

В.Г.Гейер В.С.Дулин А.Н.Заря

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПРИВОД

3-Е ИЗДАНИЕ,
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

*Допущено
Государственным комитетом СССР
по народному образованию
в качестве учебника
для студентов вузов,
обучающихся по специальности
«Горные машины и оборудование»*



МОСКВА "НЕДРА" 1991

ББК 33.1

Г 29

УДК 622.233.6

Рецензент кафедра горных машин и комплексов Свердловского горного института им. В. В. Вахрушева

Г 2502010000—039
043(01)—91 55—91

ISBN 5-247-01007-8

© Издательство «Недра», 1981

© В. Г. Гейер, В. С. Дулин,
А. Н. Заря, 1991, с измене-
ниями и дополнениями

Настоящий учебник написан в соответствии с программой, утвержденной Государственным комитетом СССР по народному образованию. По сравнению со вторым изданием в нем полнее рассмотрены вопросы неустойчивости движения жидкости (они выделены специальным разделом), больше уделено внимания теории смазки, опущен раздел «Измерение основных гидравлических величин», как относящийся к лабораторному практикуму. Во вторую часть настоящего учебника внесены значительные изменения, обусловленные усовершенствованием теории и техники гидропривода, а также введением подразделов по гидропневмоавтоматике и монтажу гидроаппаратуры, подраздела «Основы проектирования гидропривода». Кроме этого расширены раздел «Пневмопривод» и подразделы по гидродвигателям, увеличено число примеров. После каждого раздела учебника приведены вопросы для самопроверки.

Так как изучение шахтных вентиляторных и водотливных установок предусмотрено учебными планами после курса гидравлики, в настоящем учебнике теория лопастных гидромашин подробно не рассматривается.

Введение, разделы 3, 4, 7 и 9 написаны заслуженным деятелем науки и техники УССР, проф., д-ром техн. наук В. Г. Гейером, разделы 1, 2, 5, 6 и 8 — доц., канд. техн. наук В. С. Дулиным, разделы 10—16 — доц., канд. техн. наук А. Н. Зарей.

В современных горных машинах и агрегатах широко применяют гидравлические системы и гидравлические привода, основными отличительными особенностями которых являются: большие развиваемые усилие и мощность при малых габаритах, податливость, простота и точность регулирования, защита от перегрузок, высокая надежность. Получает дальнейшее развитие гидромеханизация, при которой выемка угля и проходка горных выработок осуществляются гидромониторами и комбайнами, а транспортирование и подъем горной массы — гидротранспортом. С помощью пневмоэнергии добывается значительная часть угля и руд.

Для обеспечения эффективной эксплуатации и дальнейшего совершенствования сложных гидравлических систем и гидропневмоприводов горных машин, вентиляционных и дегазационных устройств шахт, шахтных вентиляторных и водоотливных установок, оборудования при гидромеханизации горных работ горные инженеры должны обладать глубокими знаниями в области гидравлики и гидропривода.

Гидравлика (техническая механика жидкости) — это прикладная наука, изучающая законы равновесия и движения жидкости, а также способы применения этих законов к решению инженерных задач. Учитывая, что в горной практике приходится иметь дело как с капельными жидкостями (водой, маслами), так и с газами (воздухом, метаном), в настоящем курсе при рассмотрении основных законов равновесия и движения жидкости указана возможность применения этих законов для газов.

Гидравлика является научной основой при изучении гидросистем, гидроприводов горных машин и комплексов, насосных, вентиляторных и компрессорных установок, рудничной аэрологии, вентиляции и дегазации шахт, обогащения полезных ископаемых, гидромеханизации горных работ, гидрогеологии.

Гидропривод и пневмопривод представляют собой комплексы, предназначенные для приведения в движение машин и механизмов с помощью гидравлической и пневматической энергий.

Первыми фактическими знаниями по гидравлике и опытом их практического применения обладали еще в древности народы Египта, Китая, Ассирии, Греции и других стран. Об этом свидетельствует строительство водоподъемных колес, кораблей, каналов, плотин, акведуков для водоснабжения и т. д. Остатки древних гидротехнических сооружений в ряде стран сохранились до наших дней. Все это способствовало накоплению практических сведений о движении и равновесии жидких тел. Одним из первых трудов (250 г. до н. э.), относящихся к гидравлике, яв-

ляется трактат Архимеда «О плавающих телах», в котором сформулирован закон, известный теперь как закон Архимеда.

Последующие научные работы по гидравлике появились лишь в XVI и XVII веках. Наиболее крупные из них принадлежат: Леонардо да Винчи (1452—1519) — в области плавания тел, движения жидкости по трубам и открытым руслам; Симону Стевину (1548—1620) — законы давления жидкости на дно и стенки сосуда; Галилео Галилею (1564—1642) — в области равновесия и движения тел в жидкости; Эванджелиста Торричелли (1608—1647) — по истечению жидкости через отверстия; Блезу Паскалю (1623—1662) — о передаче давления жидкости (закон Паскаля); Исааку Ньютону (1643—1727) — о внутреннем трении в жидкости (закон Ньютона) и сопротивлении тел при движении в жидкости.

Гидромеханика (гидравлика) как наука сформировалась в XVIII веке в Российской академии наук благодаря работам Даниила Бернулли (1700—1782), Леонарда Эйлера (1707—1783) и М. В. Ломоносова (1711—1765). М. В. Ломоносов открыл закон сохранения вещества, который является физической основой уравнений движения жидкости. В своих работах «О вольном движении воздуха, в рудниках примеченном», «Попытка теории упругой силы воздуха», а также при разработке и изготовлении приборов для измерения скорости и направления ветра М. В. Ломоносов заложил основы гидравлики как прикладной науки. Л. Эйлер составил известные дифференциальные уравнения относительного равновесия и движения жидкости (уравнение Эйлера), а также предложил способы описания движения жидкости. Д. Бернулли получил уравнение запаса удельной энергии в невязкой жидкости при установившемся движении (уравнение Бернулли), являющееся основным.

Значительное развитие гидравлики как прикладная наука получила в XVIII и XIX веках в работах многих ученых и инженеров европейских стран: изобретение Пито прибора для измерения скорости (трубка Пито); установление Шези зависимости для определения потерь напора в каналах и трубах (формула Шези); экспериментальные работы Базена, Маннинга, Гангилье, Куттера по определению параметров, входящих в формулу потерь напора; составление эмпирических и полуэмпирических формул для определения гидравлических сопротивлений (Пуазейль, Дарси, Вейсбах, Буссинек); исследование вопросов истечения жидкости (Базен, Борда, Вейсбах).

Важное значение для развития гидравлики имело физическое обоснование двух режимов движения жидкости О. Рейнольдсом (1842—1912) и установление принципов и критериев гидродинамического подобия (числа Рейнольдса, Фруда, Эйлера и др.).

В конце XIX и начале XX века существенный вклад в развитие гидравлики внесли русские ученые и инженеры: Н. П. Пет-

ров (1836—1920) разработал гидродинамическую теорию смазки и теоретически обосновал гипотезу Ньютона; Н. Е. Жуковский (1847—1921) создал теорию гидравлического удара, теорию крыла, исследовал многие вопросы механики жидкости и основал известный всему миру Центральный аэрогидродинамический институт (ЦАГИ), носящий теперь его имя; Д. И. Менделеев (1834—1907) опубликовал в 1880 г. работу «О сопротивлении жидкостей и о воздухоплавании», в которой высказал важные положения о механизме сопротивления движению тела в жидкости и дал основные представления о пограничном слое. Теория пограничного слоя, являющаяся одной из основополагающих при изучении турбулентных потоков в трубах и обтекании тела жидкостью, в XX в. получила дальнейшее развитие в трудах многих ученых (Л. Прандтля, Л. Г. Лойцянского, Г. Шлихтинга и др.).

Хотя отдельные элементы гидропневмоприводов (насосы, гидро- и пневмодвигатели и др.) применялись еще до нашей эры, использование гидропневмопривода в современном понятии (как комплекса устройств) началось сравнительно недавно. Известно, что в 1888 г. инженеры Русского металлического завода впервые применили гидропривод для наводки дальнобойных орудий на военных кораблях. Начиная с 1902 г. в морском флоте стали применять гидродинамические передачи.

Начало использования гидропривода в отечественных горных машинах относится к 1933—1937 гг. Первыми гидрофицированными машинами для шахт были врубовая машина КС конструкции В. В. Кисина и А. К. Сердюка и угольный комбайн С-5 конструкции инженера А. К. Сердюка. С 1950 г. области применения гидропривода в горных машинах, механизированных крепях и системах автоматики технологических процессов угольных и рудных шахт расширяются.

В СССР создана обширная сеть гидравлических и аэродинамических институтов и лабораторий (ЦАГИ, ВНИИгидромаш, ВНИИводгео и др.), оснащенных совершенным оборудованием и точными приборами. Кроме этого, интенсивное развитие гидропривода и его широкое применение в различных отраслях техники обусловили создание специального научно-исследовательского института (ВНИИгидропривода) и ряда специализированных заводов. Созданием и совершенствованием гидроприводов для горных предприятий успешно занимаются также отраслевые институты (ИГД им. А. А. Скочинского, Гипроуглемаш, Донгипроуглемаш), высшие учебные заведения (Донецкий политехнический и Московский горный институты), машиностроительные заводы (Горловский им. С. М. Кирова, Дружковский им. 50-летия Советской Украины, Каменский, Узловской им. И. И. Федунца, Киселевский имени И. С. Черных, им. Петровского), производственные объединения «Каргормаш» и др.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЖИДКОСТИ

1.1. Основные понятия и определения

Одно и то же вещество, имеющее молекулярное строение, может находиться в разных агрегатных состояниях (твердом, жидком, газообразном, плазменном), обусловленных различиями в тепловом движении молекул и в их взаимодействиях. Переход из одного состояния в другое сопровождается скачкообразным изменением ряда физических свойств данного вещества. Например, вода в зависимости от давления и температуры может находиться в жидком состоянии, газообразном (пар) или твердом (лед).

Жидкость — это материальная среда (вещество), обладающая свойством текучести, т. е. способностью неограниченно деформироваться под действием приложенных сил. Данное свойство обусловлено диффузией молекул. Благодаря ему жидкость не имеет собственной формы и принимает форму того сосуда, в котором она находится.

В зависимости от механических свойств жидкости, рассматриваемые в настоящем курсе, подразделяются на две группы: *капельные* — практически несжимаемые (вода, ртуть, масла и др.); *газообразные* — легко сжимаемые (воздух, газы). Сжимаемость газообразных жидкостей объясняется большими расстояниями между молекулами и меньшими межмолекулярными силами, чем в капельных жидкостях. Кроме этого газообразные жидкости, в отличие от капельных, не имеют свободной поверхности — поверхности раздела между жидкостью и газообразной средой.

В связи с отсутствием специального термина, который характеризовал бы жидкость в широком смысле, в дальнейшем будем пользоваться терминами «капельная жидкость», имея в виду малосжимаемую жидкость, «газообразная жидкость» или «газ», имея в виду легкосжимаемую жидкость, и «жидкость». Последний термин будем употреблять в широком смысле, охватывающем как капельную жидкость, так и газ, т. е. всякую среду, обладающую свойством текучести.

Для упрощения рассматриваемых явлений и вывода ряда закономерностей в гидравлике, как и в механике твердого тела,

приходится в некоторых случаях вводить ряд допущений и гипотез, т. е. прибегать к так называемым моделям жидкости.

Одной из них является широко используемая в гидравлике гипотеза сплошной среды, в соответствии с которой, абстрагируясь от молекулярного строения, жидкость рассматривается как непрерывная сплошная среда (континуум), полностью занимающая все пространство, в котором она находится, без образования разрывов и пустот. Такое допущение в большинстве случаев вполне правомерно, поскольку размеры занимаемого жидкостью пространства (даже элементарного) несоизмеримо больше размеров межмолекулярных расстояний и самих молекул. Однако гипотеза сплошной среды непригодна для сильно разреженных газов, а также при нарушении сплошности среды (кавитации).

Данная гипотеза (модель) позволяет рассматривать все механические характеристики жидкости (плотность, скорость, давление и т. д.) как функции координат точки в пространстве и времени, следовательно, любая функция, которая характеризует состояние жидкости, непрерывна и дифференцируема.

Введение гипотезы сплошной среды и других моделей жидкости позволяет применять при решении различных задач технической механики жидкости (гидравлики) мощный математический аппарат.

1.2. Основные физические свойства жидкости

Плотность — важнейшая характеристика жидкости, представляющая собой массу однородного вещества единичного объема:

$$\rho = m/V. \quad (1.1)$$

Размерность плотности $[\rho] = L^{-3}M$, единица СИ — килограмм на кубический метр (кг/м^3).

Значения плотности некоторых жидкостей приведены в прил. 1 и 2. Иногда в справочниках вместо плотности приводится относительная плотность вещества.

Относительная плотность — безразмерная величина, представляющая собой отношение плотности рассматриваемого вещества к плотности стандартного вещества в определенных физических условиях:

$$\delta = \rho/\rho_{\text{ст.}} \quad (1.2)$$

В качестве стандартного вещества принимают: для твердых тел и капельных жидкостей — дистиллированную воду плотностью 1000 кг/м^3 при значениях температуры 277 К (4°С) и давления $101,3 \text{ кПа}$ (760 мм рт. ст.); для газов — атмосферный

воздух плотностью $1,2 \text{ кг/м}^3$ при значениях температуры 293 К (20°С) и давления $101,3 \text{ кПа}$ и относительной влажности 50% (стандартные условия).

Для непосредственного измерения плотности в технике часто используют приборы, называемые ареометрами.

Сжимаемость — способность жидкости изменять свой объем при изменении давления и (или) температуры.

Плотность капельных жидкостей при температуре и давлении, отличных от начальных,

$$\rho = \rho_0 (1 - \beta_t \Delta t + \beta_p \Delta p), \quad (1.3)$$

где ρ_0 — плотность жидкости при начальных температуре и давлении; Δt и Δp — приращения температуры и давления; β_t и β_p — коэффициенты температурного расширения и объемного сжатия, представляющие собой относительные изменения объема жидкости при изменении соответственно температуры или давления на одну единицу:

$$\beta_t = \frac{1}{V} \frac{dV}{dt}; \quad \beta_p = - \frac{1}{V} \frac{dV}{dp}.$$

Величина, обратная β_p , называется модулем упругости жидкости $E_{\text{ж}} = 1/\beta_p$.

Числовые значения коэффициентов β_t и β_p весьма малы. Например, в интервале значений давления $p = (1 \div 200) \cdot 10^5 \text{ Па}$ при $t = 20^\circ\text{С}$ средние значения указанных коэффициентов составляют: для воды $\beta_t \approx 2 \cdot 10^{-4} \text{ }^\circ\text{С}^{-1}$, $\beta_p \approx 5 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$; для минеральных масел, применяемых в гидروприводах, $\beta_t \approx 7 \cdot 10^{-4} \text{ }^\circ\text{С}$, $\beta_p \approx 6 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$. При решении большинства практических задач изменением плотности капельных жидкостей при изменении температуры или давления обычно пренебрегают (за исключением задач о гидравлическом ударе, об устойчивости и колебании гидравлических систем и некоторых других, в которых приходится учитывать сжимаемость жидкости, а также за исключением ряда тепловых расчетов, в которых необходим учет изменения температуры жидкости).

Плотность газов в значительной степени зависит от температуры и давления. Используя известное уравнение Клапейрона — Менделеева (уравнение состояния идеального газа)

$$pV = \frac{m}{\mu} R_{\mu} T \quad \text{или} \quad p\nu = RT, \quad \text{или} \quad p/\rho = RT, \quad (1.4)$$

где p — абсолютное давление; V — объем; m — масса; R_{μ} — универсальная газовая постоянная, равная $8,314 \text{ Дж/(моль} \cdot \text{К)}$; T — абсолютная температура; μ — молярная масса; $\nu = V/m$ — удельный объем; $R = R_{\mu}/\mu$ — газовая постоянная [для воздуха $R = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$, для метана $R = 518 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$], можно ус-

становить зависимость плотности газа от температуры и давления:

$$\rho = \rho_0 \frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T}, \quad (1.5)$$

где ρ и ρ_0 — плотности газа соответственно при новых давлении p и температуре T и начальных давлении p_0 и температуре T_0 .

Оценить сжимаемость жидкостей можно и другим путем. Так, в состоянии покоя характерным параметром сжимаемости жидкости является скорость распространения в ней звуковых колебаний — скорость звука

$$c_{зв} = \sqrt{\Delta p / \Delta \rho} = \sqrt{E_{ж} / \rho}, \quad (1.6)$$

где Δp — приращение давления; $\Delta \rho$ — приращение плотности жидкости.

Чем больше скорость звука, тем меньше сжимаемость данной жидкости и наоборот.

Если жидкость движется, то для оценки ее сжимаемости пользуются обычно не абсолютным значением скорости звука, а отношением скорости потока v к скорости звука $c_{зв}$ в данной жидкости, которое называется числом Маха

$$M = v / c_{зв}. \quad (1.7)$$

Если скорость движения жидкости мала по сравнению со скоростью распространения в ней звука, т. е. число Маха значительно меньше единицы, то, независимо от абсолютного значения скорости звука, капельную жидкость или газ при таком движении можно считать практически несжимаемыми.

Растворимость. Все жидкости в определенной мере поглощают и растворяют газы. Объем газа, который может раствориться в капельной жидкости до ее полного насыщения,

$$V_r = k V_{ж} p_2 / p_1,$$

где V_r — объем газа при начальном давлении p_1 ; $V_{ж}$ — объем жидкости при конечном давлении p_2 ; k — коэффициент растворимости (например, при $t = 20^\circ \text{C}$ коэффициент растворимости воздуха в воде равен 0,016, в масле — $0,08 \div 0,1$).

Понижение давления в какой-либо точке гидросистемы влечет за собой выделение в этом месте газа в виде мельчайших пузырьков и образование пены. Последняя может появляться также при засасывании воздуха в гидросистему через неплотности или при сбросе жидкости в резервуар с некоторой высоты. Наличие пузырьков и особенно пены наряду с уменьшением плотности и увеличением сжимаемости жидкости нарушает сплошность потока и нормальную работу гидросистем.

Таблица 1.1. Давление насыщенных паров жидкостей, кПа

Жидкость	Температура жидкости, °С						
	20	40	60	80	100	120	140
Вода	2,34	7,38	19,9	47,4	101	199	362
Масло:							
АМГ-10	—	—	0,4	0,8	1,73	3,06	5,72
И-20А	—	—	0,13	0,27	0,4	0,53	0,93

Парообразование, кипение, кавитация. При изменении давления и температуры капельной жидкости до определенных значений, при которых давление становится равным давлению насыщенного пара $p_{н.п}$ этой жидкости при данной температуре (табл. 1.1), происходит изменение количественных характеристик капельной жидкости, и последняя скачкообразно переходит в новое качество: в жидкости образуются пузырьки и даже целые полости, заполненные паром и растворенными в ней газами. Данный процесс называется *парообразованием*. Достигая свободной поверхности капельной жидкости, пузырьки лопаются, и пар улетучивается — происходит *кипение* жидкости.

Если жидкость находится в замкнутом пространстве, то пузырьки остаются в ней, нарушая сплошность капельной жидкости. Когда давление жидкости превысит давление насыщенного пара, снова происходит скачкообразный переход в новое качество — пар почти мгновенно конденсируется, а газы растворяются в капельной жидкости. Тогда в образовавшиеся пустоты с большой скоростью устремляются частицы капельной жидкости, окружавшей пузырьки, что приводит к почти мгновенному (за тысячные доли секунды) их смыканию. Это, в свою очередь, вызывает значительный рост давления (до нескольких МПа) в местах смыкания пузырьков, сопровождающийся характерным шумом, а также местное повышение температуры. Рассмотренный выше процесс называется *кавитацией*.

Кавитация в трубопроводах и гидравлических машинах — крайне вредное явление, так как она вызывает их эрозию, возникающую в результате многократного местного повышения давления, сопровождающегося ударами частиц капельной жидкости о стенки труб и проточных частей гидромашин. Эрозия обычно усиливается также химическим и электрохимическим воздействиями выделяющегося из воды воздуха, богатого кислородом. При длительной работе трубопроводов и гидромашин в режиме кавитации происходит разрушение указанных выше элементов.

Капиллярность — это способность капельной жидкости, находящейся в трубке малого диаметра (капилляре), подниматься выше свободной поверхности в резервуаре, образуя вогнутый

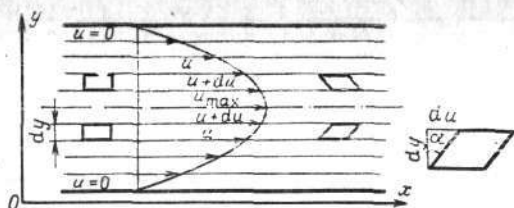


Рис. 1.1. Схема относительного движения слоев жидкости

мениск (если жидкость смачивает стенки трубки), или опускаться ниже свободной поверхности, образуя выпуклый мениск (если жидкость не смачивает стенки трубки). Данная способность жидкости обусловлена ее поверхностным натяжением и молекулярными силами взаимодействия между жидкостью и стенками трубки.

Как известно из курса физики, высота поднятия или опускания жидкости в трубке

$$h = \frac{2\sigma}{\rho g r} = \frac{4\sigma}{\rho g d} = \frac{k}{d}, \quad (1.8)$$

где σ — поверхностное натяжение; ρ — плотность жидкости; $d = 2r$ — диаметр трубки; $k = 4\sigma/\rho g$ — величина, постоянная для каждой конкретной жидкости. Подставляя в (1.8) определенные значения диаметра трубки d в миллиметрах, можно получить значения этой постоянной: для воды $k = +30 \text{ мм}^2$, для спирта $k = +11 \text{ мм}^2$; для ртути $k = -10 \text{ мм}^2$.

Вязкость — свойство жидкости оказывать сопротивление перемещению одной ее части относительно другой (сдвигу).

При движении вязкой жидкости между ее соседними слоями, а также между жидкостью и стенками русла возникают силы внутреннего трения и вызванные ими касательные напряжения, направленные в сторону, противоположную движению. Это приводит к различию скоростей частиц в слоях потока и деформации (сдвигу) слоев.

Если предположить, что поток состоит из отдельных слоев бесконечно малой толщины dy (рис. 1.1), то скорости этих слоев будут изменяться по некоторому закону от нулевого значения (у стенки) до максимального значения (в центре потока). Пусть скорости соседних слоев равны u и $u+du$. В прямолинейном движении du можно рассматривать как скорость деформации, а градиент скорости $du/dy = \tan \alpha$ — как угловую скорость деформации.

Согласно гипотезе, высказанной впервые в 1686 г. И. Ньютоном и затем экспериментально и теоретически обоснованной в 1883 г. проф. Н. П. Петровым, сила внутреннего трения T , возникающая между двумя слоями движущейся прямолинейно жидкости, прямо пропорциональна площади поверхности F со-

прикасающихся слоев, градиенту скорости du/dy , а также зависит от рода жидкости и температуры:

$$T = \pm \mu F du/dy, \quad (1.9)$$

где μ — динамическая вязкость, зависящая от рода жидкости и температуры.

Жидкости, в которых силы внутреннего трения не описываются уравнением (1.9), называются аномальными, или неньютоновскими. К ним относятся цементные и глинистые растворы, смолы, некоторые масла при температурах, близких к температурам их застывания, коллоиды и др. Вода, воздух, спирт, ртуть, большинство масел, применяемых в гидроприводах, относятся к обычным — ньютоновским жидкостям.

Разделив обе части уравнения (1.9) на F , получим касательное напряжение (напряжение трения)

$$\tau = T/F = \pm \mu du/dy. \quad (1.10)$$

Так как T и τ всегда положительны, то уравнения (1.9) и (1.10) употребляются со знаком «плюс», если du/dy положительно, и со знаком «минус», если du/dy отрицательно.

В соответствии с уравнением (1.10) $\mu = \tau/(du/dy)$. Следовательно, динамическая вязкость μ численно равна касательному напряжению τ при градиенте скорости $du/dy = 1$, т. е. имеет вполне определенный физический смысл и полностью характеризует вязкость жидкости.

Размерность динамической вязкости $[\mu] = L^{-1}MT^{-1}$, единица СИ — паскаль-секунда (Па·с). Соотношения единицы динамической вязкости в СИ с ее единицами, применявшимися ранее, приведены в прил. 3.

При выполнении технических расчетов в гидравлике обычно пользуются кинематической вязкостью ν , представляющей собой отношение динамической вязкости жидкости к ее плотности:

$$\nu = \mu/\rho. \quad (1.11)$$

Размерность кинематической вязкости $[\nu] = L^2T^{-1}$, единица СИ — квадратный метр в секунду (m^2/c)*. Соотношения единицы кинематической вязкости в СИ с ее внесистемными единицами — см. в прил. 3.

Для определения вязкости жидкостей применяются приборы, называемые вискозиметрами. Вязкость жидкостей более вязких, чем вода (масел, нефтепродуктов и др.), определяют обычно

* При необходимости можно пользоваться производной единицей — квадратный миллиметр в секунду (mm^2/c). В этих единицах, в частности, выражены значения кинематической вязкости для большинства марок смазочных масел и масел, применяемых в качестве рабочих жидкостей гидроприводов. Например, марка масла индустриального И-20А означает, что его кинематическая вязкость равна $20 mm^2/c$ при значении температуры $50^\circ C$.

вискозиметром, состоящим из двух сосудов, пространство между которыми заполнено водой для поддержания требуемой температуры. В сферическом дне внутреннего сосуда укреплена трубка малого диаметра, выведенная через дно наружного сосуда. Отверстие в трубке в нормальном положении закрыто клапаном. Во внутренний сосуд до определенного уровня наливают испытываемую жидкость и с помощью нагревательного устройства нагревают воду в наружном сосуде. Повышение температуры воды, в свою очередь, вызывает медленное и равномерное повышение температуры испытываемой жидкости до требуемого значения температуры t , фиксируемого термометром. После этого клапан открывают и с помощью мерной колбы и секундомера измеряют время истечения 200 см^3 испытываемой жидкости. Аналогичный опыт производят с дистиллированной водой при $t=20^\circ\text{C}$. Отношение времени истечения испытываемой жидкости $T_{\text{и.ж}}$ к времени истечения дистиллированной воды $T_{\text{д.в}}$ соответствует числу градусов условной вязкости или градусов Энглера:

$$^\circ\text{ВУ} = ^\circ\text{Е} = T_{\text{и.ж}}/T_{\text{д.в.}}$$

Для перевода градусов условной вязкости в единицы СИ ($\text{м}^2/\text{с}$) пользуются эмпирической формулой Уббелоде:

$$\nu = (0,0731 ^\circ\text{ВУ} - 0,0631/^\circ\text{ВУ}) \cdot 10^{-4} \quad (1.12)$$

Вязкость зависит от рода жидкости, ее температуры и давления (см. прил. 1 и 2).

При повышении температуры вязкость капельных жидкостей уменьшается, а газообразных — увеличивается. Для разных жидкостей зависимость вязкости от температуры различна, поэтому выразить ее аналитически общим уравнением невозможно.

Для расчета параметров минеральных масел, применяемых в гидроприводах, в интервале значений температуры от 30 до 150°C и вязкости до 10°ВУ можно пользоваться зависимостью:

$$\nu_t = \nu_{50} (50/t)^n, \quad (1.13)$$

где ν_t и ν_{50} — кинематическая вязкость масла соответственно при данной температуре t ($^\circ\text{C}$) и температуре 50°C ; n — показатель степени, зависящий от условной вязкости масла при значении температуры 50°C :

$^\circ\text{ВУ}_{50}$. . .	1,2	1,5	1,8	2	3	4	5	6	7	8	9	10
n	1,39	1,59	1,72	1,79	1,99	2,13	2,24	2,32	2,42	2,49	2,52	2,56

Характер изменения вязкости разных жидкостей при изменении давления зависит от начальных вязкости и температуры. Для большинства капельных жидкостей с повышением давления вязкость несколько увеличивается.

В интервале значений давления от 0 до 50 МПа вязкость минеральных масел, применяемых в гидроприводах, изменяется практически линейно и может быть вычислена по эмпирической формуле

$$\nu_p = \nu_0(1 + k_p p), \quad (1.14)$$

где ν_p и ν_0 — кинематическая вязкость масла соответственно при давлении p (МПа) и атмосферном давлении; k_p — опытный коэффициент, зависящий от марки масла. Для легких масел ($\nu < 15 \cdot 10^{-6}$ м²/с) $k_p = 0,02$, для тяжелых ($\nu > 15 \cdot 10^{-6}$ м²/с) $k_p = 0,03$.

