусе монтажного устройства, имеющем окна для входа топлива, установлен кессонный насос. Корпус охватывает втулка с окнами, форма и размеры которых соответствуют форме и размерам окон корпуса. Втулка имеет зубчатый сегмент, связанный с шестерней, приводимый во вращение извне через выводной стержень. В корпусе монтажного устройства предусмотрены уплотнения для создания герметичности по окнам. Герметизация по стержню обеспечивается уплотнительным кольцом. Когда ЭЦН находится в рабочем положении окна втулки расположены против окон корпуса, а сама втулка закреплена фиксатором.

Перед демонтажем или монтажом ЭЦН без слива топлива из кессона поворотом втулки посредством шестерен перекрывают окна в корпусе монтажного устройства. Незначительная часть топлива из проточных полостей монтажного устройства и насоса сливается через отверстие в насосе, закрываемое пробкой.

На рис. 12.3 показана конструктивная схема монтажного устройства для внутрибаковых насосных агрегатов, позволяющего производить монтаж и демонтаж без слива рабочей жидкости из баков. При перемещении насосного агрегата в осевом направлении в процессе демонтажа подпружиненный клапан монтажного устройства закрывается и предотвращает поступление в него топлива. Остаток топлива из монтажного устройства сливается через слив-

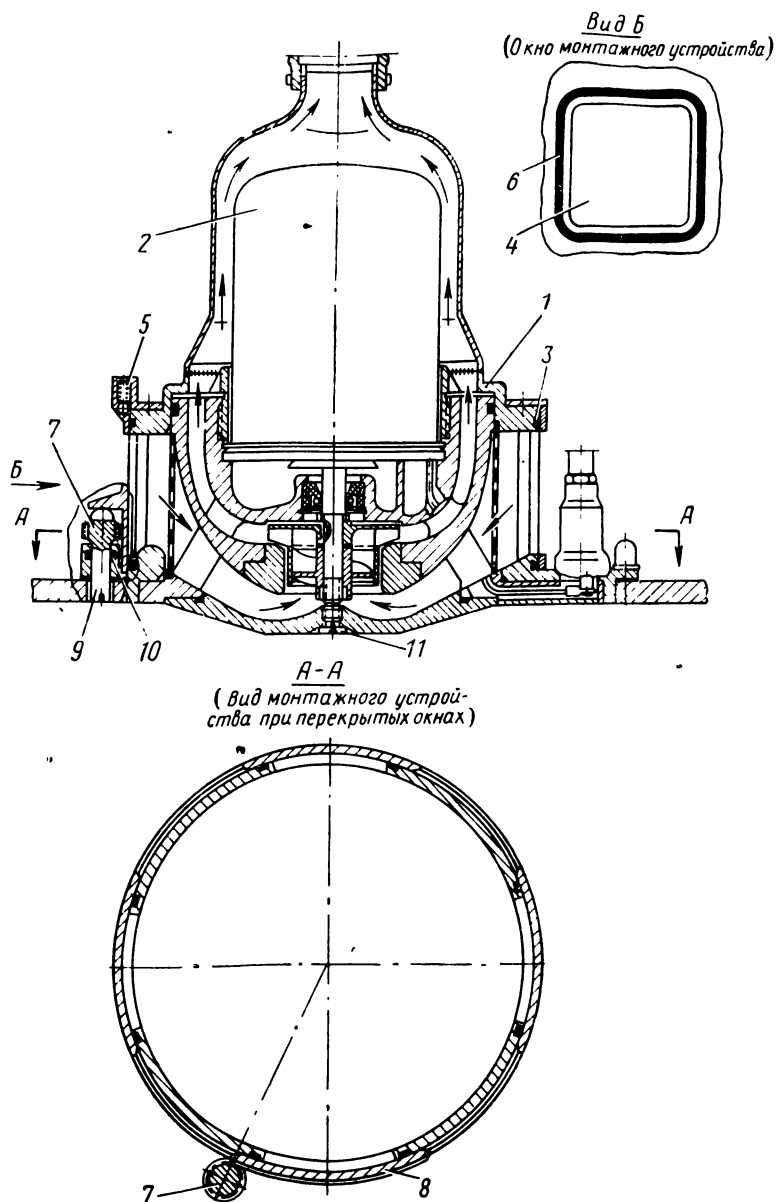


Рис. 12.2. Кессонное монтажное устройство для монтажа и демонтажа насосного агрегата без слива топлива из кессона:

1—корпус монтажного устройства; 2—насосный агрегат; 3—втулка; 4—окно;
5—фиксатор; 6—эластичное уплотнение; 7—шестерня; 8—зубчатый сегмент;
9—выводной стержень; 10—уплотнение стержня; 11—сливная пробка

ной кран агрегата. При дальнейшем перемещении насосного агрегата в осевом направлении происходит разгерметизация монтажного устройства по уплотнению цилиндрической направляющей посадочного фланца, на котором закреплен агрегат. При монтаже насосного агрегата происходит обратная картина — клапан монтажного устройства открывается по мере перемещения агрегата только после герметизации монтажного

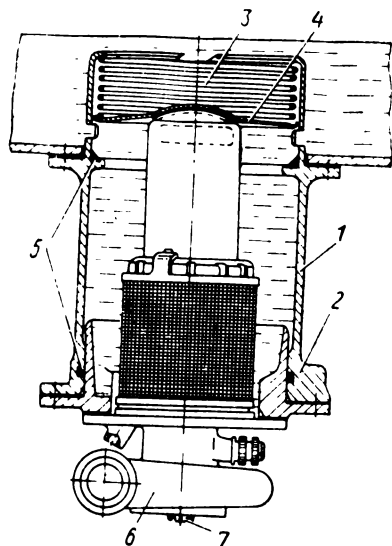


Рис. 12.3. Монтажное устройство для монтажа и демонтажа внутрибаковых насосных агрегатов без слива топлива из баков:

1—корпус монтажного устройства; 2—подсадочный фланец; 3—пружина; 4—клапан; 5—эластичные уплотнения; 6—насосный агрегат; 7—сливной кран

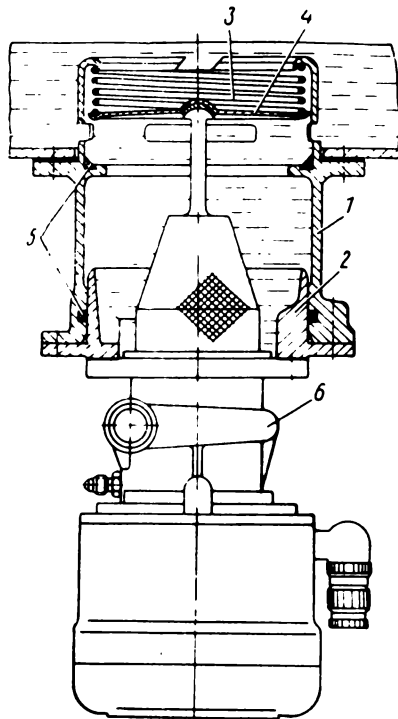


Рис. 12.4. Монтажное устройство для монтажа и демонтажа внебаковых насосных агрегатов без слива топлива из баков:

1—корпус монтажного устройства; 2—подсадочный фланец; 3—пружина; 4—клапан; 5—эластичные уплотнения; 6—насосный агрегат

устройства по цилиндрической направляющей посадочного фланца.

Аналогичное монтажное устройство может быть применено для монтажа и демонтажа внебаковых насосных агрегатов без слива рабочей жидкости из баков (рис. 12.4). Очевидно, что монтаж и демонтаж насосных агрегатов без слива рабочей жидкости из баков может быть обеспечен и целым рядом других конструктивных решений монтажных устройств, не требуя для этого разработки специальных конструкций насосных агрегатов.

Следует отметить, что конструкции монтажных устройств для монтажа и демонтажа насосных агрегатов без слива рабочей жид-

кости из баков, могут быть значительно упрощены при использовании герметичных насосных агрегатов, не требующих вывода дренажа и подвода вентиляции, как например, насосы с приводом от мокрых электродвигателей (см. гл. V).

Предполетный контроль насосных агрегатов очевидно целесообразно производить путем проверки соответствия их выходных параметров паспортным данным.