Для других жидкостей зависимости вязкости от давления и температуры приведены в справочной литературе [11]. Учет вязкости реальных жидкостей значительно затрудняет математическое описание закономерностей их движения, а в ряде случаев делает его невозможным. При выводе уравнений и формул гидравлики, описывающих закономерности движения жидкости, прибегают к ее модели — идеальной жидкости, представляющей собой несжимаемую жидкость, лишенную вязкости, а затем в выводы и формулы для идеальной жидкости вводят необходимые поправки, полученные опытным путем. Только после этого данные закономерности могут быть использованы для описания реальных жидкостей.

1.3. Силы, действующие в жидкости

Жидкость в состоянии покоя или движения находится под действием различных сил, которые в соответствии с их природой можно разделить на две группы — поверхностные и массовые.

Поверхностные силы приложены к поверхности, ограничивающей рассматриваемый объем жидкости или намеченной внутри этого объема. При равномерном распределении этих сил по данной поверхности их числовое значение пропорционально числовому значению ее площади. К поверхностным силам относятся силы, действующие на поверхность жидкости по перпендикулярным направлениям (силы давления), по касательной (силы поверхностного натяжения), а также силы внутреннего трения (последние имеют место только при движении жидкости).

Массовые силы действуют на все частицы рассматриваемого объема жидкости. При равномерном распределении этих сил по данному объему их числовое значение пропорционально числовому значению ее массы (объема). К массовым силам относятся силы тяжести и силы инерции.

В настоящем курсе жидкость рассматривается как непрерывная сплошная среда, в которой отсутствуют силы, действующие в точке. Поэтому в отличие от динамики твердых тел

в гидравлике обычно рассматривают не сами силы, а плотность их распределения в сплошной среде: либо предел отношения элементарной поверхностной силы к элементарной площади, либо предел отношения элементарной массовой силы к элементарной массе рассматриваемого объема жидкости, т. е. единичные силы.

Единичные поверхностные силы представляют собой напряжения — касательные τ или нормальные σ (при сжатии жидкости напряжение сжатия называется давлением p), а единичные массовые силы — ускорения j . Проекции результирующей единичных массовых сил или результирующего ускорения на координатные оси обозначают $j_x = X$, $j_y = Y$, $j_z = Z$.

Вопросы для самопроверки

1. В чем заключается сходство газов с каплевыми жидкостями, в чем их различие?

2. В чем заключается гипотеза сплошной среды?

3. Что такое плотность? Запишите формулу плотности, укажите ее размерность и единицу СИ. Чему равна плотность воды, воздуха, ртути?

4. Что такое относительная плотность? Какая жидкость принимается в качестве стандартной при определении относительной плотности твердых тел и каплевых жидкостей?

5. Как плотность каплевых жидкостей и газов зависит от их температуры и давления? Приведите расчетные зависимости.

6. Определите плотность метано-воздушной смеси в шахтном дегазационном газопроводе при значениях давления $8 \cdot 10^4$ Па и температуры 30°C , если при начальных $p_0 = 101,3$ кПа и $T_0 = 293$ К ее плотность $\rho = 0,82$ кг/м³.

(Ответ: $0,625$ кг/м³.)

7. В чем сущность явления кавитации?

8. Что такое вязкость жидкости и в чем заключается гипотеза Ньютона?

9. В каких случаях при определении напряжения трения в жидкости в расчетной формуле (1.10) принимается знак «+», а в каких «—»?

10. Назовите единицы динамической и кинематической вязкости в СИ.

11. Как опытным путем и в каких единицах определяется вязкость каплевых жидкостей (жидкостей, более вязких, чем вода)?

12. Чему равна кинематическая вязкость минерального масла, если значение его условной вязкости равно 7°ВУ ?

(Ответ: $50,3 \cdot 10^{-6}$ м²/с.)

13. Какое влияние оказывает температура на вязкость каплевых жидкостей и газов?

14. Что такое идеальная жидкость? В каких случаях используется эта модель жидкости?

15. Какие силы, действующие в жидкости, относятся к поверхностным, а какие — к массовым?

2. ГИДРОСТАТИКА

Гидростатика — это раздел гидравлики, в котором изучаются законы равновесия жидкостей, а также твердых тел, погруженных в жидкость.

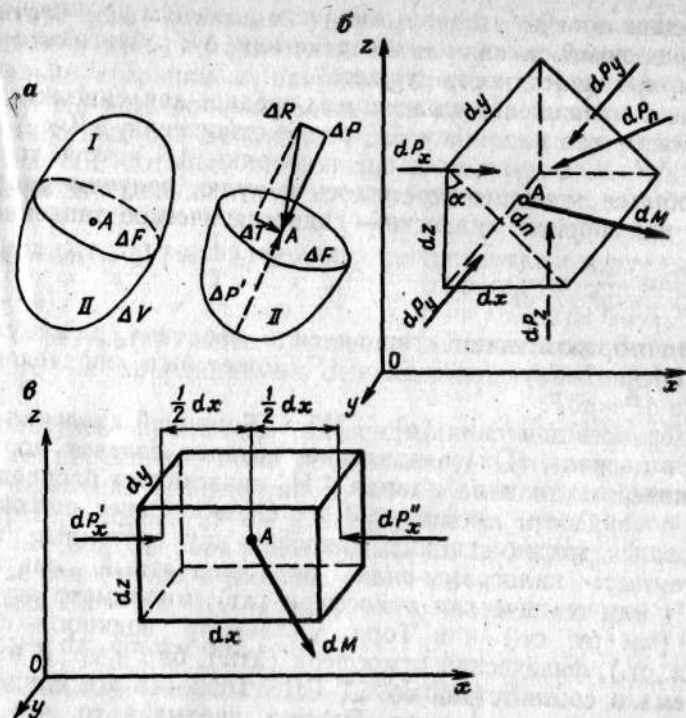


Рис. 2.1. Схема действия элементарных сил в жидкости:

a — к определению давления в точке; *б* — к доказательству второго свойства гидростатического давления; *в* — к выводу уравнений равновесия жидкости

2.1. Давление в точке покоящейся жидкости и его свойства

Мысленно выделим вокруг точки *A*, находящейся внутри покоящейся жидкости, элементарный объем ΔV , рассечем его на две части произвольной плоскостью, проведенной через точку *A* (рис. 2.1, *a*), и отбросим одну из частей этого объема. Для того чтобы оставшаяся часть по-прежнему находилась в равновесии, заменим действие отброшенной части на площадку ΔF распределенными по ней элементарными поверхностными силами. Предположим, что равнодействующая этих элементарных сил ΔR действует в направлении, показанном на рис. 2.1, *a*. Разложим ΔR на две составляющие, расположенные: в плоскости сечения — ΔT , нормально к этой плоскости — ΔP .

Очевидно, что в покоящихся ньютоновских жидкостях касательная составляющая $\Delta T = 0$, так как в противном случае она вызвала бы сдвиг частиц вдоль плоскости раздела. Нормальная составляющая ΔP является сжимающей силой. Ее действие

уравновешивается со стороны жидкости равной и противоположной направленной силой противодействия $\Delta P'$, благодаря чему равновесие жидкости не нарушается.

Среднее напряжение сжатия, или среднее давление жидкости на элементарную площадку ΔF , равно отношению ΔP к ΔF , т.е. $p_{\text{ср}} = \Delta P / \Delta F$. Уменьшая площадь площадки ΔF вокруг точки A так, чтобы ее значение стремилось к нулю, получим давление в точке покоящейся жидкости — гидростатическое давление

$$p = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta F} = \frac{dP}{dF}. \quad (2.1)$$

Таким образом, элементарная сила давления, действующая на бесконечно малую площадку dF , может быть определена по формуле $dP = p dF$.

Размерность давления $[p] = \text{ЛМТ}^{-2}$. Единицей давления в СИ является паскаль (Па) — давление, которое создает нормальная к поверхности сила равная 1 Н, равномерно распределенная по поверхности площадью 1 м² (Н/м²). Ранее широко использовались также единицы давления как системные, так и внесистемные: килограмм-сила на квадратный сантиметр (кгс/см²) или техническая атмосфера (ат), миллиметр ртутного столба (мм рт. ст.) или Торр, миллиметр водяного столба (мм вод. ст.), физическая атмосфера (атм), бар и др. В настоящее время в соответствии со СТ СЭВ 1052—78 эти единицы к применению не допускаются. Однако, учитывая то, что большинство измерительных приборов градуировано еще в старых единицах, а также то, что в существующих справочной литературе, каталогах, технических характеристиках их пока используют, соотношения различных единиц давления приведены в прил. 3.

Давление в точке покоящейся жидкости обладает двумя основными свойствами.

1. Давление в точке покоящейся жидкости всегда нормально к поверхности (площадке), воспринимающей это давление.

Это свойство не требует доказательства, так как оно вытекает из приведенного выше определения составляющей силы ΔP , а следовательно, и давления p .

2. Давление в точке покоящейся жидкости во всех направлениях одинаково по своему значению.

Для доказательства этого свойства мысленно выделим вокруг точки A жидкости, находящейся в равновесии, бесконечно малый объем dV в виде треугольной призмы с ребрами dx , dy , dz , dn (рис. 2.1, б), причем угол наклона α ребра dn к ребру dz — произвольный.

Отбросим мысленно всю жидкость, окружающую призму, а для сохранения прежнего равновесия приложим к каждой грани соответствующие элементарные поверхностные силы гид-

ростатического давления ($dP_x = p_x dy dz$, $dP_z = p_z dy dx$, $dP_n = p_n dy dn$ и др.), которые, как было указано выше, действуют нормально к граням и направлены внутрь рассматриваемого объема. На жидкость, находящуюся внутри призмы, кроме этих поверхностных сил действуют также массовые силы, результирующая dM которых приложена в центре тяжести объема. В общем случае

$$dM = dmj = \rho Vj = \frac{1}{2} \rho j dx dy dz,$$

где j — результирующее ускорение массовых сил, проекциями которого на координатные оси являются $j_x = X$, $j_y = Y$, $j_z = Z$ (см. 1.3).

Пользуясь принципом затвердения (равновесие жидкого тела не нарушится, если предположить, что оно — затвердевшее), применим к выделенному объему законы механики твердого тела — спроектируем действующие на него силы на координатные оси и приравняем суммы их проекций на соответствующие оси к нулю, а именно:

на ось Ox —

$$dP_x - dP_n \cos \alpha + dM_x = 0,$$

$$\text{или } p_x dy dz - p_n dy dn \cos \alpha + \frac{1}{2} \rho X dx dy dz = 0,$$

но так как $dn \cos \alpha = dz$, то

$$p_x dy dz - p_n dy dz + \frac{1}{2} \rho X dx dy dz = 0,$$

или после сокращения на $dy dz$, —

$$p_x - p_n - \frac{1}{2} \rho X dz = 0.$$

Последним членом этого уравнения можно пренебречь ввиду его малости, следовательно $p_x = p_n$;

на ось Oz —

$$dP_z - dP_n \sin \alpha - dM_z = 0,$$

$$\text{или } p_z dy dx - p_n dy dn \sin \alpha - \frac{1}{2} \rho Z dx dy dz = 0,$$

но так как $dn \sin \alpha = dx$, то

$$p_z dy dx - p_n dy dx - \frac{1}{2} \rho Z dx dy dz = 0,$$

или после сокращения на $dy dx$, —

$$p_z - p_n - \frac{1}{2} \rho Z dz = 0.$$

Последним членом этого уравнения также можно пренебречь, следовательно, $p_z = p_n$.

Так как p_x и p_z порознь равны p_n , они равны и между собой, а поскольку угол α был выбран произвольно, то и во всех

остальных направлениях значения гидростатического давления будут одинаковыми, т. е.

$$p_x = p_y = p_z = p.$$

2.2. Дифференциальные уравнения равновесия жидкости

Мысленно выделим вокруг точки A , находящейся внутри покоящейся жидкости, элементарный объем в виде параллелепипеда с ребрами dx , dy и dz , параллельными осям координат, произвольно выбранным в пространстве (рис. 2.1, а). Отбросим мысленно жидкость, окружающую параллелепипед, заменив ее действие на его грани соответствующими силами гидростатического давления, и воспользуемся принципом затвердения.

Пусть давление жидкости в точке A равно p , а интенсивность изменения давления по осям — $\partial p/\partial x$, $\partial p/\partial y$, $\partial p/\partial z$. Тогда давление на левую грань $dydz$ будет равно $p - \frac{1}{2}(\partial p/\partial x)dx$, на правую — $p + \frac{1}{2}(\partial p/\partial x)dx$, где $\frac{1}{2}(\partial p/\partial x)dx$ — приращение давления вдоль оси Ox на расстоянии $dx/2$.

Элементарные силы, действующие на левую и правую грани $dydz$, — соответственно:

$$dP_x' = [p - \frac{1}{2}(\partial p/\partial x)dx]dydz;$$

$$dP_x'' = [p + \frac{1}{2}(\partial p/\partial x)dx]dydz.$$

Аналогичным образом можно определить элементарные силы, действующие на остальные четыре грани (на рис. 2.1, в показаны только силы давления, действующие на каждую грань вдоль оси Ox).

На выделенный объем жидкости кроме поверхностных сил действуют также массовые силы, результирующая которых в общем случае $dM = dmj = \rho dVj = \rho j dx dy dz$.

Спроектируем ось Ox все силы, действующие на элементарный объем, и приравняем сумму их проекций к нулю:

$$[p - \frac{1}{2}(\partial p/\partial x)dx]dydz - [p + \frac{1}{2}(\partial p/\partial x)dx]dydz + \rho X dx dy dz = 0,$$

$$\text{или } p dy dz - \frac{1}{2}(\partial p/\partial x) dx dy dz - p dy dz - \frac{1}{2}(\partial p/\partial x) dx dy dz + \rho X dx dy dz = 0.$$

После приведения подобных членов уравнения и сокращения оставшихся слагаемых на $dx dy dz$ получим $\partial p/\partial x = \rho X$. Спроектировав остальные силы на оси Oy и Oz и сделав аналогичные преобразования, получим систему уравнений

$$\partial p/\partial x = \rho X, \quad \partial p/\partial y = \rho Y, \quad \partial p/\partial z = \rho Z, \quad (2.2)$$

из которых видно, что приращение гидростатического давления в направлении какой-либо координатной оси происходит за счет массовых сил.

Эти уравнения представляют собой общие условия равновесия жидкости в дифференциальной форме, выведенные в 1755 г. Леонардом Эйлером.

Для приведения уравнений Эйлера к виду, удобному для интегрирования, умножим каждое уравнение системы (2.2) соответственно на dx , dy , dz и сложим их почленно:

$$(\partial p / \partial x) dx + (\partial p / \partial y) dy + (\partial p / \partial z) dz = \rho (X dx + Y dy + Z dz).$$

Так как левая часть данного выражения представляет собой полный дифференциал давления dp , его можно записать в следующем виде:

$$dp = \rho (X dx + Y dy + Z dz). \quad (2.3)$$

Полученное уравнение выражает функциональную зависимость давления от рода жидкости, ускорения и координат точки в пространстве и позволяет определить значение давления в любой точке жидкости, находящейся в равновесии. Оно справедливо как для капельных жидкостей, так и для газов, причем для газов дополнительным условием равновесия является уравнение состояния (1.4).

Из выражения (2.3) можно легко получить уравнение *поверхности равного давления* — поверхности, давление во всех точках которой одинаково ($p = \text{const}$).

При $p = \text{const}$, $dp = 0$. Так как ρ не может быть равно нулю, следовательно,

$$X dx + Y dy + Z dz = 0. \quad (2.4)$$

Уравнение (2.4) представляет собой уравнение поверхности равного давления, частным случаем которого является уравнение свободной поверхности капельной жидкости.

Рассмотрим несколько конкретных случаев равновесия жидкости и установим вид поверхности равного давления (в том числе и свободной поверхности) в каждом из этих случаев.

Пример 1. Жидкость находится в равновесии в резервуаре в поле действия только силы тяжести (рис. 2.2, а). В этом случае проекции результирующей единичных массовых сил будут следующими: $X=0$, $Y=0$, $Z=-g$. Подставляя данные значения в (2.4), получим $-gdz=0$, или после интегрирования $dz = \text{const}$.

Это — уравнение горизонтальной плоскости. Следовательно, в покоящейся однородной жидкости ($\rho = \text{const}$) любая горизонтальная плоскость является плоскостью равного давления.

Пример 2. Жидкость находится в равновесии в резервуаре, движущемся горизонтально с некоторым ускорением a (рис. 2.2, б). В этом случае любая частица жидкости находится под действием ускорений a и g , следовательно проекции результирующей единичных массовых сил будут следующими: $X=-a$, $Y=0$, $Z=-g$. Подставляя данные значения в (2.4), получим $-a dx - g dz = 0$, или после интегрирования, $ax + gz = \text{const}$.

Это — уравнение наклонной плоскости. Следовательно, в данном случае поверхности равного давления представляют собой плоскости, наклонные к

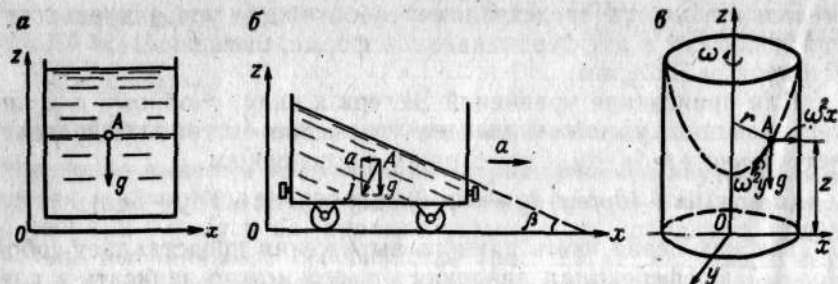


Рис. 2.2. Случаи равновесия жидкости

осям Ox и Oz и параллельные оси Oy . Угол наклона плоскости к горизонту $\beta = \arctg(a/g)$.

Пример 3. Жидкость находится в равновесии в цилиндрическом резервуаре, вращающемся вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью ω (рис. 2.2. в).

В этом случае любая частица жидкости находится под действием ускорения силы тяжести g и ускорения центробежной силы инерции $\omega^2 r$, следовательно, проекции результирующей единичных массовых сил будут следующими: $X = \omega^2 x$, $Y = \omega^2 y$, $Z = -g$. Подставляя эти значения в уравнение (2.4), получим $\omega^2 x dx + \omega^2 y dy - g dz = 0$, или после интегрирования, $\omega^2 x^2/2 + \omega^2 y^2/2 - gz = \text{const}$. Но так как $x^2 + y^2 = r^2$, то

$$\omega^2 r^2/2 - gz = \text{const}.$$

Это — уравнение параболоида вращения. Следовательно, в данном случае поверхности равного давления представляют собой семейство параболоидов вращения, расположенных вокруг вертикальной оси. Если рассечь их вертикальной плоскостью, то получим семейство парабол с вершинами на оси Oz , если — горизонтальной, то семейство концентрических окружностей с центром на оси Oz .

В двух последних примерах рассмотрены случаи так называемого *относительного покоя* жидкости, т. е. случаи, когда она находится в резервуарах, движущихся тем или иным образом с постоянным ускорением, но при этом частицы жидкости не перемещаются относительно друг друга и относительно стенок резервуара.

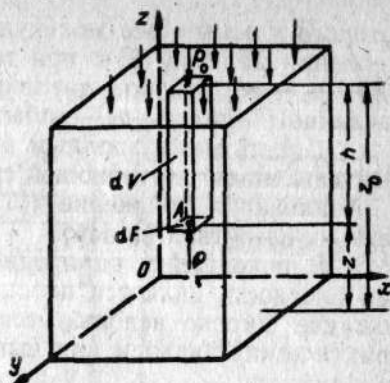
2.3. Основное уравнение гидростатики и его применение

2.3.1. Основное уравнение гидростатики

Рассмотрим жидкость, заключенную в неподвижном сосуде (рис. 2.3) и находящуюся в поле действия силы тяжести. Оси координат расположим таким образом, чтобы ось Oz была направлена вертикально вверх, т. е. параллельно линии действия силы тяжести.

Внутри рассматриваемого объема жидкости мысленно выделим точку A , находящуюся на расстоянии z от горизонтальной

Рис. 2.3. Схема к выводу основного уравнения гидростатики



плоскости xOy или на глубине h от свободной поверхности жидкости. Проекциями единичных массовых сил на координатные оси в данном случае будут $X=0$, $Y=0$, $Z=-g$. Подставляя данные значения в уравнение равновесия жидкости (2.3), получим $dp = -\rho g dz$. Проинтегрируем это выражение в пределах от p_0 до p и от z_0 до z при условии $\rho = \text{const}$:

$$\int_{p_0}^p dp = \int_{z_0}^z -\rho g dz \quad \text{или} \quad p - p_0 = -\rho g(z - z_0), \quad \text{или} \quad p - p_0 = \rho gh.$$

Отсюда основное уравнение гидростатики

$$p = p_0 + \rho gh. \quad (2.5)$$

Уравнение (2.5) можно вывести и другим путем.

Рассмотрим жидкость, находящуюся в сосуде (см. рис. 2.3) при перечисленных выше условиях, и выделим вокруг произвольной точки A , расположенной в этой жидкости на глубине h от свободной поверхности, элементарную горизонтальную площадку dF . Спроектировав ее на свободную поверхность, получим элементарный объем жидкости $dV = h dF$. Спроектируем все действующие на этот объем силы на ось Oz и, так как объем находится в равновесии, приравняем сумму проекций этих сил к нулю: $dP - dP_0 - dG = 0$, или $p dF - p_0 dF - \rho g h dF = 0$, откуда основное уравнение гидростатики

$$p = p_0 + \rho gh.$$

Основное уравнение гидростатики выражает зависимость давления в данной точке покоящейся жидкости от рода жидкости, расстояния этой точки от свободной поверхности и давления на последней. В этом уравнении: p — абсолютное давление в данной точке жидкости, т. е. давление, при измерении которого за начало отсчета принимают абсолютный нуль давления (последний может иметь место в замкнутом объеме, из

которого удалены все молекулы, или при полном прекращении движения молекул, т. е. при значении абсолютной температуры 0 К); p_0 — абсолютное давление окружающей среды (внешнее давление); $pg h = p - p_0$ — избыточное давление в данной точке, т. е. разность между полным абсолютным давлением и абсолютным давлением окружающей среды.

Анализируя уравнение (2.5), можно сформулировать два важных следствия из него.

1. В покоящейся однородной жидкости любая горизонтальная плоскость является плоскостью равного давления. Это положение широко используется при решении различного рода практических задач и при выполнении расчетов для покоящейся жидкости.

2. Внешнее давление, оказываемое на жидкость, заключенную в замкнутом сосуде, передается ею во все точки без изменения. — Это — принцип Паскаля, высказанный им еще в XVII в. На нем основано действие целого ряда гидравлических устройств (гидравлических прессов, домкратов, подъемников, элементов объемного гидропривода и др.).

2.3.2. Манометрическое давление и вакуум

В тех случаях, когда внешнее давление p_0 равно атмосферному p_a , уравнение (2.5) принимает вид:

$$p = p_a + pg h. \quad (2.6)$$

Если абсолютное давление в данной точке жидкости больше атмосферного ($p > p_a$), то последний член уравнения (2.6) представляет собой манометрическое давление

$$p_m = pg h = p - p_a. \quad (2.7)$$

Манометрическое давление — это превышение давления в данной точке над атмосферным. Из уравнения (2.7) можно определить пределы изменения манометрического давления: при $p = p_a$ $p_m = 0$, при $p \rightarrow \infty$ $p_m \rightarrow \infty$, т. е. значения манометрического давления могут изменяться от 0 до ∞ .

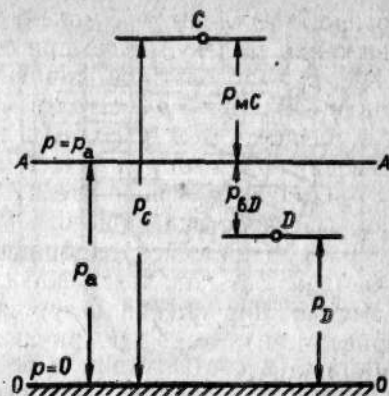
Если абсолютное давление в данной точке жидкости меньше атмосферного давления ($p < p_a$), то последний член уравнения (2.6) представляет собой вакуум или разрежение:

$$p_v = pg h = p_a - p. \quad (2.8)$$

Вакуум — это недостаток давления в данной точке до атмосферного. Пределы изменения вакуума могут быть установлены из выражения (2.8): при $p \rightarrow 0$ $p_v \rightarrow p_a$, при $p = p_a$ $p_v = 0$, т. е. значения вакуума могут изменяться от 0 до p_a .

Проиллюстрируем графически все сказанное выше об абсолютном, манометрическом и вакуумметрическом давлениях.

Рис. 2.4. Графическая иллюстрация давлений



Представим себе плоскость, во всех точках которой абсолютное давление $p=0$: след этой плоскости — горизонтальная линия 00 (рис. 2.4); след плоскости, абсолютное давление во всех точках которой равно атмосферному ($p=p_a$), — линия AA. Таким образом, эти плоскости являются базой для отсчета абсолютного давления (линия 00) и манометрического давления или вакуума (линия AA). Тогда расстояние от точки C до линии 00 представляет собой абсолютное давление p_c в этой точке, а расстояние от точки C до линии AA — манометрическое давление p_{mc} в этой точке. Аналогично, расстояние от точки D до линии 00 — абсолютное давление p_D в этой точке, а расстояние от точки D до линии AA — вакуум $p_{вD}$ в этой точке.

Приведенная схема (см. рис. 2.4) дает также наглядное представление о пределах изменения манометрического давления и вакуума, которые были установлены выше из выражений (2.7) и (2.8).

Для измерения манометрического давления, вакуума и абсолютного давления применяются соответственно манометры, вакуумметры и барометры (манометры абсолютного давления).

2.3.3. Эпюры давлений

Эпюра давления представляет собой графическое изображение распределения давления вдоль какого-либо контура или поверхности.

Проанализируем изменение давления вдоль контуров вертикальной и наклонной плоских стенок резервуара (рис. 2.5, а), заполненного до высоты H жидкостью, имеющей плотность ρ . Мысленно выделим в жидкости около стенок точки A и A' (на свободной поверхности) и B и B' (у дна резервуара) и подсчитаем в них абсолютные давления, которые в соответствии с уравнением (2.5) в точках A и A' равны p_0 , в точках B и B' — $(p_0 + \rho g H)$. Отложив в принятом масштабе нормально к поверх-

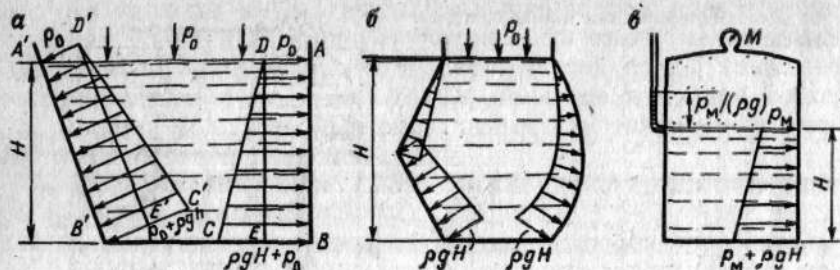


Рис. 2.5. Эпюры давления

ностям (в соответствии с первым свойством гидростатического давления) значения этих давлений в соответствующих точках и соединив концы отрезков прямыми линиями (закон изменения давления по глубине в соответствии с уравнением (2.5) имеет линейный характер), получим эпюры давлений на боковые стенки резервуара: трапеции $ABCD$ и $A'B'C'D'$ — эпюры абсолютного давления, прямоугольники $ABED$ и $A'B'E'D'$ — эпюры внешнего давления, треугольники ECD и $E'C'D'$ — эпюры избыточного давления.

Если рассматриваемая поверхность стенки имеет криволинейную форму (рис. 2.5, б), то необходимо: около такой стенки рассмотреть несколько точек жидкости; в каждой из них подсчитать давление и отложить его нормально к элементарной площадке поверхности в данной точке; концы всех отрезков соединить плавной линией (см. правую эпюру).

В тех случаях, когда $p_0 = p_a$, внешнее давление при расчетах обычно не учитывают, так как оно одинаково воспринимается обеими сторонами стенки, и расчет ведут по избыточному давлению, т. е. давлению самой жидкости. Эпюры избыточного давления жидкости на боковые стенки резервуаров приведены на рис. 2.5, в.