Нарушение нормальной работы насосных агрегатов в ряде случаев может быть выявлено путем сравнения шума нормально работающего агрегата и агрегата с подозреваемой неисправностью. Таким путем можно обнаружить нарушение нормальной работы подшипников, касание вращающихся деталей о неподвижные, попадание в агрегат посторонних предметов и т. п.

При появлении в эксплуатации течи рабочей жидкости в дренаж выше допустимой, а также при обнаружении других неисправностей необходимо агрегат снять с объекта и направить в ремонт. Следует однако отметить, что в ряде случаев, как показывает опыт эксплуатации, появление течи выше допустимой, равно как и другие нарушения нормальной работы насосных агрегатов, связаны с нарушением условий их эксплуатации.

Насосные агрегаты подвергаются восстановительному ремонту после выработки гарантированного организацией-поставщиком срока службы или в случае неудовлетворительной их работы.

Поступающие в ремонт агрегаты должны быть полностью укомплектованы, законсервированы и упакованы согласно действующим инструкциям. К агрегатам должны быть приложены заполненные паспорта с указанием дефекта или причины снятия с объекта и времени наработки. Паспорта должны быть подписаны ответственными лицами. Поступившие в ремонт агрегаты осматривают и определяют возможность ремонта. Осмотр и приемку агрегатов в ремонт оформляют актом. В акте указывают техническое состояние агрегатов, отмечают приемку его в ремонт или выбраковку с использованием деталей и узлов. Разборка агрегатов должна производиться в соответствии с технологией и только рекомендованным инструментом.

Все обнаруженные дефекты заносятся в специальную ведомость дефектации, которая служит основанием для ремонта или списания деталей. Все уплотнительные и контрольные детали независимо от их состояния заменяются новыми. Детали, имеющие трещины, изломы, глубокие забоины и тому подобные дефекты восстановлению не подлежат.

Детали, забракованные при осмотре и обмере, необходимо внести в дефектационную ведомость и сделать отметку об их замене. Забракованные или подлежащие обязательной замене при ремонте детали заменяются новыми из группового комплекта или специально изготовленными ремонтными деталями. Допускается использование годных деталей со списанных изделий, при этом

независимо от категории детали должны быть подвергнуты дефектации.

После ремонта каждый агрегат проходит обкатку и контрольные испытания, после чего он консервируется, упаковывается и сдается на склад. Консервация агрегатов производится по технологическим инструкциям организации, производящей консервацию. Технологические инструкции по консервации, расконсервации и хранению агрегатов должны составляться на основании общих действующих в авиационной промышленности аналогичных инструкций для авиационных агрегатов, в зависимости от сроков и условий хранения.

Следует особо отметить, что при промывке и консервации ряда насосных агрегатов необходимо строго соблюдать все предосторожности, предусмотренные их техническим описанием. Так, например, при промывке и консервации всех электроприводных насосных агрегатов необходимо тщательно предохранять дренажные и вентиляционные каналы, а также внутреннюю полость электродвигателя от попадания в них промывочной или консервирующей жидкостей. Попадание промывочной жидкости (бензина) во внутреннюю полость электродвигателя, равно как и жидкой консервирующей смазки, может привести к вымыванию консистентной смазки из подшипников, что влечет за собой преждевременный выход их из строя. Агрегаты упаковывают в специальную тару, обеспечивающую их сохранность при хранении и транспортировке.

Приложение

ПЕРЕВОД ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В КНИГЕ ФИЗИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН В МЕЖДУНАРОДНУЮ СИСТЕМУ ЕДИНИЦ

Наименование физической величины	Единица измерения	Перевод в систему СИ
Давление	кгс/см^2	$1 \text{ кгс/см}^2 = 1 \text{ ат} = 98066,5 \text{ н/м}^2$
Подача	$\text{м}^3/\text{час}$	$3600 \text{ м}^3/\text{сек}$
Сила	кгс	$1 \text{ кгс} = 9,80665 \text{ н}$
Температура	$^{\circ}\text{C}$	$0^{\circ}\text{C} = 273,15^{\circ}\text{K}$
Момент силы	$\text{кгс} \cdot \text{м}$	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 9,80665 \text{ н} \cdot \text{м}$
Угловая скорость	об/мин	$1 \text{ об/мин} = \frac{\pi}{30} \text{ рад/сек}$
Удельный вес	кгс/м^3	$1 \text{ кгс/м}^3 = 9,80665 \text{ н/м}^3$
Работа	$\text{кгс} \cdot \text{м}$	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 9,80665 \text{ дж}$
Мощность	л. с.	$1 \text{ л. с.} = 735,5 \text{ вт}$