2.3.4. Сообщающиеся сосуды

Рассмотрим схему сообщающихся сосудов (рис. 2.6, а), заполненных несмешивающимися жидкостями, имеющими различные плотности ρ_1 и ρ_2 . Проведем по границе раздела двух жидкостей в правом колене плоскость равного давления, след которой на схеме — горизонтальная линия 00 . Абсолютные давления в точках 1 и 2, как и в любых других точках жидкости, лежащих на этой плоскости, будут одинаковыми ($p_1 = p_2$). В соответствии с основным уравнением гидростатики (2.5) p_1 и p_2 могут быть заменены их значениями:

$$p_a + \rho_1 g h_1 = p_a + \rho_2 g h_2,$$

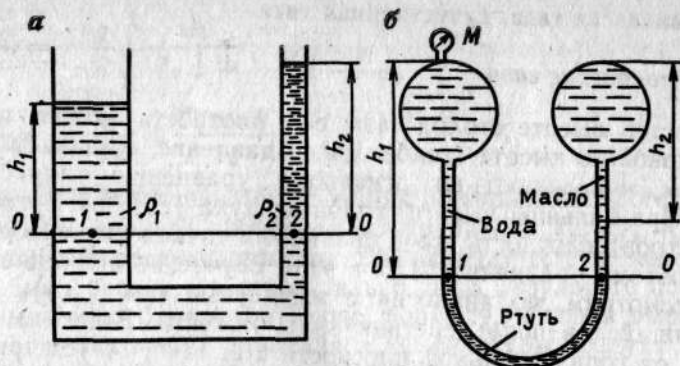


Рис. 2.6. Расчетные схемы сообщающихся сосудов:
а — к выводу соотношения высот; б — к примеру

откуда

$$h_1/h_2 = \rho_2/\rho_1. \quad (2.9)$$

Таким образом, высоты столбов жидкостей в сообщающихся сосудах обратно пропорциональны их плотностям.

Если в сообщающиеся сосуды будет налита одна и та же жидкость, то уровни ее в обоих коленях расположатся на одинаковой высоте, так как $\rho_1 = \rho_2 = \rho$. Тогда, в соответствии с уравнением (2.9), $h_1/h_2 = 1$ или $h_1 = h_2$.

Принцип сообщающихся сосудов широко используется в технике, например в измерительных приборах жидкостного типа.

Пример. Определим природу давления в верхней точке правого сосуда (рис. 2.6, б) и его значение, если манометрическое давление в верхней точке левого сосуда $p_m = 13$ кПа, высота уровней жидкости в левом и правом сосудах — соответственно $h_1 = 600$ мм, $h_2 = 450$ мм, относительная плотность масла $\delta_m = 0,88$.

Плотность масла [см. (1.2)]

$$\rho_m = \delta_m \rho_{ст} = 0,88 \cdot 1000 = 880 \text{ кг/м}^3.$$

Проведем по границе раздела воды и ртути плоскость равного давления, след которой на схеме — линии 00. Абсолютное давление в точках 1 и 2 будет одинаковым, т. е. $p_1 = p_2$.

В соответствии с уравнением (2.5)

$$p_1 = p_0' + \rho_v g h_1 \quad \text{и} \quad p_2 = p_0'' + \rho_m g h_2 + \rho_{рт} g (h_1 - h_2),$$

где $p_0' = p_a + p_m$ и $p_0'' = p_a + p_x$ — абсолютное давление жидкостей в верхних точках сосудов. Тогда $p_a + p_m + \rho_v g h_1 = p_a + p_x + \rho_m g h_2 + \rho_{рт} g (h_1 - h_2)$, откуда

$$\begin{aligned} p_x &= p_m + \rho_v g h_1 - \rho_m g h_2 - \rho_{рт} g (h_1 - h_2) = \\ &= 13\,000 + 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,6 - 880 \cdot 9,81 \cdot 0,45 - \\ &- 13\,600 \cdot 9,81 \cdot (0,6 - 0,45) = -5010 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Следовательно, в верхней точке правого сосуда — вакуум $p_x = 5010$ Па.

2.4. Равновесие газа. Естественная тяга

2.4.1. Равновесие газа

При малой высоте столба газа его плотность можно считать одинаковой по высоте столба. Тогда давление, создаваемое этим столбом, определяют по основному уравнению гидростатики (2.5). При большой высоте столба воздуха (порядка сотен и тысяч метров) плотность его в различных точках уже не одинаковая, поэтому уравнение (2.5) в этом случае не применяется.

Рассмотрим, по аналогии с жидкостью (см. 2.3.1), воздух, находящийся в поле действия силы тяжести. Выделим на высоте z от горизонтальной плоскости xOy точку A (см. рис. 2.3). Подставляя в уравнение (2.3) значения $X=0$, $Y=0$, $Z=-g$, получим для этой точки $dp = -\rho g dz$.

В соответствии с уравнением состояния газа (1.4) $\rho = p/(RT)$. Тогда

$$dp/p = -g dz/(RT). \quad (2.10)$$

Для того чтобы проинтегрировать это уравнение, необходимо знать закон изменения температуры воздуха по высоте столба воздуха. Однако выразить изменение температуры простой функцией высоты или давления не представляется возможным, поэтому решение уравнения (2.10) может быть только приближенным.

Для отдельных слоев атмосферы с достаточной точностью можно принять, что изменение температуры в зависимости от высоты (а для шахт — от глубины) происходит по линейному закону:

$$T = T_0 \pm \alpha z, \quad (2.11)$$

где T и T_0 — абсолютная температура воздуха соответственно на высоте (глубине) z и на плоскости xOy (на поверхности земли), К; α — температурный градиент, характеризующий изменение температуры воздуха при увеличении высоты ($-\alpha$) или глубины ($+\alpha$) на 1 м, К/м.

Значения коэффициента α на разных участках по высоте в атмосфере или по глубине в шахте различные. Кроме того, они зависят также от метеорологических условий, времени года и других факторов. При определении температуры в пределах тропосферы (т. е. до 11 000 м) обычно принимают $\alpha = -0,0065$ К·м⁻¹. Для глубоких шахт среднее значение α принимают равным: $0,004 \div 0,006$ К·м⁻¹ — для мокрых стволов; $0,01$ К·м⁻¹ — для сухих стволов.

Подставим выражение (2.11) в уравнение (2.10) и проинтегрируем его в пределах от p_0 до p , что соответствует изменению z от 0 до H :

$$\int_{p_0}^p \frac{dp}{p} = - \frac{g}{R} \int_0^H \frac{dz}{T_0 \pm \alpha z}, \quad \text{откуда}$$

$$\ln \frac{p}{p_0} = - \frac{g}{R\alpha} \ln \frac{T_0 \pm \alpha H}{T_0}.$$

Заменив в полученном уравнении натуральные логарифмы десятичными, α — его значением из уравнения (2.11), R — его значением для воздуха, равным 287 Дж/(кг·К), и подставив $g=9,81$ м/с², решим его относительно H . В результате получим так называемую барометрическую формулу, которая выражает зависимость высоты от давления и температуры воздуха и широко используется в авиации для определения высоты самолета над поверхностью земли по показаниям барометра и термометра,

$$H = 29,3 (T - T_0) (\lg p/p_0) / (\lg T_0/T). \quad (2.12)$$

В шахтной практике большой интерес представляет определение давления в шахте по ее известной глубине. Решая уравнение (2.12) относительно p , получим

$$p = p_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^n, \quad (2.13)$$

где n — показатель степени, определяемый по формуле

$$n = \frac{H}{29,3 (T - T_0)}.$$

2.4.2. Естественная тяга

Представим вентиляционную сеть шахты в виде простейшей схемы сообщающихся сосудов (см. рис. 2.6, а) и предположим, что вертикальные участки схемы — это стволы шахты, а горизонтальный участок — сеть подземных выработок, в которых находится воздух. Соприкасаясь со стенками выработок, воздух нагревается. Так как в результате этого его температура в воздухоподающем и вентиляционном стволах будет неодинаковой, следовательно, различной будет и его плотность ($\rho_1 > \rho_2$). В соответствии с принципом сообщающихся сосудов более легкая жидкость поднимается в одном колене (в рассматриваемом случае воздух в вентиляционном стволе), а более тяжелая опускается в другом колене (воздух в воздухоподающем стволе). Свежий воздух с поверхности, попадая в горные выработки, будет снова нагреваться, и таким образом, возникает непрерывный процесс движения воздуха из атмосферы через воздухоподающий ствол, сеть подземных выработок и вентиляционный ствол снова в атмосферу. Этот процесс называется *естественной тягой*.

Аналогичное явление возникает, например, в топках котлов, оборудованных высокой вытяжной трубой.

Разность давлений, обусловленная различием плотности воздуха в подающем и вентиляционном стволах шахты (депрессия естественной тяги), может быть вычислена по формуле

$$p_e = p_1 - p_2, \quad (2.14)$$

где p_1 и p_2 — давление в нижней точке соответственно воздухоподающего и вентиляционного стволов, определяемое по формуле (2.13).

Кроме рассмотренной выше гидростатической теории естественной тяги существуют другие теории и методы вычисления депрессии естественной тяги, которые подробно изучаются в курсе «Рудничная аэрология».

Пример. Определим депрессию естественной тяги в шахте глубиной $H=600$ м при атмосферных условиях на поверхности $p_0=10^5$ Па, $t_0=5^\circ\text{C}$ и температуре воздуха в зумпфах стволов $t_1=9^\circ\text{C}$, $t_2=25^\circ\text{C}$.

В соответствии с уравнениями (2.13) и (2.14) депрессия естественной тяги в рассматриваемой шахте

$$p_e = p_1 - p_2 = p_0 [(T_1/T_0)^{n_1} - (T_2/T_0)^{n_2}].$$

Определим значения показателей степеней:

$$n_1 = H/[29,3(T_1 - T_0)] = 600/[29,3(282 - 278)] \approx 5,119453925;$$

$$n_2 = H/[29,3(T_2 - T_0)] = 600/[29,3(298 - 278)] \approx 1,023890785.$$

Подставляя все данные в формулу, получим

$$p_e = 10^5 \left[\left(\frac{282}{278} \right)^{n_1} - \left(\frac{298}{278} \right)^{n_2} \right] = 215,4 \text{ Па}.$$

2.5. Сила давления жидкости на плоскую стенку.

Центр давления

Мысленно выделим на плоской боковой стенке сосуда (рис. 2.7, а), наклоненного под углом α к горизонту, произвольную фигуру площадью F и определим действующую на нее со стороны жидкости силу давления P . Для наглядности совместим рассматриваемую стенку с плоскостью чертежа, т. е. повернем ее на 90° вокруг оси y .

Так как давление жидкости в различных по высоте точках площади F неодинаково, выделим на этой площади элементарную площадку dF , находящуюся на расстоянии h от свободной поверхности жидкости или на расстоянии $y = h/\sin \alpha$ от оси x . Для такой бесконечно малой площадки избыточное давление во всех ее точках одинаково и равно $p = \rho gh = \rho gy \sin \alpha$, следовательно, сила давления жидкости на элементарную площадку dF

$$dP = p dF = \rho g y \sin \alpha dF,$$

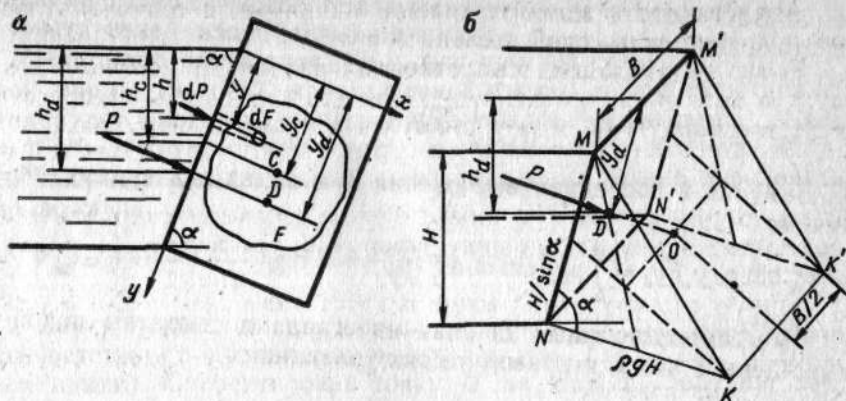


Рис. 2.7. Схемы для определения силы давления жидкости на плоскую стенку аналитическим (а) и графоаналитическим (б) методами

а сила давления на всю рассматриваемую площадь F

$$P = \int_F dP = \int_F \rho g y \sin \alpha dF = \rho g \sin \alpha \int_F y dF.$$

Выражение $\int_F y dF$ представляет собой статический момент рассматриваемой площади относительно оси x , равный произведению площади этой фигуры F на расстояние от ее центра тяжести до оси x , т. е. $y_c F$. Таким образом, $P = \rho g \sin \alpha y_c F$ или, учитывая, что $y_c \sin \alpha = h_c$,

$$P = \rho g h_c F = p_c F. \quad (2.15)$$

Из уравнения (2.15) видно, что сила давления жидкости на плоскую стенку P равна произведению площади стенки F , смоченной жидкостью, на гидростатическое давление в ее центре тяжести $p_c = \rho g h_c$.

В том случае, если на поверхность жидкости действует давление, отличающееся от атмосферного, то силу давления жидкости на стенку можно найти по формулам

$$P = (\rho g h_c + p_m) F = (p_c + p_m) F \quad (2.16)$$

или

$$P = (\rho g h_c - p_v) F = (p_c - p_v) F, \quad (2.17)$$

где p_m и p_v — соответственно манометрическое давление и вакуум на поверхности жидкости.

В ряде случаев кроме значения силы давления жидкости на стенку необходимо знать координаты точки ее приложения — центра давления.

Предположим, что сила давления P приложена в точке D , находящейся на расстоянии y_d от оси x . В соответствии с тео-

ремой Вариньона о моменте равнодействующей (момент равнодействующей силы относительно какой-либо оси равен сумме моментов составляющих сил относительно той же оси)

$$M_x = \int_F dMx, \text{ или } Py_d = \int_F dPy.$$

Заменив в последнем выражении P и dP их значениями, получим:

$$\rho g \sin \alpha \cdot y_c F y_d = \int_F \rho g y \sin \alpha \cdot dF \cdot y.$$

Вынесем постоянные за знак интеграла и сократим подобные члены в левой и правой частях уравнения:

$$y_c F y_d = \int_F y^2 dF.$$

Выражение $\int_F y^2 dF$ представляет собой момент инерции J_x площади фигуры относительно оси x , который может быть выражен через момент инерции J_c относительно центральной оси, параллельной оси x :

$$J_x = J_c + y_c^2 F.$$

Тогда

$$y_c F y_d = y_c^2 F + J_c,$$

откуда

$$y_d = y_c + \frac{J_c}{y_c F}. \quad (2.18)$$

Глубина погружения центра давления от свободной поверхности

$$h_d = h_c + \frac{J_c}{h_c F}. \quad (2.19)$$

Из уравнений (2.18) и (2.19) видно, что центр давления расположен ниже центра тяжести* стенки.

По горизонтали центр давления расположен на оси симметрии площади фигуры.

Силу давления жидкости на плоскую стенку P и глубину погружения центра давления h_d можно определить также графоаналитическим методом. Для этого необходимо построить эпюру

* При давлении на поверхности жидкости, находящейся в резервуаре, отличающемся от атмосферного, точка приложения силы, создаваемой внешним давлением, будет совпадать с центром тяжести стенки, а результирующая обеих сил может быть приложена как ниже точки C (при p_m), так и выше или выше точки C (при p_n).

сил давления жидкости на стенку, определить объем эпюры $V_{эп}$ и найти центр тяжести этого объема.

Например, определим P и h_d для плоской стенки прямоугольной формы (рис. 2.7, в). Для такой стенки эпюра силы давления будет иметь вид трехгранной призмы* с ребрами $MN = M'N' = H/\sin \alpha$, $N'K' = \rho g H$ и $MM' = NN' = KK' = B$. Объем эпюры, а следовательно, и силу давления можно определить по формуле

$$V_{эп} = P = \frac{1}{2} \frac{H}{\sin \alpha} \rho g H B = \frac{\rho g B H^3}{2 \sin \alpha}.$$

Центр тяжести эпюры (точка O) определяется графически в соответствии с правилами геометрии (см. рис. 2.7, б, штриховые линии). Спроектировав точку O на стенку, получим точку D — центр давления, в котором приложена сила P . Расстояние его от свободной поверхности жидкости, считая вдоль стенки, $y_d = 2H/(3 \sin \alpha)$, глубина погружения $h_d = 2H/3$.

В частном случае, когда $\alpha = 0$ (горизонтальное дно сосуда), расстояние от свободной поверхности до центра тяжести площади h_c будет равно высоте жидкости в сосуде H , поэтому сила давления жидкости на дно сосуда $P = \rho g H F$. Из этого уравнения видно, что различные по форме сосуды, имеющие одинаковые по площади донья и заполненные одинаковой жидкостью на одну и ту же высоту, будут иметь одинаковую силу давления на дно независимо от формы сосуда и количества находящейся в нем жидкости (гидростатический парадокс). Что касается центра давления, то для дна сосуда он совпадает с центром тяжести его площади.

Пример. Определим минимальную массу m груза, способного удерживать прямоугольный щит размерами $h = 3$ м, $b = 2$ м в закрытом положении, при уровне воды в канале $H = 5$ м. Длина рычага, на котором укреплен груз, $l = 3$ м. Щит (рис. 2.8) может поворачиваться в подшипниках вокруг оси O . Выше оси расположены неподвижные балки, концы которых заделаны в боковые стенки канала.

Сила тяжести минимального груза G может быть найдена из уравнения моментов, составленного относительно оси O : $\Sigma M_O = 0$ или $Gl - P \cdot DO = 0$. Тогда $G = P \cdot DO/l$, где $P = \rho g h_c F$ — сила давления воды на щит; $DO = h_d - KO = = h_d - (H - h)$ — плечо силы P .

Площадь щита

$$F = bh = 2 \cdot 3 = 6 \text{ м}^2,$$

расстояние центра тяжести щита от свободной поверхности

$$h_c = H - \frac{h}{2} = 5 - \frac{3}{2} = 3,5 \text{ м},$$

* Для большей наглядности дальнейших построений эпюры силы давления построена на наружной стороне стенки.

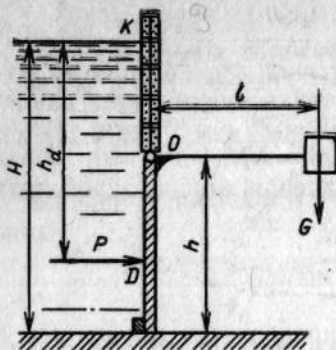


Рис. 2.8. Схема к расчету массы груза, удерживающего щит в закрытом положении

момент инерции щита относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести,

$$J_c = \frac{bh^3}{12} = \frac{2 \cdot 3^3}{12} = 4,5 \text{ м}^4,$$

расстояние центра давления от свободной поверхности

$$h_d = h_c + \frac{J_c}{h_c F} = 3,5 + \frac{4,5}{3,5 \cdot 6} = 3,71 \text{ м.}$$

Подставляя полученные значения в вышеприведенные формулы, получим:

$$DO = 3,71 - (5 - 3) = 1,71 \text{ м,}$$

$$P = 1000 \cdot 9,81 \cdot 3,5 \cdot 6 = 206 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Тогда

$$G = 206 \cdot 10^3 \cdot \frac{1,71}{3} = 128 \cdot 10^3 \text{ Н,}$$

$$m = \frac{G}{g} = \frac{128 \cdot 10^3}{9,81} = 12 \text{ 000 кг.}$$

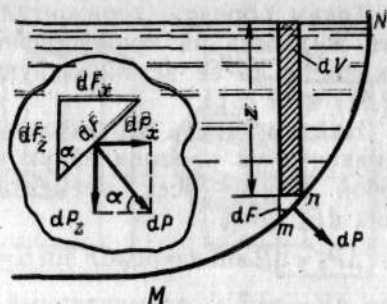
2.6. Сила давления жидкости на криволинейную стенку.

Тело давления

При криволинейной стенке сосуда определить значение, направление и точку приложения силы давления жидкости сложнее, так как элементарные силы давления, действующие нормально на каждую элементарную площадь стенки, имеют разные направления. В этом случае, чтобы избежать интегрирования по криволинейной поверхности, обычно вначале определяют составляющие силы давления по заданным направлениям, например, по осям координат x , y , z , а затем находят результирующую силу давления

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2 + P_z^2} \quad (2.20)$$

Рис. 2.9. Схема для определения силы давления жидкости на криволинейную стенку



В технике используются в основном сосуды с криволинейными стенками, представляющими собой поверхности вращения (сферу, цилиндр, конус и т. д.), и осями симметрии, лежащими в плоскостях нормальных к стенкам, что существенно упрощает задачу определения силы давления жидкости.

Определим силу давления жидкости P на криволинейную стенку цилиндрической формы (рис. 2.9), след которой — линия MN .

Аналогично расчету силы давления жидкости на плоскую стенку выделим на криволинейной стенке элементарную площадку dF (след которой — линия mn), находящуюся на расстоянии z от свободной поверхности. Сила давления жидкости на эту элементарную площадку $dP = p dF = \rho g z dF$.

Разложим dP на две взаимно перпендикулярные составляющие: горизонтальную $dP_x = dP \cos \alpha$ и вертикальную $dP_z = dP \sin \alpha$. Просуммируем отдельно все горизонтальные и вертикальные составляющие. Так как размеры элементарной площадки несоизмеримо малы, предположим, что она — плоская. Тогда проекции ее на горизонтальную и вертикальную плоскости: $dF_x = dF \sin \alpha$; $dF_z = dF \cos \alpha$.

Найдем горизонтальную составляющую силы давления жидкости на криволинейную стенку P_x , которая представляет собой сумму всех элементарных горизонтальных составляющих dP_x .

Так как $dP_x = dP \cos \alpha = \rho g z dF \cos \alpha = \rho g z dF_z$,

$$P_x = \int_{F_z} dP_x = \int_{F_z} \rho g z dF_z = \rho g \int_{F_z} z dF_z,$$

где $\int_{F_z} z dF_z = S_z = h_c F_z$ — статический момент площади вертикальной проекции криволинейной стенки относительно оси x , проходящей по свободной поверхности жидкости; F_z — площадь вертикальной проекции криволинейной стенки, смоченной жидкостью; h_c — расстояние центра тяжести F_z от свободной поверхности жидкости.

Тогда

$$P_x = \rho g h_c F_z. \quad (2.21)$$

Таким образом, горизонтальная составляющая силы давления жидкости на криволинейную стенку равна силе давления жидкости на ее вертикальную проекцию [сравните уравнения (2.21) и (2.15)].

Найдем теперь вертикальную составляющую силы давления жидкости на криволинейную стенку P_z , которая представляет собой сумму всех элементарных вертикальных составляющих dP_z :

$$dP_z = dP \sin \alpha = \rho g z dF \sin \alpha = \rho g z dF_x = \rho g dV,$$

где $dV = z dF_x$ — элементарный объем жидкости, основанием которого является площадка dF_x , а высотой — расстояние z от этой площадки до свободной поверхности жидкости. Интегрируя dP_z по всему объему V , получим

$$P_z = \int_V dP_z = \int_V \rho g dV = \rho g \int_V dV,$$

или

$$P_z = \rho g V. \quad (2.22)$$

Таким образом, вертикальная составляющая силы давления жидкости на криволинейную стенку равна силе тяжести жидкости в объеме V , называемом телом давления.

Результирующая сила давления жидкости на криволинейную стенку равна геометрической сумме ее составляющих —

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2} \quad (2.23)$$

и направлена под углом к горизонту

$$\alpha = \arctg (P_z/P_x) = \arcsin (P_z/P). \quad (2.24)$$

Тело давления — это объем жидкости, ограниченный стенкой сосуда, смоченной жидкостью, а также вертикальной поверхностью, проведенной через контур рассматриваемой стенки, а если необходимо (если объем окажется незамкнутым), то и горизонтальной проекцией этой стенки на свободную поверхность жидкости.

Тело давления (рис. 2.10) условно считается реальным (или положительным), если его объем, прилегающий к стенке, заполнен жидкостью (P_z при этом направлена вниз), и фиктивным (или отрицательным), если его объем, прилегающий к стенке, не заполнен жидкостью (P_z при этом направлена вверх).

Пример 1. Определим силу давления нефти P на цилиндрическую стенку резервуара (рис. 2.11, а) и угол наклона α линии действия этой силы к горизонту, если радиус стенки $R=800$ мм, ширина стенки $B=3$ м, высота нефти в резервуаре $H=2$ м, относительная плотность нефти $\delta_n=0,9$.

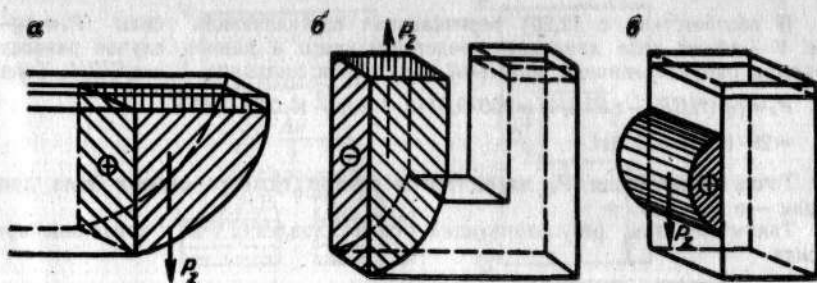


Рис. 2.10. Тела давления:
а, в — реальные; б — фиктивное

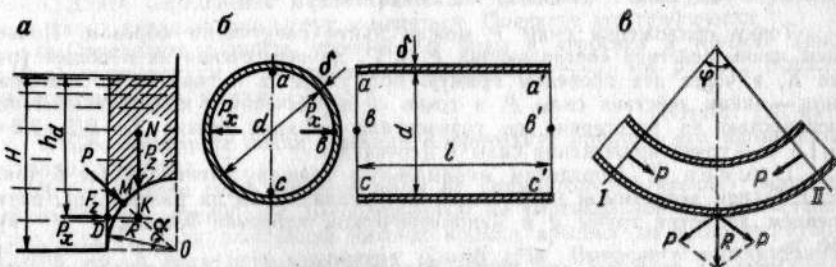


Рис. 2.11. Расчетные схемы для определения:

а — силы давления нефти на цилиндрическую стенку резервуара; б — минимальной толщины стенок трубы; в — силы давления жидкости, воспринимаемой коленом трубопровода

Результирующую силу давления нефти P на рассматриваемую криволинейную стенку и ее горизонтальную составляющую P_x можно определить по формулам (2.23) и (2.21):

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2}; \quad P_x = \rho g h_c F_z,$$

где F_z — площадь проекции стенки на вертикальную плоскость, равная в данном случае площади прямоугольника шириной B и высотой R , т. е. $F_z = BR$; h_c — расстояние от свободной поверхности до центра тяжести F_z , т. е. $h_c = H - R/2$.

Тогда

$$P_x = \rho g (H - R/2) BR = 900 \cdot 9,81 (2 - 0,8/2) 3 \cdot 0,8 = 33,8 \cdot 10^3 \text{ Н} = 33,8 \text{ кН}.$$

P_x приложена в точке D , находящейся от свободной поверхности на глубине

$$h_d = h_c + \frac{J_c}{h_c F_z} = H - R/2 + \frac{BR^3/12}{(H - R/2) BR} = 2 - 0,8/2 + \frac{3 \cdot 0,8^3/12}{(2 - 0,8/2) 3 \cdot 0,8} = 1,621 \text{ м}$$

и от края стенки по горизонтали на расстоянии

$$x_d = B/2 = 3/2 = 1,5 \text{ м}.$$

В соответствии с (2.20) вертикальная составляющая силы $P_z = \rho g V$, где V — объем тела давления, представляющего в данном случае разность объемов параллелепипеда $V_{\Pi} = HBR$ и четверти цилиндра $V_{\kappa} = \pi R^2 B/4$. Тогда

$$P_z = \rho g (HBR - \pi R^2 B/4) = 900 \cdot 9,81 (2 \cdot 3 \cdot 0,8 - \pi \cdot 0,8^2 \cdot 3/4) = 29 \cdot 10^3 \text{ Н} = 29 \text{ кН}.$$

Точка приложения P_z находится в центре тяжести объема тела давления — в точке N .

Таким образом, результирующая сила давления на криволинейную стенку

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2} = \sqrt{33,8^2 + 29^2} = 44,5 \text{ кН}$$

и направлена под углом к горизонту

$$\alpha = \arctg(P_z/P_x) = \arctg(29/33,8) = \arctg 0,858 = 40^\circ 38'.$$

Точку приложения силы P можно найти следующим образом. Проведем линии действия составляющих P_x и P_z до пересечения их в общей точке K , а через нее проведем прямую под углом α к горизонту. Эта прямая — линия действия силы P , а точка ее пересечения с криволинейной поверхностью на расстоянии по горизонтали от края стенки $x_d = B/2 = 3/2 = 1,5$ м — точка приложения силы P (точка M).

Пример 2. Определим минимальную толщину стенки трубы δ (рис. 2.11, б) при допустимом напряжении материала трубы на разрыв $[\sigma]$, внутреннем диаметре трубы d и манометрическом давлении жидкости в трубе p_m .

Опасным сечением для трубы является любое ее диаметрально сечение. Пренебрегая силой тяжести жидкости в трубе, определим силу давления жидкости на цилиндрическую поверхность $abcc'b'a'$: $P = P_x = p_m F_z = p_m l d$, где l — длина трубы.

Поскольку сила P стремится разорвать трубу в двух местах (по линиям aa' и cc'), т. е. воспринимается двумя сечениями стенки трубы ld , то $p_m l d = 2l\delta[\sigma]$. Отсюда $\delta_{\min} = p_m d / (2[\sigma])$.

При выборе толщины стенки трубы δ полученное значение $\delta_{\min}$ увеличивают на величину $e = 3 \div 7$ мм [11], чтобы иметь запас на коррозию, неточность отливки и другие дефекты.

Пример 3. Определим силу давления жидкости, воспринимаемую коленом трубопровода (рис. 2.11, в). Примем, что жидкость находится в покое, а манометрическое давление в ней равно p_m .

Рассмотрим объем жидкости в колене, ограниченный сечениями I и II . Пренебрегая силой тяжести в этом объеме, можно считать, что объем находится под действием сил давления жидкости P в поперечных сечениях I и II , результирующая которых, стремящаяся оторвать колено,

$$\bar{R} = \bar{P} + \bar{P} = P \sin(\varphi/2) + P \sin(\varphi/2) = 2p_m (\pi d^2/4) \sin(\varphi/2).$$

Вопросы для самопроверки

1. Сформулируйте и объясните свойства давления в точке покоящейся жидкости.

2. Запишите уравнение равновесия жидкости (уравнение Л. Эйлера) в двух формах и объясните входящие в него величины.

3. Что такое поверхность равного давления и свободная поверхность жидкости? Какую форму они имеют в случае, когда жидкость находится в равновесии в поле действия силы тяжести?

4. Запишите основное уравнение гидростатики и объясните входящие в него величины.

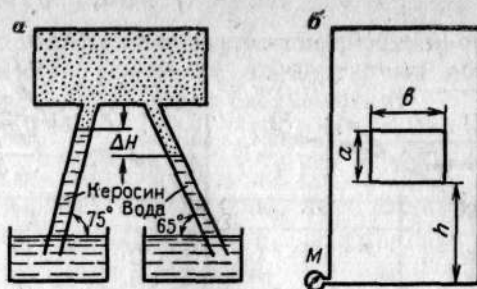


Рис. 2.12. Расчетные схемы для определения:

а — разности уровней воды и керосина в трубках; б — силы давления воды на крышку

5. Дайте определение манометрического давления и вакуума и укажите, в каких пределах они могут изменяться. Поясните это графически.

6. Определите разность уровней ΔH воды и керосина в трубках (рис. 2.12, а), если вакуум в воздушном резервуаре $p_v = 37,5$ мм рт. ст., относительная плотность керосина $\delta_k = 0,8$.

(Ответ: 128 мм.)

7. Сформулируйте закон Паскаля и приведите примеры его применения в горной практике.

8. Определите силу давления воды на прямоугольную крышку размера $a = 200$ мм, $b = 300$ мм, расположенную на вертикальной боковой стенке (рис. 2.12, б), если расстояние нижней кромки крышки до дна резервуара $h = 400$ мм, а показание манометра $p_m = 10$ кПа. Вычислите вертикальную координату центра давления.

(Ответ: 294 Н; 515 мм.)

9. Как определить силу давления жидкости и ее составляющие на криволинейную стенку? Какие величины входят в расчетные формулы для определения этих сил?

3. ОСНОВЫ КИНЕМАТИКИ ЖИДКОСТИ

Кинематика жидкости, являясь частью гидравлики, описывает движение жидкости вне зависимости от того, какие динамические условия вызывают или поддерживают данное движение.

3.1. Методы описания движения

Движущаяся жидкость представляет собой сплошную среду, состоящую из частиц, которые перемещаются с различными параметрами, изменяющимися в зависимости от координат и времени.

Частица сплошной среды — это весьма малый элемент объема (элементарный объем), который можно считать точечным.

В кинематике жидкости возможны два метода описания движения — Лагранжа и Эйлера.

Метод Лагранжа заключается в том, что движение жидкости задается путем указания зависимости изменения координат определенной (намеченной) частицы жидкости от времени. Дви-

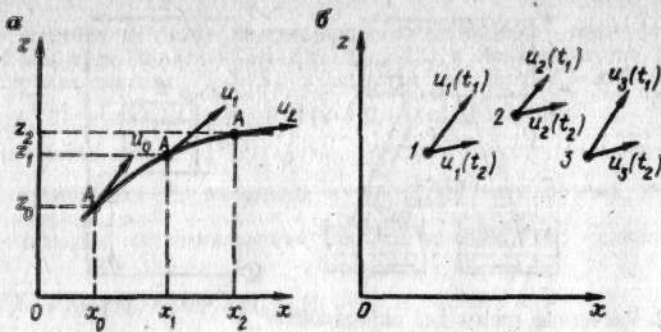


Рис. 3.1. Методы описания движения жидкости:
а — Лагранжа; б — Эйлера

жущаяся частица жидкости описывает в пространстве траекторию, вдоль которой изменяется скорость u (рис. 3.1, а). В неподвижной системе координат частица A перемещалась: с x_0, z_0 на x_1, z_1 за время t_1 ; с x_1, z_1 на x_2, z_2 за время t_2 и т. д. Таким образом, при описании движения частицы переменными являются ее скорость, ускорение и координаты.

Для большинства инженерных задач нет необходимости знать параметры движения отдельных частиц, поэтому метод Лагранжа чаще применяется в теории для решения задач и реже — на практике, например, для описания переноса жидкостью мельчайших твердых частиц (ила).

Метод Эйлера (рис. 3.1, б) заключается в том, что в пространстве намечаются точки (1, 2, 3...) или сечения, через которые проходят частицы жидкости с различными скоростями, зависящими от времени $t_1, t_2, \dots$: $u_1(t_1), u_1(t_2), u_2(t_1), u_2(t_2), u_3(t_1), u_3(t_2) \dots$. При этом координаты точек (сечений) остаются неизменными. Использование этого метода значительно облегчает проведение теоретических и экспериментальных исследований, так как координаты частиц, зафиксированных в пространстве, известны и постоянны.

При решении большинства инженерных задач необходимо знать скорости прохождения различных частиц жидкости через определенные элементы конструкций и инженерных сооружений или скорости приближения к ним, поэтому данный метод описания движения является основным.

По методу Эйлера скорости элементарных объемов жидкости в каждый момент времени в намеченных точках пространства в прямоугольной декартовой системе координат описываются зависимостями — переменными Эйлера:

$$u_x = f(x, y, z, t); \quad u_y = f(x, y, z, t); \quad u_z = f(x, y, z, t). \quad (3.1)$$

В соответствии с правилом дифференцирования сложной функции проекции ускорений элементарных объемов среды в этой системе координат будут следующими:

$$\begin{aligned}j_x &= \frac{du_x}{dt} = \frac{\partial u_x}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial u_x}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial u_x}{\partial z} \frac{dz}{dt} + \frac{\partial u_x}{\partial t}; \\j_y &= \frac{du_y}{dt} = \frac{\partial u_y}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial u_y}{\partial z} \frac{dz}{dt} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial u_y}{\partial t}; \\j_z &= \frac{du_z}{dt} = \frac{\partial u_z}{\partial z} \frac{dz}{dt} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial u_z}{\partial t}.\end{aligned}$$

Зная, что $dx/dt = u_x$, $dy/dt = u_y$, $dz/dt = u_z$ являются проекциями скорости в определенный момент времени и подставляя их в уравнения, получим:

$$\left. \begin{aligned}j_x &= \frac{\partial u_x}{\partial x} u_x + \frac{\partial u_x}{\partial y} u_y + \frac{\partial u_x}{\partial z} u_z + \frac{\partial u_x}{\partial t}, \\j_y &= \frac{\partial u_y}{\partial y} u_y + \frac{\partial u_y}{\partial z} u_z + \frac{\partial u_y}{\partial x} u_x + \frac{\partial u_y}{\partial t}, \\j_z &= \frac{\partial u_z}{\partial z} u_z + \frac{\partial u_z}{\partial x} u_x + \frac{\partial u_z}{\partial y} u_y + \frac{\partial u_z}{\partial t}.\end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

Рассмотрим кинематический смысл каждого слагаемого в правой части системы уравнений (3.2).

Последние слагаемые $\partial u_x / \partial t$, $\partial u_y / \partial t$, $\partial u_z / \partial t$ представляют собой проекции локальных ускорений, которые обусловлены изменениями скоростей во времени при фиксированных координатах — местным локальным изменением, а первые три слагаемых в правой части (3.2) — проекции конвективных ускорений, которые образуются за счет изменения координат частиц, соответствующих ее передвижению (конвекции): Конвективное ускорение возможно только при движении жидкостей и газов.

3.2. Виды движения

3.2.1. Установившееся и неустановившееся движение

Эти понятия вводятся только при исследовании движения жидкости в переменных Эйлера.

Установившееся (стационарное) движение жидкости — это движение, при котором все параметры, характеризующие его в любой точке пространства, не меняются во времени, т. е. в соответствии с уравнением (3.2):

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} = \frac{\partial u_y}{\partial t} = \frac{\partial u_z}{\partial t} = 0.$$

Пример установившегося движения — истечение жидкости из резервуара при постоянном ее уровне (приток равен расходу).

Установившееся движение является основным при гидравлических расчетах.

Неустановившееся (нестационарное) движение жидкости — это движение, при котором параметры, характеризующие его, изменяются во времени, т. е. в этом случае скорость частиц жидкости, проходящих через определенные точки пространства, изменяется во времени (см. рис. 3.1, б), и частные производные $du_x/dt \neq 0$, $du_y/dt \neq 0$, $du_z/dt \neq 0$. В свою очередь, зависимость скорости частицы жидкости в намеченной точке пространства от времени приводит к изменению ее гидродинамического давления и плотности: $dp/dt \neq 0$, $\rho/dt \neq 0$.

Неустановившееся движение может быть медленно изменяющимся, при котором значения du_x/dt , du_y/dt и du_z/dt настолько малы, что ими можно пренебречь, или быстро изменяющимся, при котором ими пренебречь нельзя.

Пример неустановившегося движения — истечение жидкости из резервуара при переменном ее уровне (опоражнивание резервуара).

Анализируя уравнение (3.2), можно сделать вывод, что первые три частных производных физически представляют собой изменение скоростей вдоль той оси, на которую они проектируются. Если они параллельны оси, например трубы или канала, то являются продольными, а движение при этом — поступательное. Проекции частных производных скорости на другие оси характеризуют изменение скорости перпендикулярно основному направлению и обуславливают вращение частиц жидкости (т. е. в определенных условиях движение может быть вращательным) и деформацию объема движущейся жидкости.

Таким образом, элементарный объем жидкости совершает три вида движения: поступательное, вращательное и деформационное. Влияние деформации элементарного объема в практических задачах несущественно, поэтому в гидравлике рассматривают в основном два вида движения — поступательное и вращательное (вихревое).

3.2.2. Поступательное движение.

Струйная модель движущейся жидкости

Основные задачи гидравлики — расчет и исследование параметров движения жидкости по трубам и каналам. В этих условиях основным видом движения является поступательное. Так как реальная жидкость представляет собой непрерывную среду, обладающую свойством текучести и способностью заполнять объем того сосуда, в котором она находится, то при этом невозможно производить исследования даже простейшего поступательного движения. Поэтому, основываясь на методе Эйлера, для исследований и расчетов используется струйная модель

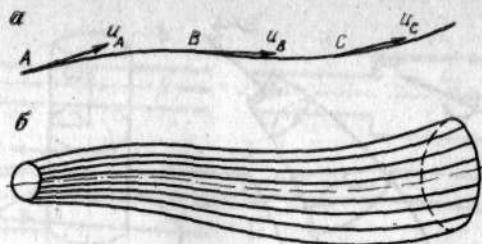


Рис. 3.2. Линия тока (а) и элементарная струйка (б)

жидкости, т. е. воображаемая жидкость, частицы которой проходят через определенные зафиксированные точки пространства. Элементами этой модели являются: линии тока, трубки тока и элементарные струйки.

Линия тока — это линия, в каждой точке которой в данный момент времени вектор скорости жидкости совпадает с касательной к этой линии (рис. 3.2, а). В установившемся движении линия тока является траекторией движения частицы жидкости.

Трубка тока — это поверхность, образованная линиями тока, проведенными в данный момент времени через все точки бесконечно малого замкнутого контура, нормального к линиям тока и находящегося в области, занятой жидкостью.

Элементарная струйка — это часть движущейся жидкости, ограниченная трубкой тока (рис. 3.2, б).

Элементарная струйка обладает следующими важными свойствами:

частицы жидкости не выходят из струйки и не входят в нее через боковую поверхность, так как данная поверхность образована линиями тока и, следовательно, в любой ее точке векторы скоростей направлены по касательным;

скорости частиц во всех точках одного и того же поперечного сечения струйки одинаковы, что объясняется малыми размерами поперечного сечения;

при установившемся движении форма струйки остается неизменной во времени.

Поток движущейся жидкости рассматривается как совокупность элементарных струек, что соответствует струйной модели движущейся жидкости.

3.2.3. Вихревое движение

Поступательному движению жидкости часто сопутствует вихревое движение, вызванное вращением элементарного объема. Угловая скорость элементарного объема жидкости называется **вихрем**, а касательная линия в любой точке вектора вихря —

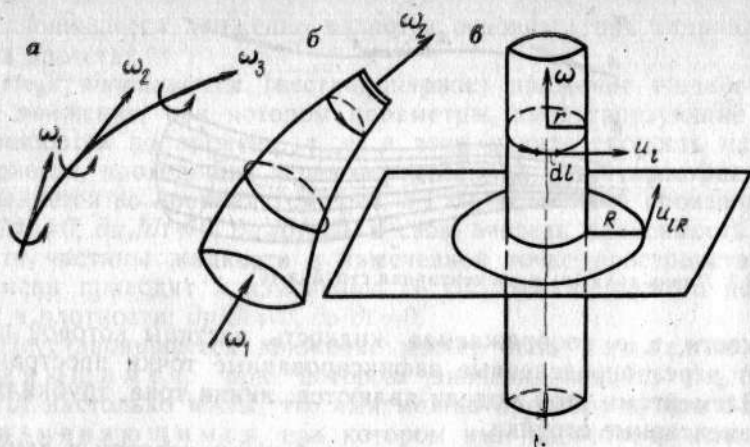


Рис. 3.3. Вихревая линия (а), вихревая нить-шнур (б) и циркуляция скорости (в)

вихревой линией (рис. 3.3, а). Поверхность, образованная вихревыми линиями, проведенными через все точки элементарного замкнутого контура, называется *вихревой трубкой*, а жидкость, заключенная внутри вихревой трубки, — *вихревой нитью-шнуром* (рис. 3.3, б).

Расчетным вихрем является вектор угловой скорости вращения частиц относительно мгновенной оси, а физическим вихрем — группа частиц, вращающихся как твердое тело вокруг некоторой мгновенной оси.

Мгновенная ось вращения может быть неподвижной или перемещающейся в пространстве. Перемещающиеся вихри наблюдаются позади какого-либо тела, движущегося в жидкости, и имеют вид колец, например, дыма или пара, выходящих из труб. В природе они часто встречаются в виде смерчей. Изучение перемещающихся вихрей имеет большое значение при конструировании и исследовании лопастных машин, самолетов, при транспортировании твердых тел жидкостью.

В гидромеханике широко применяется понятие «циркуляция скорости» — кинематическая характеристика течения жидкости или газа, служащая мерой завихренности.

Циркуляция скорости вдоль замкнутого контура выражается криволинейным интегралом

$$\Gamma = \oint u_t dl, \quad (3.3)$$

где u_t — проекция скорости жидкости или газа в какой-либо точке контура на касательную к этому контуру; dl — элемент длины контура (рис. 3.3, в), включающий рассматриваемую точку.

Размерность циркуляции скорости $[\Gamma] = L^2 T^{-1}$, единица СИ — m^2/c .

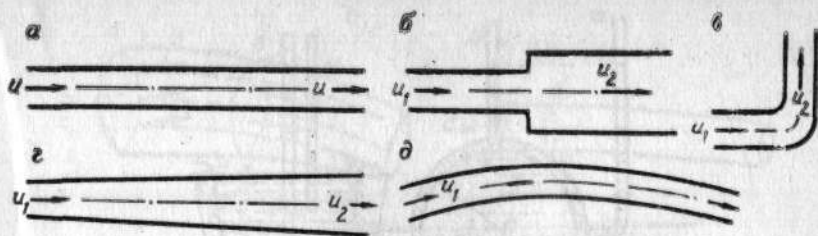


Рис. 3.4. Равномерное (а), неравномерное (б, в) и плавноизменяющееся (г, д) движение жидкости

Если принять, что замкнутый контур — это окружность радиусом r , и проекция скорости u_t постоянна по окружности, то $\Gamma = 2\pi r u_t$. На поверхности вихревой трубки $u_t = \omega r$, следовательно

$$\Gamma = 2\omega \pi r^2 = 2\omega F, \quad (3.4)$$

где $F = \pi r^2$ — поперечное сечение вихревой трубки, ω — угловая скорость вихря.

Циркуляция вдоль произвольно замкнутого контура, проведенного на поверхности вихревой трубки и охватывающего трубку один раз, называется *интенсивностью вихря* (вихревой трубки). Интенсивность вихря постоянна вдоль всей вихревой трубки.

В соответствии с теоремой Гельмгольца вихревые нити в жидкости не могут оканчиваться внезапно: они или простираются концами в бесконечность, или замыкаются в кольца, или опираются на границы жидкости (например, на твердые тела).

Циркуляция скорости (если пренебречь рассеиванием энергии) при удалении от вихря остается неизменной ($\Gamma = \text{const}$), следовательно, скорость по замкнутому контуру радиусом R (см. рис. 3.3, в), обусловленная вихрем, $u_{tR} = u_t r / R$.

3.2.4. Равномерное и неравномерное движение

В зависимости от характера изменения скорости частиц жидкости по длине пространства, заполненного ею, установившееся движение жидкости может быть: *равномерным*, при котором ее скорость постоянна (рис. 3.4, а); *неравномерным*, при котором ее скорость по длине пространства изменяется по величине и (или) направлению (рис. 3.4, б, в); *плавновизменяющимся*, при котором ее скорость плавно изменяется по длине пространства (рис. 3.4, г, д). В последнем случае на практике можно с достаточной точностью применять законы равномерного движения.

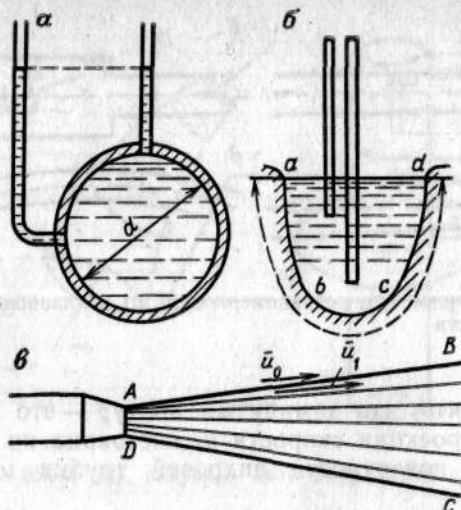


Рис. 3.5. Напорный (*а*) и безнапорный (*б*) потоки и струя (*в*)

3.3. Гидравлические элементы потока

3.3.1. Виды потоков

Потоки можно разделить на напорные, безнапорные и струи.

Напорным называется поток, ограниченный со всех сторон твердыми стенками (рис. 3.5, *а*). Примерами такого потока являются движущиеся вода в водопроводе или в шахтном водоотливном трубопроводе, масло в маслопроводе, воздух в выработках шахты и т. д.

Безнапорным называется поток, ограниченный твердыми стенками не со всех сторон и имеющий по всей длине свободную поверхность (рис. 3.5, *б*). Примеры такого потока — движение воды в реке, водоотливной канавке шахты и т. д.

Струей называется поток жидкости, ограниченный не твердыми стенками, а поверхностями разрыва скоростей (рис. 3.5, *в*, поверхность *ABCD*). Примерами такого потока могут служить струя воды из пожарного брандспойта или гидромонитора, поток воздуха после вентилятора местного проветривания.

3.3.2. Живое сечение. Расход. Средняя скорость

Живое сечение ω — поверхность в пределах потока (рис. 3.6, *а*, поверхность *AB*) нормальная в каждой своей точке к проходящей через нее линии тока. При равномерном или плавно изменяющемся движении живое сечение является плоским и равно площади поперечного сечения потока.

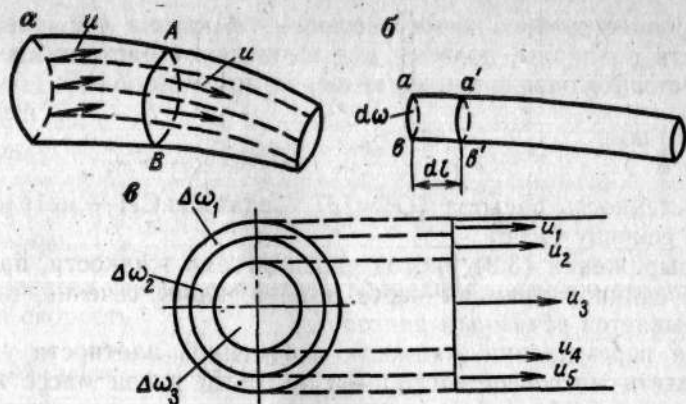


Рис. 3.6. Расчетные схемы:

а — к определению живого сечения и периметра смачивания; б — к выводу уравнения расхода; в — к определению средней скорости

Размерность живого сечения $[\omega] = L^2$, единица СИ — квадратный метр (m^2).

Периметр смачивания χ — длина контура живого сечения по твердым стенкам русла. Для круглого сечения (см. рис. 3.5, а) $\chi = \pi d$, для произвольного русла (см. рис. 3.5, б) $\chi = l_{abcd}$.

Размерность периметра смачивания $[\chi] = L$, единица СИ — метр (м).

Гидравлический радиус R — отношение площади живого сечения к смоченному периметру:

$$R = \omega / \chi. \quad (3.5)$$

Размерность гидравлического радиуса $[R] = L$, единица СИ — метр (м).

Для круглого сечения (см. рис. 3.5, а)

$$R = \frac{\pi d^2}{4\pi d} = \frac{d}{4}. \quad (3.6)$$

Количество жидкости, проходящее через живое сечение в единицу времени, называется *расходом*.

Пусть в элементарной струйке за бесконечно малое время Δt начальное живое сечение ab переместится в положение $a'b'$, описав объем $dV = \omega d\omega dl$ (рис. 3.6, б). Элементарный расход при этом составит

$$dQ = \frac{dV}{dt} = \frac{d\omega}{dt} \omega,$$

где $dl/dt = u$ — скорость частиц.

Тогда расход в элементарной струйке через живое сечение

$$dQ = u d\omega. \quad (3.7)$$

В разных точках живого сечения AB потока (см. рис. 3.6, a) скорости различны, поэтому для вычисления расхода необходимо вычислить определенный интеграл по сечению AB :

$$Q = \int_{\omega} u d\omega. \quad (3.8)$$

Размерность расхода $[Q] = L^3 T^{-1}$, единица СИ — метр кубический в секунду (m^3/s).

В выражении (3.8) расход равен объему жидкости, проходящей в единицу времени через данное живое сечение, поэтому он называется *объемным расходом*.

При перемещении жидкости переменной плотности удобнее определять *массовый расход* Q_m , который равен массе жидкости, проходящей в единицу времени через данное живое сечение:

$$Q_m = \int_{\omega} \rho u d\omega. \quad (3.9)$$

Размерность массового расхода $[Q_m] = M T^{-1}$, единица СИ — килограмм в секунду (kg/s).

Аналитически интегралы (3.8) и (3.9) могут быть решены только в том случае, если известен закон изменения скорости по живому сечению, например при ламинарном движении [см. формулу (5.10)].

В других случаях этот интеграл может быть решен графически на основе экспериментальных данных. Для этого живое сечение потока разбивают на равновеликие площади $\Delta\omega$ (рис. 3.6, b) и определяют для каждой из них скорость и расход. Объемный расход через живое сечение будет равен сумме расходов через намеченные площади:

$$Q = u_1 \Delta\omega_1 + u_2 \Delta\omega_2 + u_3 \Delta\omega_3,$$

или в общем случае,

$$Q = \sum u_i \Delta\omega_i. \quad (3.10)$$

Расход — один из основных параметров потока, равный количеству жидкости (газа), транспортируемой в единицу времени по трубопроводу или потребляемой различными установками. В инженерных расчетах расход обычно является заданной величиной.

В большинстве случаев изменение скорости по живому сечению неизвестно, поэтому для расчетов введена *средняя скорость*, которая определяется как частное от деления объемного расхода на живое сечение потока:

$$v = Q/\omega. \quad (3.11)$$

Размерность средней скорости $[v] = LT^{-1}$, единица СИ — метр в секунду (м/с).

Расход может быть выражен через среднюю скорость: объемный

$$Q = v\omega; \quad (3.12)$$

массовый

$$Q_m = \rho v\omega. \quad (3.13)$$

Если известна эпюра скоростей в пределах живого сечения, то средняя скорость

$$v = \omega^{-1} \int_{\omega} u d\omega. \quad (3.14)$$

Пример 1. Определим среднюю скорость движения воды в трубе при расходе равном $360 \text{ м}^3/\text{ч}$ и диаметре трубопровода $0,3 \text{ м}$.

Так как средняя скорость равна отношению секундного расхода к живому сечению [см. (3.11)], определим секунднй расход:

$$Q = 360/3600 = 0,1 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Живое сечение в данном случае равно площади внутреннего сечения трубы:

$$\omega = \pi d^2/4 = 3,14 \cdot 0,3^2/4 = 0,0707 \text{ м}^2.$$

Тогда средняя скорость

$$v = Q/\omega = 0,1/0,0707 = 1,41 \text{ м/с}.$$

Пример 2. Найдем массовый и объемный расходы воздуха, проходящего по трубе диаметром $0,4 \text{ м}$ со скоростью 10 м/с . Давление в потоке — $5 \cdot 10^5 \text{ Па}$, температура — 313 К .

Плотность воздуха при стандартных условиях (атмосферном давлении $101,3 \text{ кПа}$ и температуре 293 К) равна $1,2 \text{ кг/м}^3$. Тогда, используя формулу (1.5), определим плотность воздуха в трубе:

$$\rho = 1,2 \frac{5 \cdot 10^5}{1,013 \cdot 10^5} \frac{293}{313} \approx 5,54 \text{ кг/м}^3.$$

Массовый расход [см. (3.13)]

$$Q_m = \rho v \frac{\pi d^2}{4} = 5,54 \cdot 10 \frac{3,14 \cdot 0,4^2}{4} \approx 6,95 \text{ кг/с},$$

объемный расход [см. (3.12)]

$$Q = v \frac{\pi d^2}{4} = 10 \frac{3,14 \cdot 0,4^2}{4} \approx 1,26 \text{ м}^3/\text{с}.$$

3.4. Уравнение неразрывности

Уравнение неразрывности (сплошности) является математическим выражением закона сохранения массы и принципа непрерывности в гидромеханике.