1. Абдурашитов С. А., Вершинин И. М., Стрельцов В. П., «Вестник машиностроения», 1965, № 1.
2. Абрамович Г. Н., Теория турбулентных струй, Физматгиз, 1960.
3. Айзенштейн М. Д., Центробежные насосы для нефтяной промышленности, Гостоптехиздат, 1957.
4. Андреев В. П., Сабинин Ю. А., Основы электропривода, Госэнергоиздат, 1963.
5. Байбаков О. В., Зеергофер О. И., Гидравлика и насосы, Госэнергоиздат, 1957.
6. Башта Т. М., Расчеты и конструкции самолетных гидравлических устройств, Оборонгиз, 1961.
7. Бертинов А. И., Авиационные электрические генераторы, Оборонгиз, 1959.
8. Голубев А. И., Лабиринтные насосы для химической промышленности, Машгиз, 1961.
9. Думов В. И. Расчет центробежных ступеней насосов с предвключенными осевыми колесами, обладающими высокими антикавитационными свойствами, «Теплоэнергетика», 1959, № 6.
10. Емин О. Н., Выбор параметров и расчет осевых активных турбин для привода агрегатов, Оборонгиз, 1962.
11. Идельчик И. Е., Справочник по гидравлическим сопротивлениям, Оборонгиз, 1960.
12. Карелин В. Я., Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах, Машгиз, 1963.
13. Кулебакин В. С., Морозовский В. Т., Синдеев И. М., Электрооборудование самолетов, Оборонгиз, 1956.
14. Кулебакин В. С., Нагорский В. Д., Электропривод самолетных агрегатов и механизмов, Оборонгиз, 1958.
15. Лещинер Л. Б., На дальнем сверхзвуковом. Особенности топливных систем, «Авиация и космонавтика», 1966, № 11.
16. Ломакин А. А., Центробежные и пропеллерные насосы, Машгиз, 1950.
17. Макаров Г. В., Уплотнительные устройства, изд-во «Машиностроение», 1965.
18. Миролубов И. В., Расчет характеристик осевых преднасосов, Известия высших учебных заведений. Серия «Авиационная техника», 1959, № 1.
19. Нефедов Д. И., Лещинер Л. Б., Топливные системы современных самолетов, Воениздат, 1964.
20. Овсянников Б. В., Теория и расчет насосов жидкостных реактивных двигателей, Оборонгиз, 1960.
21. Певзнер Б. М., Судовые центробежные и осевые насосы, изд-во «Судостроение», 1964.
22. Поликовский В. И., Самолетные силовые установки, Оборонгиз, 1952.
23. Поликовский В. И., Сурнов Д. Н., Силовые установки летательных аппаратов с воздушно-реактивными двигателями, изд-во «Машиностроение», 1965.
24. Флейдерер К., Лопаточные машины для жидкостей и газов, Машгиз, 1960.
25. Рагозин Н. А., Реактивные топлива, Гостоптехиздат, 1959.
26. Раздолин М. В., Уплотнения авиационных гидравлических агрегатов, изд-во «Машиностроение», 1965.

27. Скубачевский Г. С., Авиационные газотурбинные двигатели, изд-во «Машиностроение», 1965.
28. Смирнов И. Н., Гидравлические турбины, Госэнергоиздат, 1956.
29. Степанов А. И., Центробежные и осевые насосы, Машгиз, 1960.
30. Уриновский Д. С., Асинхронные электродвигатели с гильзой на статоре при разных частотах и скоростях вращения, «Электротехника», 1965, № 1.
31. Чебаевский В. Ф., К вопросу о механизме кавитации в центробежных насосах, «Теплоэнергетика», 1957, № 9.
32. Чебаевский В. Ф., Способ расчета центробежных насосов на кавитацию, «Вестник машиностроения», 1959, № 8.
33. Grant Roy, „Turbopeller“ makes possible self—priming centrifugal pump, Design News, 1965, 20, No. 19, p. 10—11.
34. Flight, 1963, No. 2818, p. 364—366.
35. Pump has a combined impeller and turbine drive „Chem. Engng“, 1965, 72, No. 16, p. 72, 74.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- b_1 — ширина рабочего колеса на входе;
- b_2 — ширина рабочего колеса на выходе;
- C — коэффициент кавитации насоса;
- D, d — диаметр;
- F, f — площадь;
- F_c — сила;
- G — вес, весовой расход;
- g — ускорение силы тяжести;
- $H (p_n)$ — напор (давление) насоса;
- H_T — теоретический напор;
- $H_{T\infty}$ — теоретический напор при колесе с бесконечным числом лопаток;
- l — линейный размер элементов насоса;
- L — работа;
- m — коэффициент неравномерности скоростей на входе в лопатки;
- M — момент;
- k — коэффициент аэродинамического качества;
- K_p — коэффициент Проскуры;
- N — мощность;
- N_T — гидравлическая мощность;
- n — число оборотов;
- n_s — коэффициент быстроходности;
- n_n — коэффициент перегрузки;
- $\Delta p_{акк}$ — величина наддува топливного аккумулятора относительно расходного бака;
- p_h — атмосферное давление;
- $\Delta p_{изб}$ — избыточное давление;

- $p_{\min}$ — минимальное допустимое давление на входе в насос;
 p_s — давление насыщенных паров;
 $\Delta p_{\text{ин}}$ — инерционные потери давления;
 $\Delta p (\Delta h)$ — кавитационный запас насоса;
 Δp_v — потери давления воздуха за счет гидравлического сопротивления;
 Q — подача насоса;
 S_1, S_2 — толщина лопатки на входе и выходе соответственно;
 t — шаг решетки профилей;
 u — переносная (окружная) скорость;
 v — абсолютная скорость жидкости;
 v_m — меридианная составляющая абсолютной скорости;
 v_u — окружная составляющая абсолютной скорости;
 w — относительная скорость жидкости;
 w_∞ — относительная скорость жидкости при бесконечном числе лопаток;
 z — число лопаток рабочего колеса;
 β_1, β_2 — угол между касательной к лопатке и касательной к окружности;
 β — угол относительной скорости;
 δ — толщина лопатки, измеренная по окружности;
 $\Delta h (\Delta p)$ — кавитационный запас энергии на входе в рабочее колесо;
 η — коэффициент полезного действия насоса;
 η_r — коэффициент полезного действия гидравлический;
 η_m — коэффициент полезного действия механический;
 η_o — коэффициент полезного действия объемный;
 $\lambda_{\text{тр}}$ — коэффициент сопротивления трения;
 ν — коэффициент кинематической вязкости;
 μ — коэффициент расхода;
 ξ — коэффициент гидравлического сопротивления;
 ω — угловая скорость вращения.

	<i>Стр.</i>
Предисловие	3
<i>Глава I. Центробежные насосные агрегаты в самолетных системах</i>	<i>5</i>
Подкачивающие ЦНА в топливных системах	9
Давление насыщения паров топлива. Явление кавитации в насосах	9
Высотность насосов I и II ступени подкачки топлива	13
Выбор характеристик ЦНА I ступени подкачки топлива	19
Обеспечение нормальной работы насоса I ступени подкачки в усло- виях действия перегрузок и состояния невесомости	30
Особенности установки и работы ЦНА I ступени подкачки	38
Перекачивающие ЦНА в топливных системах	40
Работа ЦНА в системе	42
<i>Глава II. Основы теории и расчета центробежных и осевых насосов</i>	<i>48</i>
Основы теории подобия центробежных насосов	48
Кавитационные характеристики насосов	54
Методы улучшения кавитационных характеристик насосов	57
Определение основных размеров проточной части центробежного насоса	65
Определение основных размеров рабочего колеса	65
Профилирование канала колеса в меридианном сечении	70
Подводящие устройства к рабочему колесу	74
Профилирование отводящих устройств	75
Построение характеристик насоса приближенным способом	79
Уравновешивание сил, действующих на колесо насоса	81
Определение основных размеров проточной части осевых насосов	83
Определение основных размеров осевого колеса	87
Характеристики осевого насоса	89
Выбор оптимальных геометрических размеров предвключенного осе- вого колеса	91
Пример расчета центробежного насоса	96
<i>Глава III. Рациональный выбор привода центробежных насосных агрегатов</i>	<i>102</i>
<i>Глава IV. Насосы с приводом от электродвигателей</i>	<i>117</i>
Внебаковые ЭЦН	118
Магистральные ЭЦН	119
Внутрибаковые ЭЦН	120
Кессонные ЭЦН	122
Элементы конструкции электроприводных насосов	130
Материалы, технология и посадки	136