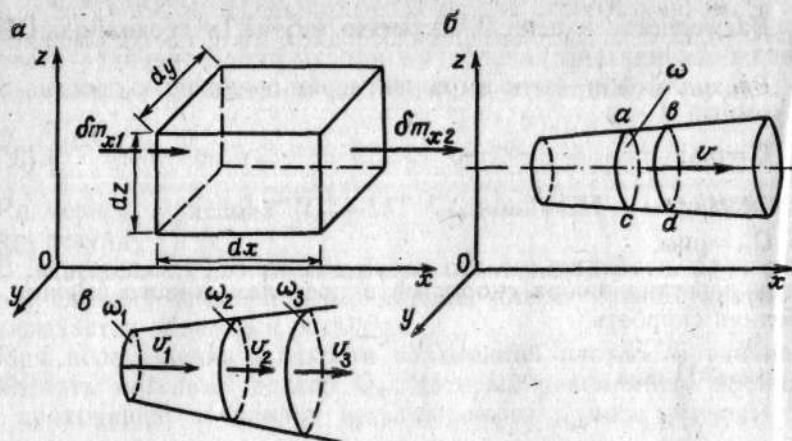


Рис. 3.7. Расчетные схемы к выводу уравнения неразрывности

Мысленно выделим в движущейся жидкости элементарный параллелепипед с бесконечно малыми ребрами dx , dy , dz (рис. 3.7, а). Пусть жидкость проходит через него за бесконечно малое время. Масса входящей жидкости равна δm_1 , а выходящей — δm_2 . Тогда относительно оси Ox :

$$\delta m_{x1} = \rho_1 u_{x1} dy dz dt;$$

$$\delta m_{x2} = \rho_2 u_{x2} dy dz dt + \frac{\partial (\rho u_x)}{\partial x} dx dy dz dt.$$

Приращение массы жидкости, вызванное изменением ее плотности, за время dt в направлении оси Ox

$$\Delta m_x = \delta m_{x1} - \delta m_{x2} = - \frac{\partial (\rho u_x)}{\partial x} dx dy dz dt$$

или, учитывая, что $dx dy dz = dV$,

$$\Delta m_x = - \frac{\partial (\rho u_x)}{\partial x} dV dt.$$

По аналогии для других осей:

$$\Delta m_y = - \frac{\partial (\rho u_y)}{\partial y} dV dt;$$

$$\Delta m_z = - \frac{\partial (\rho u_z)}{\partial z} dV dt.$$

Приращение массы жидкости в параллелепипеде

$$\Delta m_{\Sigma} = \Delta m_x + \Delta m_y + \Delta m_z = - \left(\frac{\partial (\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho u_z)}{\partial z} \right) dV dt. \quad (3.15)$$

Изменение массы жидкости в объеме dV за время dt может быть только за счет изменения ее плотности, следовательно,

$$\Delta m_{\Pi} = \frac{\partial \rho}{\partial t} dV dt. \quad (3.16)$$

Приравнивая выражения (3.15) и (3.16), получим

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} dV dt = - \left(\frac{\partial (u_x \rho)}{\partial x} + \frac{\partial (u_y \rho)}{\partial y} + \frac{\partial (u_z \rho)}{\partial z} \right) dV dt.$$

После преобразования получим уравнение неразрывности в форме Эйлера:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (u_x \rho)}{\partial x} + \frac{\partial (u_y \rho)}{\partial y} + \frac{\partial (u_z \rho)}{\partial z} = 0. \quad (3.17)$$

Для установившегося движения ($\partial \rho / \partial t = 0$) уравнение неразрывности примет вид

$$\frac{\partial (\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho u_z)}{\partial z} = 0. \quad (3.18)$$

Если жидкость несжимаемая, то $\rho = \text{const}$. Тогда уравнение неразрывности будет иметь вид

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0. \quad (3.19)$$

Выделим на весьма малой длине потока жидкости объем, ограниченный поверхностью $abcd$ (рис. 3.7, б). При такой длине живые сечения входа ac и выхода bd можно считать одинаковыми и равными ω .

Так как направление средней скорости v параллельно оси x , проекциями ее на эту ось будут $v_x = v$, $v_y = 0$, $v_z = 0$. Подставив эти значения в уравнение (3.18), получим $\partial(\rho v)/\partial x = 0$. Следовательно, $\rho v = \text{const}$, а поскольку живое сечение $\omega = \text{const}$, произведение этих величин также постоянно:

$$Q_m = \rho v \omega = \text{const}. \quad (3.20)$$

Таким образом, основное условие неразрывности — постоянство массового расхода.

В соответствии с формулой (3.19) для несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$) $dv/dx = 0$, т. е. $v = \text{const}$. Следовательно условие неразрывности можно выразить в следующем виде:

$$Q = v \omega = \text{const}. \quad (3.21)$$

Если живое сечение потока изменяется по его длине (рис. 3.7, в), то при $\rho = \text{const}$

$$Q = \omega_1 v_1 = \omega_2 v_2 = \omega_3 v_3 = \text{const}. \quad (3.22)$$

Следовательно, средняя скорость жидкости обратно пропорциональна площади живого сечения.

Если при этом по длине потока изменяется и плотность жидкости, то

$$Q_m = \omega_1 v_1 \rho_1 = \omega_2 v_2 \rho_2 = \omega_3 v_3 \rho_3. \quad (3.23)$$

Выражение (3.23) справедливо для газов, если их скорость меньше скорости звука, и для капельных жидкостей при условии отсутствия кавитации.

Пример 1. Определим среднюю скорость движения воды во втором сечении площадью $0,4 \text{ м}^2$ при условии, что в первом сечении площадью $0,1 \text{ м}^2$ ее скорость была равна 4 м/с .

Воспользовавшись зависимостью (3.22), получим

$$v_2 = v_1 \omega_1 / \omega_2 = 4 \cdot 0,1 / 0,4 = 1 \text{ м/с}.$$

Пример 2. Воздух (газ) плотностью 4 кг/м^3 движется по трубе постоянного внутреннего диаметра со скоростью 10 м/с . Вследствие изменения давления и температуры плотность газа уменьшилась и стала равной 2 кг/м^3 . Тогда в соответствии с формулой (3.23) средняя скорость газа

$$v_2 = v_1 \rho_1 / \rho_2 = 10 \cdot 4 / 2 = 20 \text{ м/с}.$$

Вопросы для самопроверки

1. Какие методы описания движения жидкости приняты в гидравлике?
2. Какие виды движения Вам известны?
3. Что представляют собой струйная модель жидкости и ее элементы?
4. Какое движение считается установленным, а какое — неустановившимся?
5. Какие виды потоков Вам известны?
6. Напишите формулы для определения расхода и средней скорости.
7. Напишите уравнение неразрывности для несжимаемой и сжимаемой жидкостей.
8. Определите среднюю скорость жидкости, если объемный расход $Q = 0,1 \text{ м}^3/\text{с}$, а диаметр трубопровода $d = 0,3 \text{ м}$.

(Ответ: $v = 1,4 \text{ м/с}$.)

9. Найдите среднюю скорость жидкости v_2 во втором сечении трубопровода площадью $0,01 \text{ м}^2$, если во втором сечении площадью $0,005 \text{ м}^2$ скорость $v_1 = 4 \text{ м/с}$.

(Ответ: $v_1 = 2 \text{ м/с}$.)

4. ОСНОВЫ ГИДРОДИНАМИКИ

Гидродинамика — раздел гидравлики, изучающий движение жидкости под действием внешних сил и механическое взаимодействие между жидкостью и соприкасающимися с ней телами при их относительном движении.

4.1. Дифференциальные уравнения движения и баланса энергии идеальной жидкости

Вывод основных законов движения реальной жидкости чрезвычайно сложен, поэтому в гидродинамике пользуются ее моделью — идеальной жидкостью, которой в природе не существу-

ет. Так как идеальная жидкость — это жидкость, лишенная вязкости, в ней при движении не возникают силы внутреннего трения и, как следствие, отсутствует рассеивание энергии. Таким образом, запас энергии в элементарной струйке по длине потока жидкости постоянен.

В движущейся жидкости кроме объемных и поверхностных сил действуют силы инерции. Пользуясь принципом Даламбера, составим уравнение движения единицы массы жидкости, которое представляет собой сумму проекций массовых и поверхностных сил (см. 1.3) и проекций (с обратным знаком) сил инерции, отнесенных к единице массы ($j = P_u/m$):

$$X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - j_x = 0,$$

$$Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} - j_y = 0,$$

$$Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} - j_z = 0.$$

Подставляя в эти уравнения величины j_x , j_y и j_z [см. (3.2)] и учитывая, что при установившемся движении $\partial u_x / \partial t = \partial u_y / \partial t = \partial u_z / \partial t = 0$, получим уравнения движения Эйлера:

$$\left. \begin{aligned} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} u_x + \frac{\partial u_x}{\partial y} u_y + \frac{\partial u_x}{\partial z} u_z \right) &= 0, \\ Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} - \left(\frac{\partial u_y}{\partial y} u_y + \frac{\partial u_y}{\partial z} u_z + \frac{\partial u_y}{\partial x} u_x \right) &= 0, \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} - \left(\frac{\partial u_z}{\partial z} u_z + \frac{\partial u_z}{\partial x} u_x + \frac{\partial u_z}{\partial y} u_y \right) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4.1)$$

Мерой движения жидкости является энергия, которая характеризуется работой, совершаемой жидкостью при торможении (кинетическая энергия), и работой, совершаемой массовыми и поверхностными силами (потенциальная энергия) при переходе от рассматриваемого положения в пространстве к нулевому положению, в котором потенциальная энергия условно считается равной нулю. Следовательно, для получения уравнения энергии необходимо найти работу сил при перемещении единицы массы жидкости на расстояние dl по линии тока (рис. 4.1).

Умножив все члены первого уравнения системы (4.1) на массу m и проекцию dl на ось x , получим дифференциальное уравнение энергии в проекциях на ось x :

$$m \left[X dx - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} dx - \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} u_x + \frac{\partial u_x}{\partial y} u_y + \frac{\partial u_x}{\partial z} u_z \right) dx \right] = 0. \quad (4.2)$$

Преобразуем последнее слагаемое уравнения (4.2), учитывая, что проекция перемещения $dx = u_x dt$:

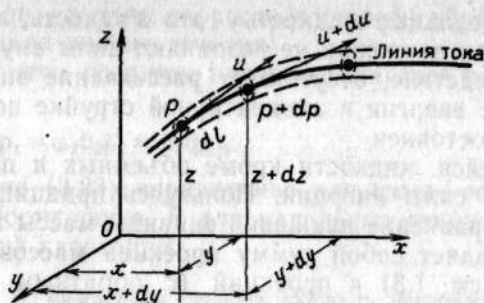


Рис. 4.1. Расчетная схема к выводу уравнения Эйлера

$$\left(\frac{\partial u_x}{\partial x} u_x + \frac{\partial u_x}{\partial y} u_y + \frac{\partial u_x}{\partial z} u_z \right) u_x dt.$$

Подставив в это выражение $u_x = dx/dt$, $u_y = dy/dt$, $u_z = dz/dt$ и выполнив необходимые преобразования, получим

$$u_x \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} dx + \frac{\partial u_x}{\partial y} dy + \frac{\partial u_x}{\partial z} dz \right) = u_x du_x = du_x^2/2.$$

Тогда для оси x уравнение (4.2) можно представить в виде

$$m \left(X dx - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} dx - \frac{du_x^2}{2} \right) = 0.$$

Аналогично для других осей:

$$m \left(Y dy - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} dy - \frac{du_y^2}{2} \right) = 0$$

$$m \left(Z dz - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} dz - \frac{du_z^2}{2} \right) = 0.$$

Сложив почленно все три уравнения, получим выражение для полной энергии:

$$m \left[(X dx - Y dy + Z dz) - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) - \frac{d(u_x^2 + u_y^2 + u_z^2)}{2} \right] = 0.$$

Так как во втором слагаемом выражение в скобках является полным дифференциалом давления, окончательно уравнение энергии примет следующий вид:

$$m \left(X dx + Y dy + Z dz - \frac{1}{\rho} dp - \frac{du^2}{2} \right) = 0. \quad (4.3)$$

Все члены уравнения (4.3) имеют размерность энергии —

$$[m(Xdx + Ydy + Zdz)] = \left[m \frac{dp}{\rho} \right] = \left[m \frac{du^2}{2} \right] = ML^2T^{-2}.$$

Единица энергии СИ — джоуль (Дж): 1 Дж = 1 Н·м.

Так как в уравнение (4.3) входит масса m , которая при перемещении жидкости может изменяться, то для получения общего выражения, не зависящего от массы, полный запас энергии относят к единице массы, объема или силы тяжести.

Энергия, отнесенная к единице массы — *удельная энергия*, широко используемая при исследовании движения газов с переменной плотностью.

Разделив выражение (4.3) на m , получим уравнение удельной энергии

$$Xdx + Ydy + Zdz - \frac{1}{\rho} dp - \frac{du^2}{2} = 0. \quad (4.4)$$

Размерность всех членов этого уравнения L^2T^{-2} , единица СИ — джоуль на килограмм (Дж/кг): 1 Дж/кг = 1 м²/с².

При исследовании движения газов, имеющих постоянную плотность ($\rho = \text{const}$), и капельных (несжимаемых) жидкостей удобно пользоваться энергией, отнесенной к единице объема. Для получения уравнения данной энергии необходимо выражение (4.3) разделить на объем V , учитывая при этом, что $m/V = \rho$:

$$\rho(Xdx + Ydy + Zdz) - dp - \frac{\rho u^2}{2} = 0. \quad (4.5)$$

Размерность членов этого уравнения $ML^{-1}T^{-2}$, единица СИ — джоуль на кубический метр (Дж/м³): 1 Дж/м³ = 1 Н/м² = 1 Па.

Наиболее важна в гидравлике энергия, отнесенная к единице силы тяжести (особенно при исследовании движения капельных жидкостей). Для того чтобы получить уравнение такой энергии, надо все члены выражения (4.3) разделить на mg :

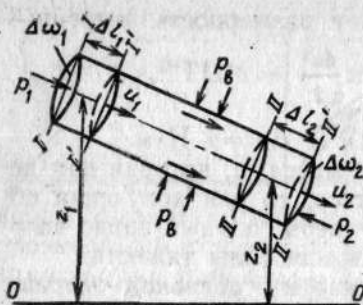
$$\frac{1}{g}(Xdx + Ydy + Zdz) - \frac{dp}{\rho g} - \frac{du^2}{2g} = 0. \quad (4.6)$$

Размерность всех членов уравнения (4.6) L , единица СИ — джоуль на ньютон (Дж/Н): 1 Дж/Н = 1 м. В гидравлике — это напор, соответствующий высоте столба жидкости в метрах.

4.2. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости

Рассмотрим установившееся движение элементарной струйки идеальной жидкости в декартовой системе координат, в которой плоскость xOy (рис. 4.2) горизонтальна, а из всех массовых

Рис. 4.2. Расчетная схема к выводу уравнения Бернулли



сил действуют, допустим, только силы тяжести, проекции которых на оси координат: $X=0$, $Y=0$, $Z=-g$. Плоскость xOy называется *плоскостью сравнения* потенциальной энергии (gdz). С учетом всех этих условий уравнения (4.4)–(4.6) примут вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{du^2}{2} + \frac{dp}{\rho} + gdz &= 0, \\ \frac{d\rho u^2}{2} + dp + \rho g dz &= 0, \\ \frac{du^2}{2} + \frac{dp}{\rho g} + dz &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4.7)$$

Интегрирование уравнений (4.7) произведем для двух струйных моделей жидкости — с постоянной плотностью (несжимаемая каплярная жидкость, газы при неизменных давлении и температуре) и с переменной плотностью (газы при изменяющихся по длине потока давлении и температуре).

Для первой модели после интегрирования получим уравнения:

полной удельной энергии

$$e_n = u^2/2 + p/\rho + gz = \text{const}; \quad (4.8)$$

полного давления

$$p_n = \rho u^2/2 + p + \rho gz = \text{const}; \quad (4.9)$$

полного напора

$$H_n = u^2/2g + p/\rho g + z = \text{const}. \quad (4.10)$$

Эти выражения называются уравнениями Бернулли. Они являются основными при решении многих задач гидравлики и представляют собой математическую модель закона сохранения энергии вдоль элементарной струйки невязкой, несжимаемой жидкости относительно принятой плоскости сравнения.

Для второй модели (невязкая жидкость переменной плотности) уравнение полной удельной энергии —

$$e_{\Pi} = u^2/2 + \int \frac{dp}{\rho} + gz = \text{const.} \quad (4.11)$$

Интеграл (второе слагаемое) в этом уравнении характеризует изменение состояния газа, происходящее в определенных границах — от начальных до рассматриваемых условий (параметров). Обычно начальным параметром считается плотность свободного газа при атмосферном давлении и принятой температуре (см. 1.2).

При расчете удельной энергии рассматривают, как правило, изотермический и адиабатный процессы изменения состояния газа.

Изотермический процесс, характеризующийся постоянной температурой, является наиболее вероятным процессом, наблюдаемым при транспортировании газа по трубам. Это объясняется хорошим тепловым обменом между потоком и внешней средой. Изотермический процесс выражается основными зависимостями:

$$p/\rho = c \quad \text{или} \quad \rho = p/c,$$

где c — постоянная величина, определяемая из начальных условий: $c = p_0/\rho_0$.

$$\text{Тогда} \quad \rho = \rho_0 \frac{p}{p_0}.$$

Вычисляя $\int \frac{dp}{\rho}$ [второе слагаемое уравнения (4.11)] в пределах от p_0 до p , получим:

$$\int_{p_0}^p \frac{dp}{\rho} = \frac{p_0}{\rho_0} \int_{p_0}^p \frac{dp}{p} = \frac{p_0}{\rho_0} \ln \frac{p}{p_0}.$$

Следовательно, запас удельной энергии относительно принятой плоскости сравнения при изотермическом процессе

$$e_{\Pi} = \frac{u^2}{2} + \frac{p_0}{\rho_0} \ln \frac{p}{p_0} + gz = \text{const.} \quad (4.12)$$

Адиабатный процесс, характеризующийся постоянным количеством теплоты для единицы массы, возможен, если изменение состояния газа происходит с большой скоростью, вследствие чего можно пренебречь теплообменом между потоком и внешней средой (например, при взрыве газов или в цилиндрах поршневых и газовых машин). Адиабатный процесс выражается зависимостью

$$p/\rho^k = c,$$

где k — показатель адиабаты равный отношению теплоемкости газа при постоянном давлении (c_p) к его теплоемкости при постоянном объеме (c_v): $k = c_p/c_v$. Для воздуха $k = 1,4$.

Для начальных условий

$$c = p_0/\rho_0^k, \text{ или } p/\rho^k = p_0/\rho_0^k.$$

В интеграле $\int \frac{dp}{\rho}$ выразим плотность газа через давление и начальные параметры: $\rho = \rho_0(p/p_0)^{1/k}$. Тогда, вычисляя определенный интеграл в пределах p_0, p , получим:

$$\int \frac{dp}{\rho} = \frac{p_0^{1/k}}{\rho_0} \int_{p_0}^p p^{-1/k} dp = \frac{k}{k-1} \frac{p_0^{1/k}}{\rho_0} \left(p^{\frac{k-1}{k}} - p_0^{\frac{k-1}{k}} \right),$$

или после преобразования,

$$\int \frac{dp}{\rho} = \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left(\frac{p_0}{p} \frac{p}{p_0} - 1 \right).$$

Используя эту зависимость, можно с достаточной степенью точности представить выражение интеграла в следующем виде:

$$\int \frac{dp}{\rho} = \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho}.$$

Тогда уравнение удельной энергии относительно плоскости сравнения —

$$e_n = \frac{u^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho} + gz = \text{const.} \quad (4.13)$$

Так как $p/\rho = RT$ (R — газовая постоянная, T — абсолютная температура), уравнение (4.13) запишем в виде

$$e_n = \frac{u^2}{2} + \frac{k}{k-1} RT + gz = \text{const, или} \quad (4.14)$$

$$e_n = u^2/2 + p/\rho + gz + (k-1)^{-1}RT = \text{const.} \quad (4.15)$$

Следовательно, при значительных перепадах давления и температуры по длине струйки полная удельная энергия равна сумме кинетической, потенциальной и тепловой энергий.

Уравнения (4.12) — (4.15) являются основными при исследованиях и расчетах движения сжимаемого невязкого газа.

4.3. Энергетический смысл уравнения Бернулли

Из уравнения Бернулли, полученного путем интегрирования выражений баланса энергии (4.4) — (4.6), видно, что все его члены представляют собой запас энергии, которым обладает единица

массы (4.8), объема (4.9) или силы тяжести (4.10) относительно принятой плоскости сравнения (см. рис. 4.2).

Для более глубокого понимания энергетического смысла уравнения Бернулли выведем его, используя следующую теорему механики: изменение кинетической энергии определенного тела при некотором его перемещении равно сумме работ всех сил (внутренних и внешних), приложенных к этому телу, при том же перемещении.

Выделим в элементарной струйке весьма малый отсек, заключенный между сечениями $I—I$ и $I'—I'$, который, перемещаясь, занимает положение между сечениями $II—II$ и $II'—II'$. Так как жидкость несжимаемая, а движение установившееся, можно принять, что объем отсека во втором положении равен его объему в первом положении, т. е.

$$\Delta V_2 = \Delta \omega_2 \Delta l_2 = \Delta \omega_1 \Delta l_1 = \Delta V_1.$$

Масса отсека равна $\rho \Delta V$, а кинетическая энергия массы отсека при перемещении из первого положения во второе — $\rho \Delta V (u_2^2 - u_1^2)/2$.

На выделенный объем действуют внешние силы: сила тяжести, сила гидродинамического давления и силы давления окружающей жидкости. Внутренние силы трения отсутствуют, так как принята модель невязкой жидкости.

Работа сил тяжести при перемещении отсека из сечения $I—I$ в сечение $II—II$ равна $\rho g \Delta V (z_1 - z_2)$.

Гидродинамические силы давления, действующие со стороны окружающей жидкости на торцовые сечения $I—I$ и $II'—II'$, равны $p_1 \Delta \omega_1$ и $p_2 \Delta \omega_2$ и направлены противоположно друг другу (см. рис. 4.2). Работа, совершаемая ими при перемещении, равна $p_1 \Delta \omega_1 \Delta l_1 - p_2 \Delta \omega_2 \Delta l_2$. Но как было указано выше, $\Delta \omega_1 \Delta l_1 = \Delta \omega_2 \Delta l_2 = \Delta V$, следовательно, предыдущее выражение можно записать как $\Delta V (p_1 - p_2)$.

Работа внешних сил давления p_n на боковую поверхность струйки равна нулю, так как они перпендикулярны к направлению перемещения жидких частиц,двигающихся вдоль этой поверхности. В соответствии с теоремой об изменении кинетической энергии можно записать:

$$\rho \Delta V (u_2^2 - u_1^2)/2 = \rho g \Delta V (z_1 - z_2) + \Delta V (p_1 - p_2)$$

или

$$\rho \Delta V \frac{u_2^2}{2} + \rho g \Delta V z_1 + \Delta V p_1 = \rho \Delta V \frac{u_1^2}{2} + \rho g \Delta V z_2 + \Delta V p_2.$$

Если все члены уравнения отнести к единице массы (разделить на $\rho \Delta V$), объема (разделить на ΔV) или силы тяжести

(разделить на $\rho g \Delta V$), то получим соответственно удельную энергию, давление и напор:

$$\left. \begin{aligned} e_{\Pi} &= u^2/2 + p_1/\rho + gz_1 = u^2/2 + p_2/\rho + gz_2, \\ p_{\Pi} &= \rho u^2/2 + p_1 + \rho gz_1 = \rho u^2/2 + p_2 + \rho gz_2, \\ H_{\Pi} &= u^2/(2g) + p_1/(\rho g) + z_1 = u^2/(2g) + p_2/(\rho g) + z_2. \end{aligned} \right\} \quad (4.16)$$

Уравнения (4.16) полностью согласуются с уравнениями (4.8) — (4.10).

Уравнение Бернулли представляет собой математическое выражение закона сохранения энергии вдоль элементарной трубки. Сумма его членов равна полному запасу энергии, которым обладает единица массы, полному давлению и полному напору относительно принятой плоскости сравнения.

Уравнения (4.16), в свою очередь, представляют собой меру энергии, которой обладает единица массы, объема или силы тяжести в данном сечении элементарной струйки относительно принятой плоскости сравнения.

Помножив все члены каждого уравнения соответственно на определенные значения массы, объема или силы тяжести, получим значение механической энергии в джоулях, которой обладает жидкость, проходя через намеченное сечение. Таким образом, жидкость является носителем энергии, перенося ее вдоль струйки от сечения к сечению.

4.4. Гидравлический смысл уравнения Бернулли.

Определение скорости

Полный напор и каждое слагаемое уравнения (4.10) имеют линейную размерность (м) и выражают определенную высоту — напор. Для элементарной струйки невязкой жидкости первое слагаемое правой части уравнения (4.10) представляет собой *скоростной напор* $H_{\text{ск}} = u^2/(2g)$, который определяет удельную кинетическую энергию, второе слагаемое — *пьезометрический напор* $H_p = p/(\rho g)$, третье — *геометрический напор*, соответствующий превышению оси трубки над плоскостью сравнения, $H_{\text{г}} = z$. Сумма пьезометрического и геометрического напоров равна *статическому напору*, который определяет запас потенциальной энергии единицы силы тяжести в данном сечении струйки относительно принятой плоскости сравнения, $H_{\text{ст}} = H_p + H_{\text{г}}$. Следовательно, *полный напор* представляет собой сумму скоростного и статического напоров: $H = H_{\text{ск}} + H_{\text{ст}}$.

Пьезометрический напор измеряется пьезометром — трубкой 1 (рис. 4.3), начальное сечение которой расположено по касательной к направлению скорости u . Сумма пьезометрического и скоростного напоров измеряется трубкой Пито — трубка 2, входное сечение которой нормально направлению ско-

рости u . Разность показаний трубки 2 и пьезометра 1 соответствует значению скоростного напора, по которому определяют скорость:

$$u = \sqrt{2gH_{\text{ск}}}. \quad (4.17)$$

В сочетании друг с другом эти трубки называются трубками Пито-Прандтля (или Пито-ЦАГИ), которые широко используются в технике для измерения скоростей жидкости.

В реальных условиях при определении скорости жидкости вводят коэффициент скорости, определяемый тарировкой каждой трубки. Тогда фактическая скорость жидкости

$$u = \varphi \sqrt{2gH_{\text{ск}}}. \quad (4.18)$$

где φ — коэффициент скорости.

Учитывая вышесказанное, уравнение Бернулли для элементарной струйки можно представить графически. Для этого в трубке 1 (рис. 4.4) наметим три сечения I—I, II—II, III—III и запишем для них уравнения полного напора, учитывая, что хотя соответствующие члены каждого уравнения не равны между собой, сумма их одинакова и определяет полный напор:

$$\begin{aligned} H &= u_1^2/(2g) + p_1/(\rho g) + z_1 = u_2^2/(2g) + p_2/(\rho g) + z_2 = \\ &= u_3^2/(2g) + p_3/(\rho g) + z_3. \end{aligned} \quad (4.19)$$

В каждом сечении поставим пьезометры и трубки Пито. Так как жидкость невязкая, уровни ее в трубках Пито 2 во всех сечениях будут одинаковыми. Превышения уровней жидкости в трубках Пито над плоскостью сравнения 0—0 соответствуют значениям полного напора. Соединив их прямой А—А, получим линию полного напора, которая для невязких жидкостей представляет собой прямую параллельную горизонтальной плоскости сравнения 0—0.

Разность полного H и скоростного $H_{\text{ск}}$ напоров соответствует статическому напору $H_{\text{ст}} = H - H_{\text{ск}}$, который равен сумме пьезометрического и геометрического напоров. Графически линия статического напора получается в результате соединения показаний пьезометров 3 линией В—В. Превышение ее над плоскостью сравнения равно статическому напору $H_{\text{ст}} = p/\rho g + z$. Для участков, имеющих равные по площади сечения, линия статического напора — прямая, параллельная плоскости сравнения, так как скоростной напор в этом случае одинаков по длине.

Давление внутри струйки определяется разностью высот между линией статического напора В—В и линией геометрического напора Е—Е, проведенной через отметку центров тяжести сечений, и измеряется пьезометрами 3.