	Стр.
Глава V. Герметичные насосные агрегаты	140
Герметичные насосные агрегаты с залитым приводом	140
Герметичные насосные агрегаты с абсолютно герметичным устройством для передачи крутящего момента	146
Глава VI. Электропривод авиационных центробежных насосов	148
Двигатели постоянного тока	150
Двигатели переменного тока	153
Электромеханические характеристики привода	155
Типовые конструкции электродвигателей для привода ЭЦН	161
Особенности конструкции электродвигателей для привода ЭЦН	164
Привод для герметичных ЭЦН	168
Выбор электропривода для ЭЦН	173
Глава VII. Насосы с приводом от воздушных турбин	175
Рациональный выбор характеристик пневмотурбопривода ЦНА	179
Конструкция пневмотурбоприводных ЦНА	185
Глава VIII. Насосы с приводом от гидравлических турбин	193
Конструкция гидротурбоприводных ЦНА	196
Глава IX. Насосы с механическим приводом от авиадвигателя	198
Конструктивные особенности ДЦН	204
Глава X. Специальные насосные агрегаты	207
Насосы с сепарационными и самовсасывающими устройствами	207
Насосы с различными числами оборотов предвключенного осевого и рабочего колес	211
Двухконтурные насосные агрегаты	213
Авторегулируемые насосы	218
Черпаковые насосы	220
Центробежные насосы с дросселированием на входе	223
Глава XI. Уплотнения в авиационных центробежных насосных агрегатах	224
Уплотнения вращающихся деталей	225
Уплотнения неподвижных соединений	234
Некоторые особенности материалов и технологии уплотнений	237
Глава XII. Особенности испытаний и эксплуатации авиационных центробежных насосных агрегатов	239
Приложение	250
Л и т е р а т у р а	251

*Лев Семенович Ариунушкин, Рувим Борисович Абрамович,
Александр Юрьевич Поликовский, Леонид Борисович Лещинер,
Ефим Абрамович Глозман*

АВИАЦИОННЫЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ
НАСОСНЫЕ АГРЕГАТЫ

Корректор *Е. П. Карнаух*
Редактор *Н. П. Колосова*
Техн. редактор *Н. Н. Скотникова*

Сдано в набор 14/III 1967 г.
Г-40627 Подписано в печать 14/XI 1967 г.
Формат бумаги 60×90¹/₁₆ Печ. л. 16,00
Учетно-изд. л. 15,68 Бум. л. 8,00
Бумага типографская № 1 Тираж 3500 экз.
Цена 1 р. 01 к. Заказ 1602
Тем. план 1967 г. № 166

Издательство «Машиностроение», Москва, К-51
Петровка, 24

Московская типография № 8 Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР
Хохловский пер., 7. Тип. зак. 691.

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
71	1 снизу в числите- ле формулы	$t - S$	$t - \delta$
72	3 сверху	$S = \frac{\delta}{\sin \beta}$	$\delta = \frac{S}{\sin \beta}$
72	4 сверху	S	δ
75	Формула (2.60)	$1 + q_k$	$1 - q_k$
154	7 сверху	40 $g\mu$	400 $g\mu$
177	15 снизу	$\eta_e = \eta_r \cdot \eta$	$\eta_e = \eta_r \cdot \bar{\eta}$
196	Формула (8.4) в числителе	n	$\bar{n}$
227	рис. 11. 1, a	$\varnothing 6Д \left(\begin{smallmatrix} 0,004 \\ -0,012 \end{smallmatrix} \right)$	$\varnothing 8C_4 (-0,1)$
227	Рис. 11, 1, b	$\varnothing 19,4 \pm 0,25$	$\varnothing 18,6^{+0,3}$
249	10 снизу	контрольные	контровочные