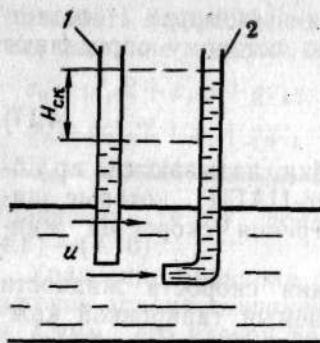


Рис. 4.3. Определение скоростного напора

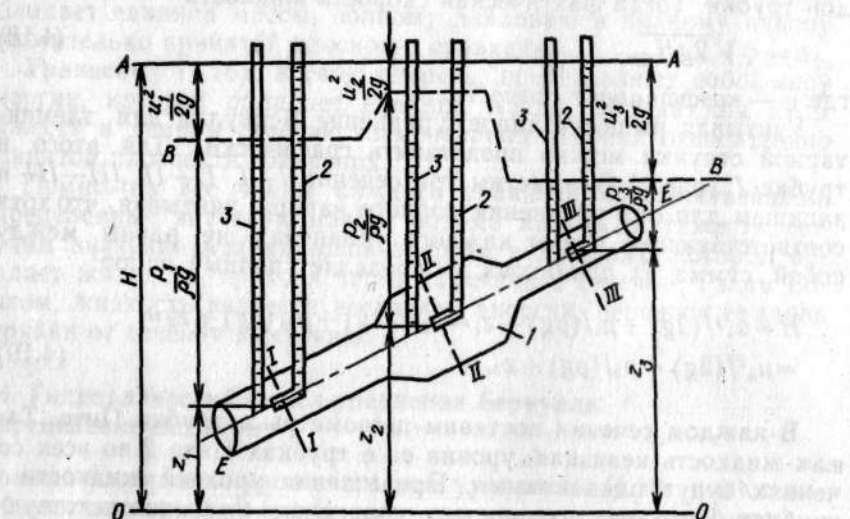


Рис. 4.4. Гидравлический смысл уравнения Бернулли

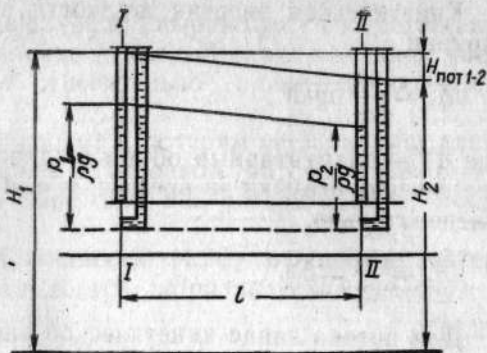
При расчете длинных трубопроводов данный графический метод часто используют для определения необходимого статического напора движущейся жидкости.

4.5. Уравнения Бернулли для элементарной струйки и потока реальной жидкости

4.5.1. Рассеивание энергии. Потери напора

Полный напор в любом сечении струйки вязкой жидкости определяется теми же составляющими, что и для невязкой жидкости. Однако, значения полного напора в сечениях будут разными, так как часть энергии расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений (трение частиц жидкости друг о друга или о стенки). При этом часть гидравлической энергии преобразуется в тепловую или механическую (колебание трубопро-

Рис. 4.5. Графическое определение потерь напора



вода) и рассеивается во внешнюю среду. Следовательно, напор в сечении II—II (рис. 4.5) меньше, чем в сечении I—I на величину потерь напора, определяемых разностью полных напоров в соответствующих сечениях,

$$H_{\text{пот } 1-2} = H_1 - H_2. \quad (4.20)$$

Тогда при $\rho = \text{const}$ уравнения Бернулли для струйки жидкости будут иметь вид:

$$u_1^2/(2g) + p_1/(\rho g) + z_1 = u_2^2/(2g) + p_2/(\rho g) + z_2 + H_{\text{пот } 1-2}; \quad (4.21)$$

$$\rho u_1^2/2 + p_1 + \rho g z_1 = \rho u_2^2/2 + p_2 + \rho g z_2 + \rho H_{\text{пот } 1-2}; \quad (4.22)$$

$$u_1^2/2 + p_1/\rho + g z_1 = u_2^2/2 + p_2/\rho + g z_2 + e_{\text{пот } 1-2}. \quad (4.23)$$

Аналогичные коррективы введем и в правые части уравнений Бернулли для струйки сжимаемого вязкого газа:

$$\left. \begin{aligned} \frac{u_1^2}{2} + \frac{k}{k-1} RT_1 + g z_1 &= \frac{u_2^2}{2} + \frac{k}{k-1} RT_2 + g z_2 + e_{\text{пот } 1-2}, \\ \frac{u_1^2}{2} + \frac{p_0}{\rho_0} \ln \frac{p_1}{p_0} + g z_1 &= \frac{u_2^2}{2} + \frac{p_0}{\rho_0} \ln \frac{p_2}{p_0} + g z_2 + e_{\text{пот } 1-2}. \end{aligned} \right\} \quad (4.24)$$

Левые члены уравнений (4.21) — (4.24) выражают соответственно полный напор, полное давление и полный запас удельной энергии элементарной струйки вязкой жидкости в сечении I—I относительно принятой плоскости сравнения.

4.5.2. Поправочный коэффициент к скоростному напору, определяемому по средней скорости

В отличие от элементарной струйки скорости частиц реальной жидкости в различных точках живого сечения потока неодинаковы, поэтому при определении кинетической энергии жидкости через ее среднюю скорость допускается неточность, которую необходимо учесть.

Кинетическая энергия жидкости в сечении элементарной струйки

$$dE_k = \frac{u^2}{2g} \rho g dV, \quad (4.25)$$

где dV — элементарный объем жидкости, проходящей через живое сечение струйки за время t , т. е. $dV = t u d\omega$.

Следовательно,

$$dE_k = \frac{\rho}{2} u^3 d\omega.$$

Для потока запас кинетической энергии

$$E_k = \frac{\rho t}{2} \int_{\omega} u^3 d\omega,$$

а скоростной напор

$$H'_{ск} = \frac{E_k}{t \rho g Q} = \frac{\int_{\omega} u^3 d\omega}{2gQ}, \quad (4.26)$$

Скоростной напор, выраженный через среднюю скорость (3.11), не равен действительному скоростному напору (4.26). Отношение действительного скоростного напора к подсчитанному по средней скорости называется коэффициентом Кориолиса

$$\alpha = \frac{H'_{ск}}{H_{ск}} = \frac{\int_{\omega} u^3 d\omega}{2gQv^2} = \frac{\int_{\omega} u^3 d\omega}{v^3 \omega}. \quad H_{ск} = \frac{v^2}{2g} \quad (4.27)$$

Для равномерного турбулентного потока $\alpha = 1.13$, для равномерного ламинарного потока $\alpha = 2$. На участках неравномерного движения вследствие искажения поля скоростей коэффициент α может иметь различные значения, достигающие 5 и даже более.

Если в уравнения (4.21) — (4.23) подставить среднюю скорость v , введя поправку к скоростному напору $H_{ск} = \alpha_1 v_1^2 / 2g$, то получим уравнения Бернулли для потока вязкой жидкости:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\alpha_1 v_1^3}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 &= \frac{\alpha_2 v_2^3}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + H_{пот 1-2}, \\ \frac{\alpha_1 v_1^2}{2} + p_1 + \rho g z_1 &= \frac{\alpha_2 v_2^2}{2} + p_2 + \rho g z_2 + p_{пот 1-2}, \\ \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho} + g z_1 &= \frac{\alpha_2 v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g z_2 + e_{пот 1-2}. \end{aligned} \right\} \quad (4.28)$$

Такие же коррективы вносят и в уравнения для потока сжимаемого газа (4.24).

Левые части уравнений (4.28) выражают соответственно полный напор, полное давление и полный запас удельной энергии потока в сечении $I-I$ относительно принятой плоскости сравнения (см. рис. 4.5).

Рассеивание энергии приводит к потерям ее запаса по длине потока, которые покрываются, в основном, за счет потенциальной энергии и могут быть выражены как потери напора, давления и удельной энергии.

Для потока капельной жидкости (4.28) отношение потерь напора к длине потока называется *гидравлическим уклоном*:

$$i = H_{\text{пот } 1-2} / l. \quad (4.29)$$

Гидравлический уклон — безразмерная величина, характеризующая потерю напора на единицу длины. В частности, для горизонтального напорного равномерного потока $v_1 = v_2$, $\alpha_1 = \alpha_2$, $z_1 = z_2$. Согласно уравнению (4.28), потери напора определяются изменением пьезометрического напора (см. рис. 4.5), поэтому гидравлический уклон

$$i = \left(\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} \right) / l. \quad (4.30)$$

Потери напора в общем виде являются, как правило, функцией скоростного напора:

$$H_{\text{пот}} = \xi_c v^2 / (2g), \quad (4.31)$$

где ξ_c — коэффициент сопротивления гидравлической системы.

4.5.3. Мощность потока

При решении многих инженерных задач необходимо знать *мощность потока*.

Работа, которую может совершить единица массы, объема или силы тяжести, определяется полными удельным запасом энергии, давлением и напором, поэтому для получения мощности необходимо умножить их на расходы соответственно массовый, объемный и весовой. Тогда мощность потока

$$N_n = e_n \rho Q = \rho_n Q = H \rho g Q. \quad (4.32)$$

Размерность мощности потока $[N_n] = \text{ML}^2\text{T}^{-3}$, единица СИ — ватт (Вт).

Для перемещения вязкой жидкости необходимо сообщить потоку энергию, покрывающую потери напора.

Приращение мощности, получаемое потоками, проходящими через гидравлические и пневматические машины, определяется по перепаду: полных удельных энергий потоков — входящего e_{n1} в машину и выходящего e_{n2} из нее, т. е. $e_n = e_{n2} - e_{n1}$; полных давлений $p_n = p_2 - p_1$; полных напоров $H = H_2 - H_1$.

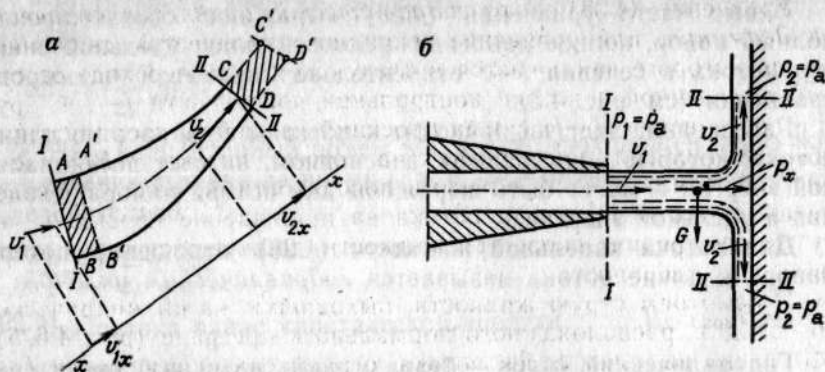


Рис. 4.6. Расчетные схемы:

а — к выводу гидравлического уравнения количества движения; б — к определению силы давления струи жидкости на преграду

4.6. Гидравлическое уравнение количества движения (уравнение импульсов)

Из механики известно, что проекция приращения количества движения перемещающегося тела на произвольно намеченную ось равна сумме проекций импульсов внешних сил на эту же ось, действующих на тело за соответствующий промежуток времени. Если внешние силы постоянны во времени, то

$$\Sigma P_x dt = (v_{2x} - v_{1x}) dm, \quad (4.33)$$

где ΣP_x — проекция действующих сил на ось x ; v_{2x} , v_{1x} — проекции конечной и начальной скоростей движения элементарной массы dm (проекции до импульса и после него) на ось x ; dt — бесконечно малое время.

Мысленно выделим в потоке отсек жидкости $ABCD$ (рис. 4.6, а), который, перемещаясь под действием внешних сил, за время dt займет положение $A'B'D'C'$. На выделенный отсек жидкости действуют силы: внутренние, попарно равные, действующие противоположно, и следовательно, уравновешенные; внешние — сила тяжести, поверхностные силы гидродинамического давления, действующие на торцовые поверхности (плоскости $I-I$ и $II-II$), силы трения и реакции стенок.

Из уравнений (3.20) и (3.21) известно, что массовый расход при установившемся движении вдоль потока постоянен.

Масса жидкости, втекающей в выделенный отсек и вытекающей из него под действием внешних сил за время dt , определяется массой жидкости, заключенной в объемах $AA'B'B$ и $CC'D'D$, и может быть вычислена из уравнения (4.33) через массовый расход $dm = Q_m dt$ следующим образом: $\Sigma P_x dt = Q_m dt \times (v_{x2} - v_{x1})$, или после преобразования,

$$\Sigma P_x = Q_m (v_{2x} - v_{1x}). \quad (4.34)$$

Уравнение (4.34) — это гидравлическое уравнение количества движения, или уравнение секундного количества движения, смысл которого заключается в следующем: при переходе от одной выделенной в потоке контрольной поверхности $I—I$ к другой поверхности $II—II$ сумма проекций на любую координатную ось внешних сил, действующих на отсек потока $ABDC$ (см. рис. 4.6, а) между контрольными поверхностями, равна произведению массового расхода потока на приращение проекций на ту же ось средних скоростей жидкости, движущейся через контрольные поверхности.

Рассмотрим струю жидкости, выходящую из цилиндрического насадка, расположенного нормально к преграде (рис. 4.6, б). Мысленно выделим отсек потока, ограниченный сечениями $I—I$ и $II—II$, в которых скорости равны соответственно v_1 и v_2 . На отсек действуют:

внешние силы, зависящие от давления (p_1 и p_2 — давления в сечениях соответственно $I—I$ и $II—II$). Так как $p_1 = p_a$ и $p_2 = p_a$, избыточное давление в этих сечениях отсутствует, т.е. $P_1' = 0$, $P_2' = 0$;

сила тяжести G , приложенная в центре тяжести отсека;

сила реакции, равная силе давления струи на преграду с обратным знаком, $R_x = -P_x$.

Силой трения в данном случае пренебрегаем.

Проектируя внешние силы и количество движения на ось x , получим: $G_x = 0$; $v_{x2} = 0$; $v_{x1} = v_1$. Применяя гидравлическое уравнение количества движения (4.34), можно записать: $-P_x = \rho Q(0 - v_1)$, или после преобразования,

$$P_x = \rho Q v_1. \quad (4.35)$$

Если расход струи выразить через скорость v_1 и живое сечение ω_1 , то

$$P_x = \omega_1 v_1^2 \rho = 2 \omega_1 \frac{\rho v_1^2}{2} = 2 \omega_1 p_d,$$

где $p_d = \rho v_1^2 / 2$ — динамическое давление.

4.7. Практическое применение уравнений Бернулли в гидравлике

Уравнения Бернулли широко применяются для решения многих практических задач, например, для расчета трубопроводов, каналов, гидравлических машин, гидроприводов. Прежде чем приступить к их решению, необходимо начертить схему потока, отметить на ней живые сечения (два или больше) и провести плоскость сравнения (горизонтальную плоскость, относительно которой сравнивают потенциальные энергии в сечениях).

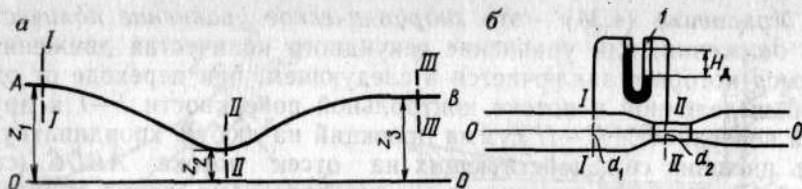


Рис. 4.7. Схемы гидравлических систем протяженного трубопровода (а) и сужающего устройства — трубы Вентури (б)

Сечения проводят нормально к направлению движения жидкости на участках равномерного движения и нумеруют по ходу движения жидкости, чтобы получить в правой части уравнения значения потерь напора в гидравлических сопротивлениях со знаком плюс. Сечения рекомендуется выбирать так, чтобы в одном из них были известны значения всех слагаемых, входящих в уравнение Бернулли, а в другом было одно неизвестное (искомое). Сечение может быть проведено и по свободной поверхности жидкости, где ее скорость равна нулю. Кроме этого, желательно принимать значения абсолютного давления, учитывая возможность вакуума в некоторых сечениях.

Плоскость сравнения может быть проведена в любом месте — вне гидравлической системы или через центр (центры) тяжести одного сечения (всех сечений) потока, расположенного горизонтально. В последнем случае энергия положения в одном или во всех сечениях равна нулю.

При нескольких неизвестных слагаемых уравнения Бернулли для решения задач пользуются дополнительно уравнениями расхода и неразрывности потока.

Пример 1. Пусть гидравлическая система представляет собой протяженный трубопровод AB одинакового диаметра $d=0,3$ м (рис. 4.7, а), проложенный по поверхности и имеющий переменные по высоте отметки. Расход жидкости $Q=0,14$ м³/с, гидравлический уклон $i=0,1$.

Проведем плоскость сравнения $O-O$ произвольно в пространстве, но ниже профиля трубопровода. Наметим три сечения на отметках $z_1=25$ м, $z_2=7$ м и $z_3=20$ м. Расстояния между сечениями $I-I$ и $II-II$ и сечениями $II-II$ и $III-III$ составляют соответственно $l_1=100$ м и $l_2=200$ м. Коэффициент Кориолиса для каждого участка $\alpha_1=\alpha_2=\alpha_3=1$.

Определим давление в намеченных сечениях и мощность, необходимую для транспортирования жидкости.

Полный напор в сечении $I-I$ $H_1=H_3+\Sigma H_{пот}=H_3+i(l_1+l_2)$, напор в третьем сечении $H_3=v_3^2/(2g)+z_3$. Давление на выходе в третьем сечении равно атмосферному, поэтому избыточное (манометрическое) давление равно нулю ($p_3=0$).

Так как диаметр трубопровода по всей его длине одинаковый, скорости в сечениях также одинаковые:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{0,14 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,09} \approx 2 \text{ м/с.}$$

Тогда полный напор в третьем, конечном, сечении

$$H_3 = \frac{2^2}{2 \cdot 9,81} + 20 = 20,2 \text{ м.}$$

а полный напор в первом сечении

$$H_1 = 20,2 + 0,1(100 + 200) = 50,2 \text{ м.}$$

Но полный напор в первом сечении можно определить по формуле $H_1 = v^2/(2g) + p_1/(\rho g) + z_1$, откуда давление в данном сечении

$$p_1 = \rho g [H_1 - v^2/(2g) - z_1] = 10^4 (50,2 - 0,2 - 25) = 25 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

Давление во втором сечении

$$p_2 = \rho g [H_1 - 0,1l_1 - z_2 - v^2/(2g)] = 10^4 (50,2 - 10 - 7 - 0,2) = 33 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

Иногда говорят, что жидкость движется от сечения с большим давлением к сечению с меньшим давлением. Это неверно! Движение жидкости происходит от сечения с большим напором к сечению с меньшим напором, что подтверждают выполненные расчеты: в последующем сечении II—II давление выше, чем в начальном сечении I—I, а жидкость перемещается от первого сечения с напором $H_1 = 50,2$ м ко второму с напором $H_2 = 40,2$ м.

Мощность, необходимая для перемещения жидкости в этих условиях,

$$N_p = \rho g H_1 Q = 10^4 \cdot 0,14 \cdot 50,2 = 7 \cdot 10^4 \text{ Вт} = 70 \text{ кВт.}$$

Пример 2. Пусть в сужающем устройстве для определения расхода (в трубе Вентури) движение жидкости происходит от большего сечения к меньшему (рис. 4.7, б). Плоскость сравнения проведем через центр тяжести сечения, исключая тем самым геометрические напоры ($z=0$). Установим дифманометр I, измеряющий разность пьезометрических давлений, в сечениях I—I и II—II. Пренебрегая потерями напора между этими сечениями, составим равенство:

$$p_1/(\rho g) + v_1^2/(2g) = p_2/(\rho g) + v_2^2/(2g),$$

$$\text{или } (p_1 - p_2)/(\rho g) = (v_2^2 - v_1^2)/(2g),$$

где $(p_1 - p_2)/(\rho g) = H_d$ — напор по показанию дифманометра, соответствующий скоростному напору, следовательно, $H_d = (v_2^2 - v_1^2)/(2g)$.

Из уравнения неразрывности потока известно, что $\omega_1 v_1 = \omega_2 v_2$, следовательно, $v_1 = v_2 \omega_2/\omega_1$. Тогда

$$H_d = \frac{v_2^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right].$$

Используя полученные уравнения, определим скорость во втором сечении

$$v_2 = \sqrt{\frac{2gH_d}{1 - (\omega_2/\omega_1)^2}} = \sqrt{\frac{2gH_d}{1 - (d_2/d_1)^4}}$$

и расход

$$Q = v_2 \frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{\pi d_2^2}{4} \sqrt{\frac{2gH_d}{1 - (d_2/d_1)^4}}.$$

При диаметрах труб $d_1 = 0,2$ м, $d_2 = 0,1$ м и замеренном скоростном напоре $H_d = 0,2$ м расход

$$Q = \frac{3,14 \cdot 0,01}{4} \sqrt{\frac{19,6 \cdot 0,2}{1 - (0,5)^4}} = 0,016 \text{ м}^3/\text{с} \approx 58 \text{ м}^3/\text{ч},$$

4.8. Элементы теории размерностей и подобия

Рассмотренные выше уравнения позволяют установить общие качественные свойства движения и вычислить искомые функциональные связи с помощью математических операций. Однако во многих случаях, особенно при движении вязких жидкостей, наблюдаемые физические процессы настолько сложны, что не поддаются описанию с помощью данных уравнений. В этих случаях главную роль играют экспериментальные методы исследования, результаты которых позволяют сформулировать законы, управляющие исследуемым процессом, записать их в виде математических соотношений и установить значения коэффициентов (сопротивления, Кориолиса и др.).

Для того чтобы установить общие закономерности процессов по результатам экспериментальных исследований или использовать эти результаты в тех случаях, когда сам эксперимент непосредственно не проводился, необходимо вникнуть в сущность изучаемых процессов и произвести общий качественный анализ их. Это можно осуществить с помощью теории размерностей и подобия, в которой важная роль принадлежит безразмерным параметрам.

Числовое значение размерных (именованных) величин зависит от принятых масштабов, т.е. от системы единиц. Безразмерные (относительные) величины представляют собой отношение двух однородных физических величин, поэтому числовое значение их не зависит от выбора системы единиц (например, отношение двух длин, отношение длины во второй степени к площади и т.д.).

Аксиомы теории размерностей:

числовое значение физической величины не зависит от выбора единицы, т.е. при увеличении единицы измерения в i раз числовое значение данной физической величины уменьшается в i раз;

все члены уравнения, описывающего физический процесс, должны иметь одинаковые размерности.

Теория размерностей позволяет установить математическую зависимость исследуемой физической величины от основных (независимых) величин. В гидравлике в качестве основных величин целесообразно принимать скорость v_0 , характерный линейный размер l_0 , живое сечение ω_0 и плотность жидкости ρ_0 , размерности которых соответственно: $[v_0] = LT^{-1}$; $[l_0] = L$; $[\omega_0] = L^2$; $[\rho_0] = ML^{-3}$.

Перечисленные величины являются независимыми, так как размерность любой из них нельзя получить, комбинируя размерности двух других. В то же время, через их размерности можно выразить размерность любой величины, входящей в функциональную зависимость.

Например, известно, что сила давления потока жидкости $P = f(v_0^x, \omega_0^y, \rho_0^z)$.

В соответствии с аксиомой теории размерностей, все члены левой и правой частей уравнения должны иметь одинаковую размерность, т. е.

$$[P] = [v_0]^x [\omega_0]^y [\rho_0]^z \quad (4.37)$$

или

$$MLT^{-2} = (LT^{-1})^x (L^2)^y (ML^{-3})^z. \quad (4.38)$$

Определим значения показателей степени x, y, z . Так как в левой части уравнения показатель степени для M равен 1, то и в правой части $z=1$. Аналогично, при значении показателя для T , равном -2 , $x=2$. Так как в левой части показатель степени для L равен 1, необходимо, чтобы и в правой части после умножения показатель при L был равен 1. Для этого определим показатель степени y из уравнения, составленного для показателей L , т. е. $1 = x + 2y - 3z$. Подставляя в него значения $x=2, z=1$, получим $y=1$. Следовательно, уравнение (4.38) примет вид: $P = f(v_0^2, \omega_0, \rho_0)$.

В теории размерностей существует понятие безразмерного комплекса

$$\pi = R / (\rho_0 \omega_0 v_0^2),$$

позволяющего подставлять размерность в любой системе единиц.

Если имеется сложная функциональная зависимость, то для определения влияния каждой величины друг на друга пользуются π -теоремой: всякое соотношение между n -размерными параметрами, для измерения которых использовано k основных единиц v, ω, ρ , можно представить в виде соотношения между $(n-k)$ безразмерными комбинациями этих величин — π_1, π_2, π_3 .

Например, сила сопротивления при движении вязкой жидкости

$$R = f(v, \omega, \rho, \mu, g, p),$$

где v — скорость жидкости; ω — живое сечение; ρ — плотность жидкости; μ — динамическая вязкость жидкости; g — ускорение свободного падения; p — давление жидкости.

Пользуясь π -теоремой, запишем:

$$\pi = f(\pi_1, \pi_2, \pi_3), \quad (4.39)$$

где $\pi = R / \rho \omega v^2$; $\pi_1 = \mu / v^x \omega^y \rho^z$; $\pi_2 = g / v^x \omega^y \rho^z$; $\pi_3 = p / v^x \omega^y \rho^z$.

Подставим размерности $[v] = LT^{-1}$, $[\omega] = L^2$, $[l] = L$, $[\rho] = ML^{-3}$, $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$, $[g] = LT^{-2}$, $[p] = ML^{-1}T^{-2}$; $[v] = [l/\rho] =$

$= L^2 T^{-1}$ в уравнения (4.37) и (4.38). В результате решения этих уравнений получим:

$$\pi_1 = \frac{\mu}{vl\rho} = \frac{\nu}{vl}; \quad \pi_2 = \frac{gl}{v^2}; \quad \pi_3 = \frac{p}{v^2 l}.$$

Следовательно, зависимость (4.39) можно представить в виде

$$\frac{R}{v^2 \omega \rho} = f\left(\frac{vl}{\nu}; \frac{v^2}{gl}; \frac{p}{v^2 l}\right). \quad (4.40)$$

Два явления подобны, если по известным характеристикам одного можно получить характеристики другого простым пересчетом, который аналогичен переходу от одной системы единиц к другой. Два процесса подобны, если они качественно одинаковы, а определяющие их критерии попарно равны.

Основными видами подобия являются: геометрическое, кинематическое и динамическое.

Геометрическое подобие — равенство основных относительных линейных размеров и углов: $k_l = l_1/l_2$.

Кинематическое подобие — подобие полей скоростей и ускорений: $v_1/v_2 = k_v = \text{idem}$; $j_1/j_2 = k_j$.

Динамическое подобие существует, если выполнены условия геометрического и кинематического подобий и если соотношения сходственных сил, действующих в потоке, одинаковые, выражаемые критериями подобия.

Критерии подобия — это безразмерные степенные комплексы, которые входят в математическое описание рассматриваемого явления, составленного с помощью π -теоремы. Из зависимости (4.40) видно, что при движении потока жидкости критериями подобия будут

$$vl/\nu, \quad v^2/(gl), \quad p/(v^2 l).$$

Первый критерий называется числом Рейнольдса

$$Re = vl/\nu,$$

где v — скорость потока; l — характерный геометрический размер; ν — кинематическая вязкость жидкости.

Число Рейнольдса можно представить иначе:

$$Re = \frac{vl\rho}{\mu} = \frac{v^2 \rho}{\mu}, \quad (4.41)$$

где $v^2 \rho = 2v^2 \rho/2$ — удвоенное динамическое давление, определяемое силой инерции; $\mu(v/l) = \tau$ — касательное напряжение в жидкости, обусловленное силой внутреннего трения (1.10).

Из выражения (4.41) ясен физический смысл числа Re — это отношение сил инерции к силам внутреннего трения. Следовательно, число Рейнольдса является определяющим критерием подобия при исследовании напорных потоков.

Второй критерий называется числом Фруда

$$Fr = v^2 / (gl). \quad (4.42)$$

Если правую часть выражения (4.42) умножить и разделить на плотность, то получим

$$Fr = \rho v^2 / (\rho gl), \quad (4.43)$$

т.е. число Фруда — это отношение динамического давления, определяемого поверхностной силой инерции, к массовой силе тяжести, отнесенной к единице площади. Число Фруда является основным критерием при исследовании безразмерных потоков.

В тех случаях, когда основными являются силы давления, критерием подобия служит третий безразмерный комплекс, называемый числом Эйлера,

$$Eu = \Delta p / (v^2 \rho). \quad (4.44)$$

Число Эйлера Eu — это отношение приращения силы статического давления к силе инерции, обусловленной динамическим давлением (скоростью, плотностью). Этот критерий является определяющим при исследовании движения тела в жидкости или при обтекании тела потоком.

При неустановившемся движении критерием подобия служит число Струхала

$$St = vt / l, \quad (4.45)$$

где v , l , t — характерные скорость, размер и интервал времени.

Безразмерным комплексом, характеризующим физические основы движения с учетом сжимаемости, служит число Маха (M) (1.7).

Критерии подобия Re , Fr , Eu являются основными в гидравлике при исследовании движения жидкости.

Вопросы для самопроверки

1. Напишите уравнение Бернулли для элементарной струйки модели невязкой жидкости при постоянной плотности, указав размерности членов уравнений.
2. Каков энергетический смысл уравнения Бернулли?
3. Каков гидравлический смысл уравнения Бернулли?
4. Чем отличаются уравнения Бернулли для потока и для элементарной струйки?
5. Как графически изображается полный напор для моделей невязкой и вязкой жидкостей?
6. Как определяется динамическое давление?
7. Определите скорость жидкости, если скоростной напор 0,204 м.
(Ответ: 2 м/с.)

8. Определите напор в трубе при $z=0$, скорости жидкости 3 м/с и давлении $4 \cdot 10^4$ Па.

(Ответ: 4,46 м.)

9. Определите расход жидкости в трубе при скоростном напоре 0,2 м и диаметре труб 0,2 м.

(Ответ: 0,06 м³/с.)

5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ. РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

5.1. Потери напора по длине и в местных сопротивлениях

При движении потока реальной жидкости происходят потери напора, так как часть его затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений (см. гл. 4). Количественное определение потерь напора — важная задача гидродинамики, без решения которой невозможно использование уравнения Бернулли для конкретных инженерных расчетов.

В соответствии с (4.31) общие потери напора в потоке

$$H_{\text{пот}} = \zeta_c v^2 / (2g),$$

т. е. зависят от скоростного напора $H_{\text{ск}} = v^2 / (2g)$ и коэффициента сопротивления (коэффициента потерь) системы ζ_c , определяющего число скоростных напоров (или долей скоростного напора), которым соответствуют потери напора.

Обычно гидравлические сопротивления (и соответствующие им потери напора) подразделяются следующим образом:

сопротивления по длине, возникающие при движении жидкости по всей длине равномерного потока и зависящие от его длины;

местные сопротивления, возникающие при неравномерном движении жидкости в отдельных местах потока (на различных фасонных участках трубопровода или русла — в коленах, тройниках, задвижках, при внезапных сужениях или расширениях потока и т. д.) и не зависящие от его длины.

По аналогии с $H_{\text{пот}}$ и в соответствии с (4.31), потери напора по длине равномерного потока

$$H_{\text{дл}} = \zeta_{\text{дл}} v^2 / (2g), \quad (5.1)$$

где $\zeta_{\text{дл}}$ — коэффициент сопротивления по длине равномерного потока.

Потери напора в зонах местных сопротивлений могут быть найдены по формуле Вейсбаха:

$$H_{\text{м}} = \zeta_{\text{м}} v^2 / (2g), \quad (5.2)$$

где $\zeta_{\text{м}}$ — коэффициент местного сопротивления.

Заменив в (5.1) $\zeta_{\text{дл}}$ его значением $\lambda l/d$, получим формулу Дарси — Вейсбаха для определения потерь напора по длине в круглой цилиндрической трубе:

$$H_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (5.3)$$

где λ — коэффициент Дарси или коэффициент гидравлического трения; l — длина трубы; v — средняя скорость потока; d — внутренний диаметр трубы; g — ускорение свободного падения.

Формулу (5.3) можно применять также для расчетов потоков в трубопроводах и открытых руслах с живыми сечениями любой формы, заменив диаметр d гидравлическим радиусом R по формуле (3.6):

$$H_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{4R} \frac{v^2}{2g}. \quad (5.4)$$

В гидравлике, наряду с формулами (5.3) и (5.4), пользуются формулой Шези

$$v = C \sqrt{iR}, \quad (5.5)$$

представляющей собой несколько иную форму выражения тех же зависимостей. Действительно, учитывая, что в соответствии с формулой (4.29) $i = H_{\text{дл}}/l$ и, решая (5.5) относительно $H_{\text{дл}}$, получим

$$H_{\text{дл}} = lv^2/(RC^2),$$

где $C = \sqrt{8g}/\lambda$ — коэффициент Шези, единица которого в СИ — $\text{м}^{1/2} \cdot \text{с}^{-1}$.

Формула Шези широко используется для расчетов безнапорных потоков, гидравлический уклон которых равен уклону дна русла ($i = i_{\text{д}}$).

Для определения коэффициентов λ и C существует целый ряд формул, некоторые из которых приводятся ниже при рассмотрении закономерностей ламинарного и турбулентного режимов движения жидкости.

Общие потери напора в трубопроводе или в открытом русле определяют арифметическим суммированием потерь напора на прямолинейных участках и в местных сопротивлениях: $H_{\text{пот}} = \Sigma H_{\text{дл}} + \Sigma H_{\text{м}}$. Этот метод называется принципом наложения (сложения) потерь (более подробно см. в 5.6).

5.2. Режимы движения жидкости. Опыты Рейнольдса

В первой половине XIX в. многие исследователи (Хаген, Дарси и др.) обратили внимание на то, что в различных условиях характер и структура потока жидкости могут быть разными.

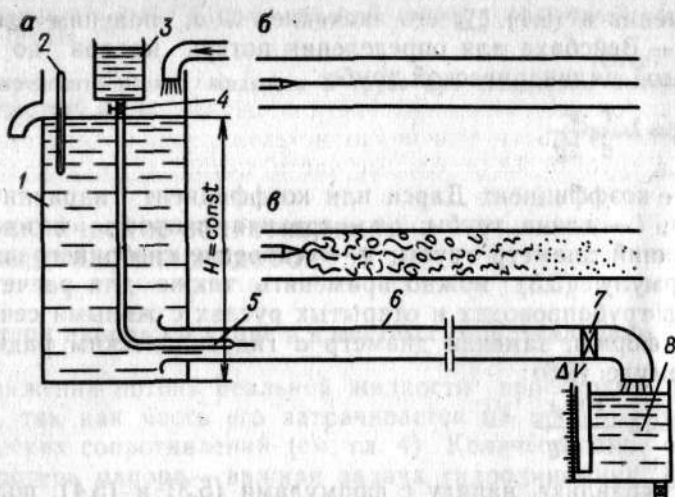


Рис. 5.1. Схема установки Рейнольдса

На это же указывал Д. И. Менделеев в своей монографии «О сопротивлении жидкостей и о воздухоплавании» (1880 г.). Наконец, в 1883 г. английский физик О. Рейнольдс теоретически обосновал и на очень простых опытах наглядно показал существование двух принципиально различных режимов движения жидкости.

Экспериментальная установка Рейнольдса (рис. 5.1, а) состояла из резервуара 1 с испытываемой жидкостью, к которому была присоединена прозрачная труба 6 с краном 7 для регулирования скорости движения жидкости, а также из небольшого бачка 3 с жидкой краской, имевшей ту же плотность, что и испытываемая жидкость. Из бачка краска по тонкой трубке 5 с краном 4 подводилась к входу трубы 6. Вследствие непрерывного поступления жидкости в резервуар 1 и слива ее в верхней части резервуара уровень жидкости все время поддерживался постоянным ($H = \text{const}$), следовательно в трубе 6 движение жидкости было установившимся. Во время проведения опыта температура жидкости фиксировалась термометром 2, а средняя скорость жидкости в трубе 6 вычислялась по ее расходу, измеряемому мерным баком 8.

При небольшом открытии кранов (сначала 7, а затем 4) можно было наблюдать, как попавшая в поток испытываемой жидкости краска двигалась на протяжении всего потока в виде тонкой прямолинейной струйки (рис. 5.1, б). Это свидетельствовало о том, что и частицы испытываемой жидкости должны двигаться также струйчато (слоисто). В противном случае, т. е. при поперечном перемещении частиц в потоке, струйка краски

была бы разрушена. Такой режим движения был назван *ламинарным* (от лат. *laminare* — слоистый).

При дальнейшем открытии крана 7, т.е. при увеличении скорости потока, струйка приобретала вначале волнистые очертания, а затем почти мгновенно исчезала, разбиваясь сразу при входе в трубу 6 на отдельные части, которые, имея пространственную форму, двигались по случайным, неопределенно искривленным траекториям, и продолжали делиться на все более мелкие части, так что в конце трубы уже трудно было различить отдельные частицы краски — они полностью перемешались с испытываемой жидкостью (рис. 5.1, в). Это явление доказывало существование в потоке не только движения вдоль оси, но также и поперечного перемещения частиц, т.е. беспорядочного движения частиц испытываемой жидкости. Такой режим движения был назван *турбулентным* (от лат. *turbulentus* — бурный, беспорядочный).

Рейнольдс провел на данной установке многочисленные опыты, меняя род жидкости, ее скорость и температуру, а также диаметр и длину трубы. В результате этих опытов он установил, что критерием режима движения жидкости является безразмерная величина [см. уравнение (4.41)], представляющая собой отношение произведения характерной скорости потока u и характерного линейного размера l (для труб круглого сечения $l=d$) к кинематической вязкости жидкости ν . Впоследствии эту безразмерную величину называли числом Рейнольдса и обозначали Re .

Для потоков в трубах круглого сечения

$$Re = ud/\nu, \quad (5.6)$$

а в трубах и руслах некруглого сечения

$$Re = 4R\nu/\nu, \quad (5.7)$$

где R — гидравлический радиус потока [см. (3.5)].

Значения скорости и числа Рейнольдса, соответствующие переходу ламинарного режима движения в турбулентный и наоборот, называются критическими ($v_{кр}$ и $Re_{кр}$). Критическое число Рейнольдса является мерой количественной характеристики объекта, при достижении которой изменяется его качество.

По данным Рейнольдса для труб круглого сечения $Re_{кр} = 2320$. При более поздних исследованиях на специальных установках, исключающих даже небольшие сотрясения, ученым удалось продлить процесс перехода от ламинарного режима к турбулентному движению до тех пор, пока число Re не достигло значения $(3 \div 5) \cdot 10^4$. Однако, в обычных условиях ламинарный режим при $Re > 2320$ получается неустойчивым, в то время как переход из турбулентного режима в ламинарный про-

исходит обычно при $Re \leq 2320$. Поэтому для практических расчетов обычно принимают $Re_{кр} = 2320$.

В тех случаях, когда живое сечение потока является не круглым, а также когда в трубопроводе имеется большое число близко расположенных зон местных сопротивлений, значение критического числа Рейнольдса может отличаться от его значения, приведенного выше. Например, для гибких шлангов в системе гидропривода обычно принимают $Re_{кр} = 1600$.

Режим движения жидкости оказывает существенное влияние на гидравлические сопротивления и потери напора, поэтому при решении задач, связанных с движением жидкости, следует вначале установить режим ее движения. Обычно это делают расчетным путем.

Пример 1. Определим режим движения воды в шахтном водоотливном трубопроводе диаметром $d = 100$ мм при расходе воды по трубопроводу $Q = 34$ м³/ч и кинематической вязкости воды $\nu = 1$ мм²/с.

Средняя скорость движения воды по трубопроводу

$$v = \frac{Q}{\omega} = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4,34}{3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 3600} = 1,2 \text{ м/с,}$$

число Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{1,2 \cdot 0,1}{1 \cdot 10^{-6}} = 120 \cdot 10^3.$$

Так как полученное значение $Re > Re_{кр} = 2320$, режим движения воды — турбулентный.

Пример 2. Определим режим движения масла по маслопроводу, диаметр трубы которого $d = 16$ мм. Средняя скорость движения масла $v = 2,5$ м/с, вязкость масла 6°ВУ .

Кинематическая вязкость масла [см. формулу Уббелоде (1.12)]

$$\nu = \left(0,0731 \cdot ^\circ \text{ВУ} \frac{0,0631}{^\circ \text{ВУ}}\right) \cdot 10^{-4} = \left(0,0731 \cdot 6 - \frac{0,0631}{6}\right) \times 10^{-4} = 0,428 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с.}$$

Число Рейнольдса

$$Re = vd/\nu = 2,5 \cdot 0,016 / (0,428 \cdot 10^{-4}) = 935.$$

Так как полученное значение $Re < Re_{кр} = 2320$, режим движения масла — ламинарный.

5.3. Ламинарный режим движения жидкости и его закономерности

Ламинарный режим характеризуется параллельно-струйным упорядоченным движением частиц жидкости. Все основные закономерности этого режима движения могут быть выведены аналитически.

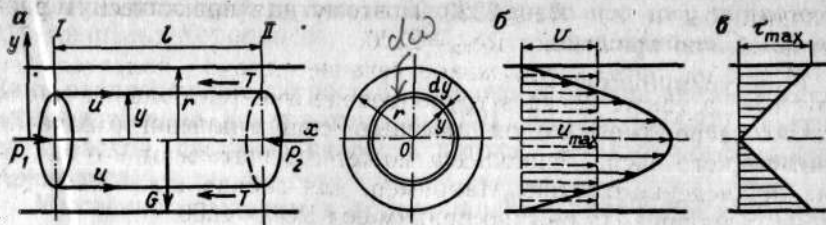


Рис. 5.2. Распределение скоростей потока по сечению при ламинарном режиме течения:

а — расчетная схема; б — эпюра скоростей; в — эпюра касательных напряжений

5.3.1. Распределение скоростей и касательных напряжений по сечению

Распределения скоростей потока по сечению при ламинарном режиме можно рассмотреть на примере потока жидкости в горизонтальной трубе круглого сечения радиусом r (рис. 5.2, а). Движение потока — установившееся равномерное. Мысленно выделим вокруг оси потока объем жидкости в виде цилиндра, радиус которого — y , а длина — l , и спроектируем все действующие на него силы на ось потока. При установившемся равномерном движении сумма проекций этих сил будет равна нулю:

$$\Delta P_x - T_x - G_x = 0,$$

где $\Delta P_x = P_1 - P_2$ — проекция на торцовые поверхности цилиндра равнодействующей сил давления, направленной в сторону движения; T_x — проекция силы трения, действующей на боковую поверхность цилиндра и направленной в сторону, противоположную движению; G_x — проекция силы тяжести.

Так как линии действия ΔP и T параллельны, а G нормальна к оси потока, то $\Delta P_x = \Delta P$, $T_x = T$, $G_x = 0$. Следовательно $\Delta P = T$.

Но с другой стороны, равнодействующая сила давления

$$\Delta P = P_1 - P_2 = (p_1 - p_2) \pi y^2,$$

где p_1 и p_2 — давления в сечениях I и II. Заменив $(p_1 - p_2)$ его значением $\rho g l i$ [см. уравнение (4.30)], получим

$$\Delta P = \rho g l i \pi y^2.$$

В соответствии с уравнением (1.9)

$$T_i = - \mu F du/dy,$$

где μ — динамическая вязкость жидкости $\mu = \nu \rho$ [см. формулу (1.11)]; $F = 2\pi y l$ — площадь боковой поверхности цилиндра. Знак минус в уравнении указывает на то, что с увеличением

расстояния y от оси потока скорость частиц жидкости u уменьшается. Следовательно,

$$T = -\nu \rho 2\pi y l du/dy.$$

Подставив полученные значения ΔP и T в равенство $\Delta P = T$, получим

$$\rho g l \pi y^2 = -\nu \rho 2\pi y l du/dy,$$

или после преобразования,

$$du = -\frac{ig}{2\nu} y dy. \quad (5.8)$$

Проинтегрировав это выражение, получим уравнение

$$u = -\frac{ig}{4\nu} y^2 + C. \quad (5.9)$$

Определим постоянную интегрирования C , задавшись граничными условиями $y=r$ и $y=0$. При $y=r$, т.е. у стенок трубы, скорость потока $u=0$ вследствие прилипания частиц жидкости. Тогда уравнение (5.9) примет вид

$$0 = -\frac{ig}{4\nu} r^2 + C, \text{ откуда } C = \frac{ig}{4\nu} r^2.$$

Подставив значение C в уравнение (5.8), можно найти аналитическое выражение закона распределения скоростей по сечению круглой трубы при ламинарном режиме движения, которое было установлено английским физиком Дж. Стоксом в XIX в.:

$$u = \frac{ig}{4\nu} (r^2 - y^2). \quad (5.10)$$

При $y=0$, т.е. на оси трубы, скорость потока максимальна:

$$u_{\max} = igr^2/(4\nu). \quad (5.11)$$

Из уравнения (5.10) видно, что при ламинарном режиме движения эпюра скоростей по сечению будет иметь форму параболы вращения с вершиной, лежащей на оси трубы (рис. 5.2, б).

Подставив в уравнение (1.10) значение $du/dy = -igy/(2\nu)$ [см. (5.8)], можно установить характер изменения касательных напряжений вдоль радиуса, который описывается уравнением

$$\tau = -\mu \frac{du}{dy} = \mu \frac{ig}{2\nu} y = \frac{\rho ig}{2} y, \quad (5.12)$$

т.е. изменение касательных напряжений τ вдоль радиуса происходит по линейному закону (рис. 5.2, в), причем $\tau_{\max} = \rho igr/2$ при $y=r$ (у стенки трубы), а $\tau_{\min}=0$ при $y=0$ (на оси трубы).

5.3.2. Расход и средняя скорость потока. Коэффициент Кориолиса

Зная распределение скоростей по сечению, можно аналитически, непосредственно по уравнениям (3.8), (3.11) и (4.27), вычислить расход, среднюю скорость потока, а также коэффициент Кориолиса.

Мысленно выделим в поперечном сечении потока элементарное живое сечение кольцевой формы радиусом y и шириной dy (см. рис. 5.2, а). В соответствии с формулой (3.7), элементарный расход жидкости через такое сечение $dQ = u d\omega$. Подставим сюда вместо u его значение из уравнения (5.10), а вместо $d\omega$ — его значение, равное $2\pi y dy$. Тогда

$$Q = \int_{\omega} u d\omega = \int_0^r \frac{ig}{4\nu} (r^2 - y^2) 2\pi y dy = \frac{\pi ig}{2\nu} \int_0^r (r^2 - y^2) y dy.$$

Проинтегрировав это выражение, получим

$$Q = \frac{\pi ig}{2\nu} \left[\frac{r^2 y^2}{2} - \frac{y^4}{4} \right]_0^r = \frac{\pi ig}{2\nu} \left(\frac{r^4}{2} - \frac{r^4}{4} \right) = \frac{\pi i g r^4}{8\nu}. \quad (5.13)$$

Заменим i в уравнении (5.13) его значением из выражения (4.30), т. е. $i = (p_1 - p_2) / (\rho g l)$, а вместо r подставим $d/2$. Тогда

$$Q = \frac{\pi}{8\nu} \frac{p_1 - p_2}{\rho g l} \frac{d^4}{16} = \frac{\pi}{128\mu} \frac{p_1 - p_2}{l} d^4. \quad (5.14)$$

Эта зависимость была впервые установлена в 1840 г. французским физиологом Ж. Пуазейлем, исследовавшим движение воды в капиллярных трубках применительно к движению крови в кровеносной системе. Точнее, он получил зависимость $Q = k(p_1 - p_2)d^4/l$, а связь коэффициента k с динамической вязкостью, т. е. $k = \pi / (128\mu)$, была установлена позднее Дж. Стоксом.

Средняя скорость потока при ламинарном режиме движения может быть найдена из уравнения (3.11): $v = Q/\omega$. Если в него вместо Q подставить его значение из уравнения (5.13), а вместо ω — его значение, равное πr^2 , то

$$v = \frac{Q}{\omega} = \frac{\pi i g r^4}{8\nu \pi r^2} = \frac{i g r^2}{8\nu}. \quad (5.15)$$

Из уравнений (5.15) и (5.11) видно, что при ламинарном режиме движения $v/u_{\max} = 0.5$.

Аналогично расчету Q аналитически вычисляют коэффициент Кориолиса α . Подставим в уравнение (4.27) значения u и v из уравнений (5.10) и (5.15), а вместо $d\omega$ и ω — их значения,

равные $d\omega = 2\pi y dy$ и $\omega = \pi r^2$. После интегрирования полученного выражения имеем $\alpha = 2$, что полностью согласуется с экспериментальными данными (см. 4.5.2).

5.3.3. Потери напора. Коэффициент Дарси

Заменим в уравнении (5.15) i и r их значениями ($i = H_{\text{дл}}/l$ и $r = d/2$) и решим его относительно $H_{\text{дл}}$:

$$H_{\text{дл}} = 32lvv/(gd^2). \quad (5.16)$$

Из полученного выражения видно, что при ламинарном режиме движения потери напора по длине прямо пропорциональны скорости в первой степени, а также зависят от вязкости жидкости и не зависят от шероховатости стенок труб.

Впервые зависимости расхода и потерь напора от вязкости жидкости были использованы выдающимся русским ученым и инженером В. Г. Шуховым при расчете и строительстве мазутопровода. Для снижения вязкости перекачиваемого мазута, а следовательно, и потерь напора в этом трубопроводе, предварительно подогревали мазут отработавшим паром паровых машин, которые в конце прошлого века были основным видом привода насосов.

Умножим числитель и знаменатель уравнения (5.16) на $2v$:

$$H_{\text{дл}} = \frac{32lvv}{gd} \cdot \frac{2v}{2v} = \frac{64}{vd/v} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}.$$

Сравнивая полученное выражение с (5.3), видим что коэффициент Дарси для круглой трубы

$$\lambda = \frac{64}{vd/v} = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (5.17)$$

Экспериментальные исследования показывают, что фактическое значение λ может отличаться от теоретического, определяемого по формуле (5.17). В общем случае

$$\lambda = A/\text{Re}, \quad (5.18)$$

где A — величина, зависящая от формы поперечного сечения и состояния трубопровода (вмятин, наплывов и т. д.), а также от вида, числа и расположения зон местных сопротивлений и др. Для маслопроводов гидроприводов обычно принимают $A = 75$.

Следует отметить, что выведенные выше закономерности и формулы (5.10) — (5.18) справедливы только для участков трубопровода с установившимся на определенном расстоянии от входа в трубу ламинарным движением. При входе же в трубу частицы жидкости имеют примерно одинаковые скорости по сечению, и только в непосредственной близости от стенок (в тонком пристенном слое), вследствие прилипания к ним частиц

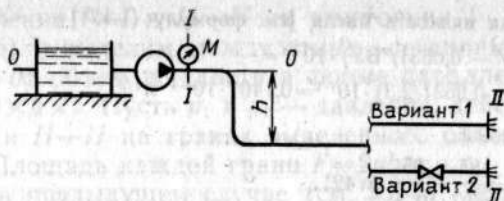


Рис. 5.3. Расчетная схема трубопровода

жидкости, происходит почти внезапное падение скорости до нуля. По мере удаления от входа слои жидкости, расположенные ближе к стенкам, начинают тормозиться под влиянием внутреннего трения. В то же время увеличивается скорость слоев, расположенных ближе к оси трубы, так как расход жидкости остается неизменным. Формирование потока заканчивается, когда осевая скорость $u_{\max}$ превысит в два раза среднюю скорость, и установится характерный для ламинарного течения параболический профиль скоростей. Длина участка, называемого начальным участком, на котором происходит формирование потока, $l_{\text{нач}} = 0,065 d \text{ Re}$ [1].

Для расчета коротких труб, длина которых $l \leq l_{\text{нач}}$, коэффициент λ и потери напора на начальном участке больше, чем на участках со сформировавшимся потоком. При $l \gg l_{\text{нач}}$ этим обычно пренебрегают.

Пример. Определим превышение h оси насоса над осью горизонтального трубопровода (рис. 5.3, вариант 1). Расход масла в трубопроводе $Q_m = 2 \text{ кг/с}$, длина трубопровода $l = 112 \text{ м}$, диаметр труб $d = 50 \text{ мм}$, давление на выходе из насоса $p_m = 180 \text{ кПа}$, условная вязкость масла $2,3^\circ \text{ВУ}$, его плотность $\rho = 860 \text{ кг/м}^3$. Местными сопротивлениями можно пренебречь.

Проведем по оси трубопровода плоскость сравнения (след ее на схеме — линия 00) и два сечения: I-I — по трубопроводу в месте подключения манометра; II-II — по струе масла в месте выхода ее из трубопровода в атмосферу.

Запишем для этих сечений уравнение Бернулли:

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + H_{\text{пот } 1-2}.$$

Подставив в него $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$, $v_1 = v_2 = v$, $p_1 = p_a + p_m$, $p_2 = p_a$, $z_1 = 0$, $z_2 = -h$ и $H_{\text{пот } 1-2} = H_{\text{дл}} = \lambda l v^2 / (2gd)$, получим

$$\frac{\alpha v^2}{2g} + \frac{p_a + p_m}{\rho g} = \frac{\alpha v^2}{2g} + \frac{p_a}{\rho g} - h + \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

откуда

$$h = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} - \frac{p_m}{\rho g}.$$

Средняя скорость масла в трубопроводе

$$v = \frac{4Q_m}{\pi d^2 \rho} = \frac{4 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 860} = 1,185 \text{ м/с},$$

Кинематическая вязкость масла [см. формулу (1.12)]

$$\begin{aligned} \nu &= (0,0731 \cdot ^\circ\text{ВУ} - 0,0631 / ^\circ\text{ВУ}) \cdot 10^{-4} = \\ &= (0,0731 \cdot 2,3 - 0,0631 / 2,3) \cdot 10^{-4} = 0,1407 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}. \end{aligned}$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu} = \frac{1,185 \cdot 0,05}{0,1407 \cdot 10^{-4}} = 421.$$

Так как $\text{Re} < \text{Re}_{\text{кр}} = 2320$, режим движения масла — ламинарный. Тогда коэффициент Дарси [см. формулу (5.17)]

$$\lambda = 64/\text{Re} = 64/421 = 0,152.$$

Подставив эти значения в полученное выше уравнение для h , получим

$$h = 0,152 \frac{122}{0,05} \frac{1,185^3}{2 \cdot 9,81} - \frac{180\,000}{860 \cdot 9,81} = 5,21 \text{ м}.$$

5.4. Ламинарное движение жидкости в узких щелях.

Облитерация щелей

Ламинарное движение жидкости в плоских и кольцевых щелях наблюдается при герметизации гидравлических машин и аппаратов, уплотнение подвижных и неподвижных элементов которых, в основном, обеспечивается выполнением малого зазора между ними.

Рассмотрим установившееся равномерное ламинарное течение жидкости в плоской щели — зазоре между двумя неподвижными параллельными пластинами, расстояние между которыми s , причем $s \ll B$ и $s \ll L$ (рис. 5.4, а). Проведем в потоке в ще-

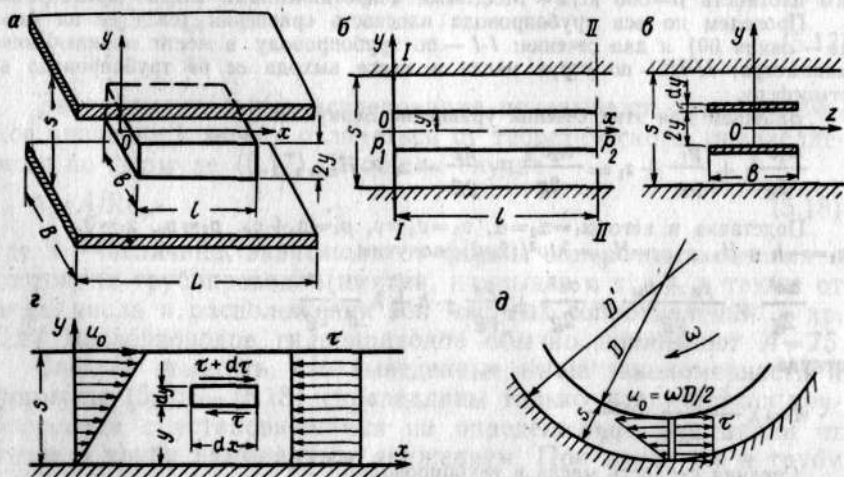


Рис. 5.4. Расчетные схемы к выводу закономерностей ламинарного течения жидкости в узких щелях

ли два сечения $I—I$ и $II—II$ на расстоянии l друг от друга (рис. 5.4, б) и выделим между этими сечениями симметрично осям Ox и Oz объем жидкости в форме параллелепипеда с размерами $2y \times b \times l$. Пусть p_1 и p_2 — давление, действующее в сечениях $I—I$ и $II—II$ на гранях выделенного объема, нормальных к оси Ox . Площадь каждой грани $F = 2yb$.

Как и в предыдущем случае (см. 5.3.1), условием равновесия сил является уравнение $\Delta P_x - T_x - G_x = 0$ или $(p_1 - p_2)F + \mu F_1 du/dy - 0 = 0$, или $\rho g l i \cdot 2yb = -\nu \rho \cdot 2l b du/dy$, откуда $du = -ig y dy / \nu$, или после интегрирования, $u = -\frac{ig}{2\nu} y^2 + C$. Так как

при $y = s/2$ скорость $u = 0$, постоянная интегрирования $C = \frac{ig}{2\nu} \frac{s^2}{4}$.

Следовательно

$$u = \frac{ig}{2\nu} \left(\frac{s^2}{4} - y^2 \right). \quad (5.19)$$

При $y = 0$, т. е. в центре потока, скорость максимальна:

$$u_{\max} = igs^2 / (8\nu).$$

Зная u , подсчитаем элементарный расход dQ через две элементарные площадки, симметричные оси Oz (рис. 5.4, в), размерами каждая $d\omega = b dy$:

$$dQ = u 2d\omega = \frac{ig}{2\nu} \left(\frac{s^2}{4} - y^2 \right) \cdot 2b dy, \quad \text{откуда}$$

$$Q = \int_{\omega} dQ = \frac{igb}{\nu} \int_0^{s/2} \left(\frac{s^2}{4} - y^2 \right) dy = \frac{igb}{\nu} \left(\frac{s^2}{4} \frac{s}{2} - \frac{s^3}{3 \cdot 8} \right),$$

или после преобразования,

$$Q = \frac{igbs^3}{12\nu}. \quad (5.20)$$

Средняя скорость потока

$$v = \frac{Q}{\omega} = \frac{Q}{sb} = \frac{igs^2}{12\nu}. \quad (5.21)$$

Отношение $v/u_{\max}$ в этом случае равно $2/3$.

Потери напора $H_{\text{дл}} = il$ могут быть найдены путем замены в этой формуле i его значением из (5.21), т. е.

$$H_{\text{дл}} = 12lvv / (gs^2). \quad (5.22)$$

Если одна из двух стенок, образующих зазор, перемещается с постоянной скоростью u_0 параллельно другой, неподвижной стенке (рис. 5.4, г), а давление в зазоре постоянно по его длине, то подвижная стенка увлекает за собой жидкость, вследст-

вие чего возникает так называемое фрикционное безнапорное движение. Выделим в этом потоке элементарный объем в виде параллелепипеда с ребрами dx , dy и b (последнее расположено в плоскости, перпендикулярной к плоскости чертежа). Так как давление, действующее на левую и правую грани объема одинаковое, для равновесия необходимо, чтобы силы трения на нижней ($-\tau b dx$) и верхней $[(\tau + d\tau)b dx]$ гранях также были одинаковыми, т. е. $-\tau b dx + (\tau + d\tau)b dx = 0$, откуда $d\tau = 0$, или после интегрирования, $\tau = C$.

В соответствии с (1.10) $\tau = \mu du/dy = \nu \rho du/dy = C$. Интегрируя это выражение вторично, получим $u = \frac{C}{\nu \rho} y + C_1$. Постоянные C и C_1 можно определить из условий на границах потока: при $y=0$ $u=0$; при $y=s$ $u=u_{\max}=u_0$. Следовательно, $C_1=0$ и $C = \nu \rho u_0/s$. Подставив эти значения в уравнение, полученное после вторичного интегрирования, будем иметь $u = u_0 y/s$. Это означает, что скорость потока по сечению зазора изменяется по линейному закону (см. рис. 5.4,з).

Касательные напряжения

$$\tau = \nu \rho du/dy = \nu \rho u_0/s \quad u = \frac{u_0}{s} y \quad (5.23)$$

постоянны по сечению зазора, а сила трения, действующая на подвижную стенку площадью $F = BL$,

$$T = \tau F = \nu \rho \frac{u_0}{s} BL. \quad (5.24)$$

Расход жидкости через поперечное сечение зазора шириной B

$$Q = B \int_0^s \frac{u_0}{s} y dy = B \int_0^s \frac{u_0}{s} d(y^2/2) = B \frac{u_0}{s} \frac{s}{2} = \frac{B u_0 s}{2} \quad (5.25)$$

т. е. средняя скорость фрикционного течения $v = u_0/2$.

Если же рассмотренное выше перемещение стенки происходит при перепаде давления жидкости в зазоре, то расход

$$Q = \frac{igBs^3}{12\nu} \pm \frac{u_0}{2} Bs. \quad (5.26)$$

Знак «плюс» в уравнении (5.26) принимается в том случае, когда направление движения стенки совпадает с направлением движения жидкости, обусловленного перепадом давления, а знак «минус» — когда направления не совпадают.

Изложенные выше рассуждения могут быть использованы также для концентричных кольцевых щелей, например, для щелей, образованных соосными цапфой диаметром $\bar{D}$ и подшипником диаметром $\bar{D}' = \bar{D} + 2s$, если размер щели между ними значительно меньше диаметра цапфы, т. е. $s \ll \bar{D}$ (рис. 5.4, д).

При малом относительном зазоре (s/D) кривизной слоя жидкости можно пренебречь, рассматривая движение жидкости в нем как плоскопараллельное. В этом случае эпюры скоростей и касательных напряжений (см. рис. 5.4, δ) будут такими же, как в случае параллельного перемещения стенки (см. рис. 5.4, z).

С учетом τ из (5.23) сила трения, действующая на поверхности цапфы площадью πDb ,

$$T = \tau F = \pi Db \nu \rho u_0 / s. \quad (5.27)$$

Момент сил трения, действующих на поверхности цапфы, относительно ее оси

$$M = TD/2 = \pi D^2 B \nu \rho u_0 / (2s). \quad (5.28)$$

Формулы (5.27) и (5.28), полученные в 1883 г. проф. Н. П. Петровым (создателем гидродинамической теории смазки), показывают, что при наличии смазочного слоя между цапфой и подшипником T и M , действующие на них, не зависят от нагрузки. При сухом трении такая зависимость существует.

В том случае, когда жидкость проникает через узкую щель, образованную неподвижными стенками, на границе раздела твердой и жидкой фаз происходит адсорбция поляризованных молекул жидкости, обусловленная силами межмолекулярного взаимодействия. В результате этого на поверхности стенок образуется фиксированный слой жидкости, обладающий определенной прочностью на сдвиг, а живое сечение потока в щели уменьшается. Такое зарастивание щели называется *облитерацией*.

Наращивание облитерационного слоя происходит не бесконечно: чем дальше этот слой от твердой поверхности, тем рыхлее он становится, так как связь молекул ослабляется, и частицы жидкости, отрываясь от поверхности слоя, вытесняются из щели. Интенсивность облитерации зависит от рода жидкости (наиболее сильно она проявляется в жидкостях, сложных по молекулярному составу, к которым относятся, например, применяемые в гидроприводах масла на нефтяной основе), перепада давления в щели (увеличивается при его повышении), а также от гидравлического радиуса щели (увеличивается при его уменьшении).

Хотя облитерационные слои имеют сравнительно небольшую толщину (порядка нескольких микрон), они могут занимать в узкой (капиллярной) щели существенную часть поперечного сечения и, тем самым, значительно увеличивать ее сопротивление и уменьшать расход (утечку) жидкости через щель.

При облитерации в щелях или зазорах для страгивания с места одного из элементов, образующих эти щель или зазор (например, плунжера золотника), требуются значительно большие усилия, чем при ее отсутствии. Поэтому во избежание воз-

никновения облитерации необходимо, чтобы один из сопрягаемых элементов непрерывно находился в движении (например, сообщают высокочастотную вибрацию с малой амплитудой).

Для снижения концентрации смолистых образований и твердых частиц в щели производят специальную очистку масла (например, силикагелем) от асфальтосмолистых веществ, а также его фильтрацию.

5.5. Турбулентный режим движения жидкости и его закономерности

Турбулентное движение жидкости является наиболее распространенным в природе и технике, но в то же время, представляет собой одно из сложнейших гидравлических явлений. Несмотря на многочисленные исследования в этой области, строгая теория турбулентного режима движения до настоящего времени еще не создана, поэтому при решении практических задач, наряду с применением отдельных полуэмпирических теорий и положений, широко пользуются экспериментальными данными и эмпирическими формулами. Основные закономерности турбулентного движения и расчетные зависимости описываются в гидродинамике с помощью полуэмпирической теории Прандтля — Кармана, созданной на основе схематической модели турбулентного потока.

5.5.1. Механизм турбулентного движения. Структура потока

При $Re < Re_{кр}$ (см. 5.2) в потоке наблюдается упорядоченное параллельно-струйное движение частиц (рис. 5.5, а). С возрастанием Re и приближением его значения к критическому (т. е. с увеличением сил инерции или с уменьшением сил внутреннего трения) устойчивость ламинарного движения снижается, струйки жидкости становятся слегка извилистыми, колеблющимися (рис. 5.5, б), и в потоке помимо основных, продольных составляющих скоростей частиц, возникают поперечные составляющие, но значительно меньших размеров.

При $Re > Re_{кр}$ нарушается устойчивость ламинарного движения, возрастают поперечные составляющие скоростей частиц, и последние начинают переходить из одной струйки в другую, вызывая тем самым перемешивание частиц жидкости и образование завихрений в потоке (рис. 5.5, в), т. е. движение становится турбулентным. Дальнейшее увеличение Re приводит к резкому возрастанию поперечных составляющих скоростей и перемещений частиц, что влечет за собой интенсивное перемешивание частиц жидкости (см. рис. 5.1, в).

При ламинарном режиме движения касательные напряжения, зависящие только от вязкости жидкости, на оси потока равны нулю (см. рис. 5.2, в), поэтому с внесением в поток воз-

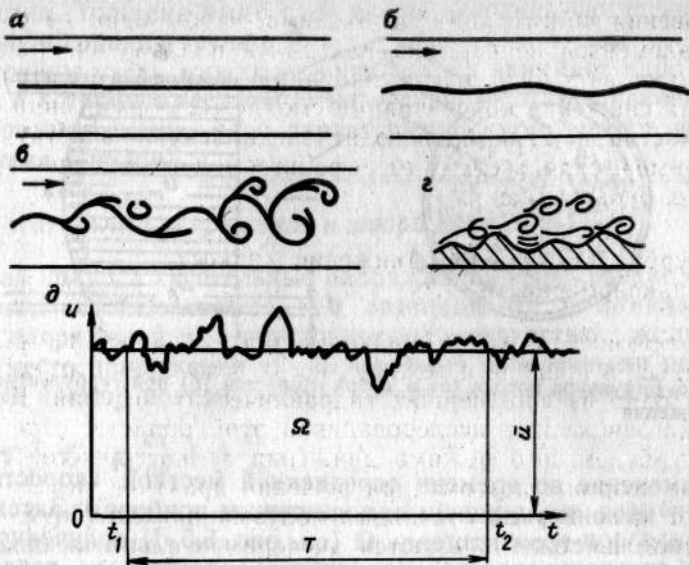


Рис. 5.5. Переход ламинарного движения в турбулентное (а—г) и пульсации скорости (д)

мушений именно здесь в первую очередь наступает потеря устойчивости ламинарного движения. Однако, при наличии сильно шероховатых стенок поперечные перемещения могут возникать и около этих стенок (рис. 5.5, г).

В результате поперечных перемещений и интенсивного перемешивания каждая частица жидкости в любой точке турбулентного потока в данный момент времени имеет свою по значению и направлению мгновенную местную скорость u , а траектории частиц, проходящих через эту точку, могут быть различного вида (занимать разное положение в пространстве и иметь различную форму). Такое колебание мгновенной местной скорости во времени называется *пульсацией скорости* (рис. 5.5, д). То же происходит и с давлением.

Обычно при расчетах турбулентных потоков вводится понятие осредненной местной скорости $\bar{u}$ — фиктивной средней скорости в данной точке потока за достаточно длительный промежуток времени. Она, как показывают опыты, несмотря на значительные колебания мгновенных скоростей, остается практически постоянной по модулю и параллельной оси потока. Такая замена турбулентного движения квазиустановившимся фиктивно-параллельным движением частиц со скоростями $\bar{u}$, а также с осредненным местным гидродинамическим давлением $\bar{p}$ позволяет использовать для него основные уравнения гидродинамики (в частности, уравнения Бернулли).

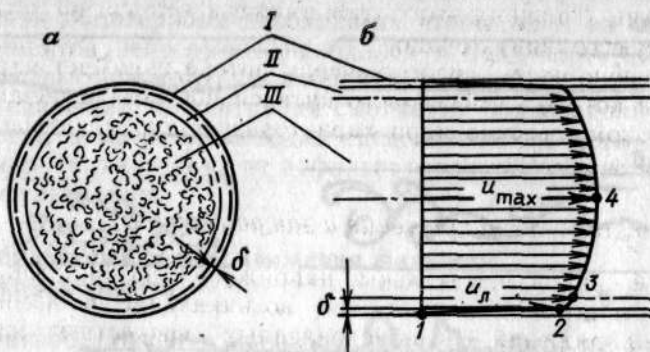


Рис. 5.6. Структура потока (а) и эпюра скоростей (б) при турбулентном режиме движения

Изменение во времени осредненной местной скорости фиксируют малоинерционным самопишущим прибором. Затем измеряют планиметром площадь Ω (см. рис. 5.5, д) полученного графика для определенного промежутка времени и, разделив Ω на T , находят значение осредненной местной скорости, т. е.

$$\bar{u} = \int_{t_1}^{t_2} \frac{u dt}{T} = \frac{\Omega}{T}.$$

Не следует смешивать понятия «средняя скорость потока» v и «осредненная местная скорость» $\bar{u}$: в первом случае осреднение производится по живому сечению в данный момент времени (см. 3.3.2), во втором — по времени в данной точке живого сечения.

По Прандтлю турбулентный поток состоит из двух областей: ламинарного подслоя I и турбулентного ядра III, между которыми (по данным более поздних исследований Г. А. Гуржиенко, проведенных им в ЦАГИ) существует еще одна область — переходный слой II (рис. 5.6, а). Совокупность ламинарного подслоя и переходного слоя обычно называется в гидродинамике пограничным слоем.

Ламинарный подслой I, расположенный непосредственно у стенок трубы, имеет весьма малую толщину δ , которая для развитого турбулентного потока может быть найдена по формуле

$$\delta \approx \frac{30\nu}{v\sqrt{\lambda}} = \frac{30\delta}{\text{Re}\sqrt{\lambda}}. \quad (5.29)$$

В переходном слое II ламинарное течение нарушается поперечным перемещением частиц, причем, чем дальше расположена точка от стенки трубы, тем выше интенсивность перемешива-

ния частиц. Толщина этого слоя также невелика, но установить его четкую границу трудно.

Основную часть живого сечения потока занимает ядро потока *III*, в котором имеет место интенсивное перемешивание частиц. Поэтому именно ядро характеризует турбулентное движение потока в целом.

5.5.2. Касательные напряжения и эпюра скоростей

По своей природе касательные напряжения, возникающие в турбулентном потоке, сложнее, чем возникающие в ламинарном. Кроме напряжений τ' , обусловленных вязкостью жидкости, имеют место напряжения τ'' , вызываемые поперечными перемещениями частиц, поэтому общие касательные напряжения

$$\tau = \tau' + \tau'' = \mu \frac{d\bar{u}}{dy} + A \frac{d\bar{u}}{dy}, \quad (5.30)$$

где A — турбулентная вязкость, имеющая ту же размерность, что и динамическая вязкость μ , но, в отличие от последней, не являющаяся свойством жидкости, так как характеризует интенсивность перемешивания частиц.

По мере увеличения числа Рейнольдса пульсация скорости частиц и интенсивность их турбулентного перемешивания возрастают, а влияние вязкости жидкости существенно уменьшается, поэтому $A \gg \mu$, а $\tau'' \gg \tau'$.

При отдельном рассмотрении областей турбулентного потока можно отметить следующее.

В ламинарном подслое *I* (см. рис. 5.6, *a*) практически отсутствует пульсация, и движение формируется за счет сил внутреннего трения, поэтому $\tau' \gg \tau''$ и $\tau \approx \tau' = \mu d\bar{u}/dy$. Здесь происходит резкое наращивание скорости (рис. 5.6, *б*) — от нуля у стенки (точка 1) до некоторого значения u_λ на границе подслоя (точка 2).

В переходном слое *II* значения τ' и τ'' имеют одинаковый порядок, поэтому $\tau = \tau' + \tau''$, а эпюра скоростей имеет в переходном слое наибольшую кривизну (см. рис. 5.6, *б*, участок 2—3).

В ядре потока *III* вследствие значительной пульсации скорости и интенсивного перемешивания частиц их скорости по сечению выравниваются, а τ'' становится значительно больше τ' , поэтому $\tau \approx \tau'' = A d\bar{u}/dy$.

Выразив турбулентную вязкость A через $\rho l^2 d\bar{u}/dy$ (где l — длина пути перемешивания, характеризующая средний путь пробега частиц, обусловленный турбулентными пульсациями) и сделав ряд допущений, Прандтль и Карман получили уравнения, описывающие закон распределения скоростей в ядре потока. На основании этих уравнений, а также на основании результатов многочисленных экспериментальных исследований

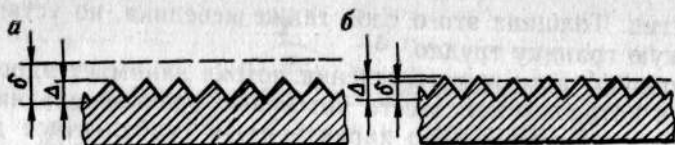


Рис. 5.7. Гидравлически гладкие (а) и шероховатые (б) трубы

других ученых можно читать, что распределение скоростей в ядре потока происходит по логарифмическому или близкому к нему закону (см. рис. 5.6, б, участок 3—4).

Вследствие выравнивания скоростей по сечению турбулентного потока $v/\bar{u}_{\max}$ значительно больше, чем при ламинарном режиме движения ($v/\bar{u}_{\max}=0,5$), и зависит от числа Рейнольдса:

Re	10^4	10^5	10^6	10^7
$v/\bar{u}_{\max}$	0,78	0,85	0,88	0,9

Исследованиями последних лет [1] установлена зависимость отношения $v/\bar{u}_{\max}$ от λ :

$$v/\bar{u}_{\max} = (1 + 1,3 \sqrt{\lambda})^{-1}. \quad (5.31)$$

5.5.3. Понятие о гидравлически гладких и шероховатых трубах

Поверхности стенок труб, каналов, лотков имеют различную шероховатость. Обозначим высоту выступов шероховатости Δ (рис. 5.7). Обычно Δ называется *абсолютной шероховатостью*, а ее отношение к диаметру трубы (Δ/d) — *относительной шероховатостью*. Величина, обратная относительной шероховатости (d/Δ), называется *относительной гладкостью*.

Как правило, высота выступов шероховатости вдоль стенки не постоянна, а сами выступы имеют различную форму, что существенно усложняет учет влияния шероховатости на потери напора. Поэтому для упрощения расчетов вводят понятие *эквивалентной шероховатости* Δ_z , при которой потери напора в трубе получаются такими же, как и при фактической неоднородной шероховатости. Значения Δ_z (мм) для некоторых труб [1] приведены ниже:

Трубы тянутые, из стекла и цветных металлов, новые	0,001—0,002
Трубы тянутые стальные бесшовные:	
новые	0,01—0,02
после нескольких лет эксплуатации	0,15—0,3
после длительной эксплуатации, со следами коррозии	0,5—2
Трубы чугунные:	
новые	0,2—0,5
бывшие в эксплуатации	0,5—1,5

В зависимости от соотношения толщины ламинарного подслоя δ и высоты выступов шероховатости Δ различают гидрав-

лически гладкие и шероховатые трубы. Если ламинарный под-
 слой полностью перекрывает все выступы на стенках трубы, т. е.
 $\delta > \Delta$ (см. рис. 5.7, а), то трубы считаются гидравлически глад-
 кими, если $\delta < \Delta$ (см. рис. 5.7, б) — гидравлически шероховаты-
 ми. Значение δ зависит от значений Re , поэтому одна и та же
 труба (с одинаковыми значениями Δ) может быть в одних усло-
 виях гидравлически гладкой, в других — шероховатой.

5.5.4. Коэффициент Дарси.

Зависимость потерь напора от скорости

Многочисленными исследованиями было установлено, что при
 турбулентном режиме движения коэффициент Дарси λ в общем
 случае зависит от числа Рейнольдса Re , отношения Δ/d и ха-
 рактера самой шероховатости.

Первые систематические исследования по выявлению этой
 зависимости были проведены в 1933 г. И. Никурадзе для латун-
 ных труб и труб с искусственной равномерно-зернистой шерохо-
 ватостью, полученной путем нанесения на внутренние поверх-
 ности труб разного диаметра просеянных через сита песчинок,
 одинаковых по размерам и форме. По результатам испытаний,
 выполненных для широкого диапазона значений числа Рей-
 нольдса ($Re = 5 \cdot 10^2 \div 5 \cdot 10^6$) и относительной шероховатости
 ($\Delta/d = 0,001 \div 0,033$), был построен график зависимости $\lambda = f(Re, \Delta/d)$ в логарифмических координатах (рис. 5.8, а). Аналогичный
 график был получен А. П. Зегждой для лотков с равномерно-
 зернистой шероховатостью [15].

Несколько позже были проведены исследования для труб
 с искусственной неоднородной шероховатостью (Кольбруком,
 Уайтом и др.), а также для технических трубопроводов с есте-
 ственной шероховатостью (И. А. Исаевым, Г. А. Муриным,
 Ф. А. Шевелевым и др.). Например, на рис. 5.8, б приведен гра-
 фик зависимости $\lambda = f(Re, \Delta_s/d)$, построенный по результатам
 исследований Г. А. Мурина [15].

Анализируя эти графики, видим, что при ламинарном ре-
 жиме движения, независимо от шероховатости стенок труб, все
 опытные точки (значения λ) лежат на одной линии. В логариф-
 мических координатах — это прямая I (см. рис. 5.8, а), описы-
 ваемая уравнением (5.17).

При турбулентном режиме движения и гидравлически глад-
 ких трубах, независимо от их шероховатости, все точки распо-
 лагаются также на одной линии II, называемой зоной гладко-
 стенных труб и описываемой формулой Блазиуса —

$$\lambda = (\sqrt[4]{100Re})^{-1} = 0,3164/Re^{0,25}. \quad (5.32)$$

При турбулентном режиме движения в шероховатых трубах
 опытные точки на обоих графиках располагаются на прямых,

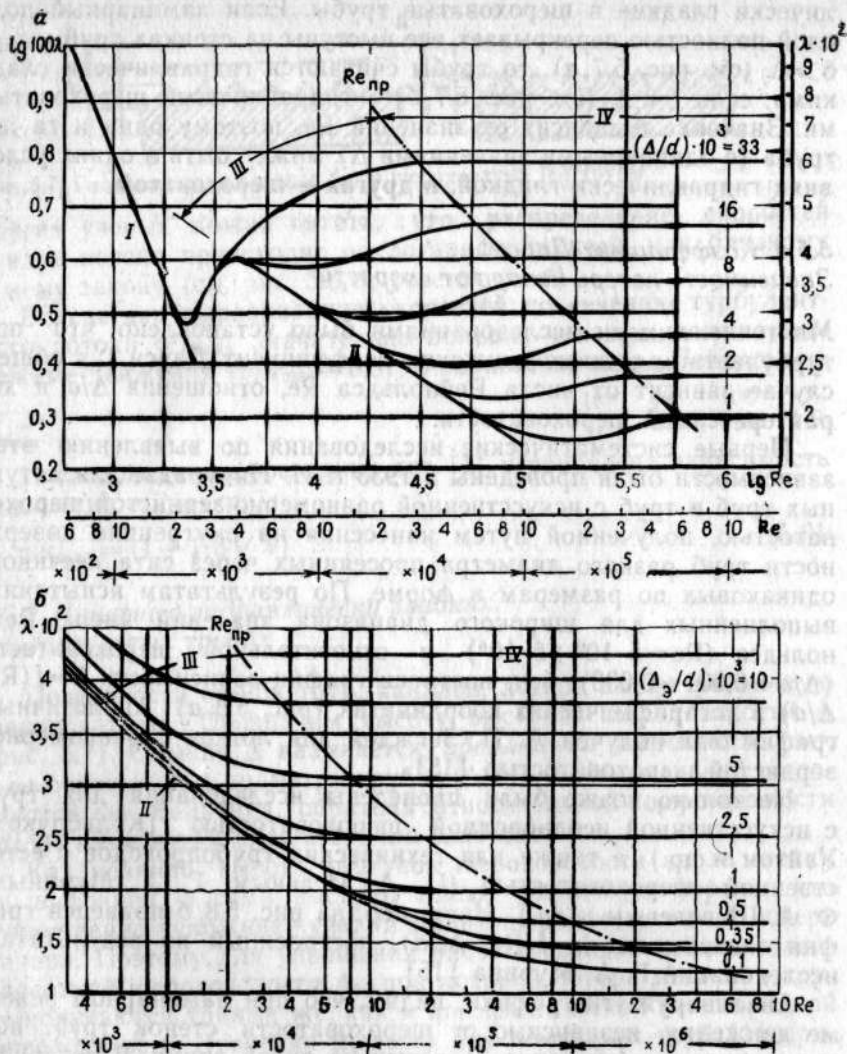


Рис. 5.8. Графики зависимости коэффициента Дарси λ от числа Рейнольдса Re и относительной шероховатости Δ/d :

$a - \lambda = f(Re, \Delta/d)$ — для труб с искусственной равномерно-зернистой шероховатостью (по данным исследований И. Никурадзе); $б - \lambda = f(Re, \Delta_z/d)$ — для труб с естественной шероховатостью (по данным исследований Г. А. Мурина)

параллельных оси абсцисс, соответствующих определенным значениям относительной шероховатости (см. зону IV). Значение Re , при котором λ перестает от него зависеть, называется предельным числом Рейнольдса (Re_{np}). Область, в которой λ (а следовательно, и сопротивление трубы или тела) не зависит

от Re , а является функцией только относительной шероховатости трубы или только формы тела, называется автомодельной (для труб ее иногда называют зоной вполне шероховатых труб).

Значения λ для этой зоны можно определять по различным формулам, полученным в результате обработки многочисленных экспериментальных исследований. Например, для труб с искусственной равномерно-зернистой шероховатостью λ вычисляют по формуле Никурадзе —

$$\lambda = \left(1,74 + 2 \lg \frac{d}{2\Delta}\right)^{-2} = \left(1,14 + 2 \lg \frac{d}{\Delta}\right)^{-2}, \quad (5.33)$$

а для труб с естественной шероховатостью — по формуле Шифринсона —

$$\lambda = 0,11 (\Delta_s/d)^{0,25}. \quad (5.34)$$

При выполнении технических расчетов часто применяют эмпирические формулы, полученные в результате исследований определенных трубопроводов (стальных, бетонных, пластмассовых и др.) в конкретных условиях. В частности, в СССР для расчета стальных и чугунных водопроводов, бывших в эксплуатации, широко пользуются формулой, полученной Ф. А. Шевелевым в результате исследования таких трубопроводов при скорости потока в них $v \geq 1,2$ м/с:

$$\lambda = 0,021/d_p^{0,3}, \quad (5.35)$$

где d_p — расчетный диаметр (в метрах), под которым понимают внутренний диаметр трубы $d_{\text{вн}}$, уменьшенный вследствие возникающих в процессе эксплуатации отложений и коррозии. При расчетах водопроводов, а также шахтных трубопроводов обычно принимают $d_p = d_{\text{вн}} - 0,001$.

Как видно из графиков, при турбулентном режиме движения между зонами гладких и вполне шероховатых труб существует еще одна (переходная) зона III, в которой λ зависит как от Re , так и от Δ/d . В этой зоне характер кривых для труб с искусственной равномерно-зернистой шероховатостью (см. рис. 5.8, а) и с естественной неоднородной шероховатостью (см. рис. 5.8, б) различный. Плавное уменьшение λ с возрастанием Re в последнем случае объясняется тем, что при естественной шероховатости труб с уменьшением толщины ламинарного подслоя неровности, имеющие разную высоту, начинают выступать за пределы этого подслоя ни при одном значении Re , а при разных (т. е. постепенно) значениях.

Долгое время ученым не удавалось получить надежные формулы для определения λ в этой зоне, и лишь после исследований, выполненных в 1937 г. Кольбруком и Уайтом, первый из них предложил такую формулу. Позднее А. Д. Альтшуль полу-

чил формулу для определения λ , но в более удобном для расчетов виде:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}. \quad (5.36)$$

В последнее время этой формулой широко пользуются при расчетах трубопроводов.

Следует отметить, что формула (5.36) является справедливой не только для зоны III, но также и для зон II и IV, т.е. является универсальной для всей области турбулентного течения. На границах зоны III эта формула преобразуется в известные, хорошо отвечающие условиям опытам, зависимости для λ : при $\text{Re } \Delta_3/d < 10$ (когда $\Delta_3/d \ll 68/\text{Re}$, т.е. для гидравлически гладких труб) она превращается в формулу Блазиуса (5.32), а при $\text{Re } \Delta_3/d > 500$ (когда $\Delta_3/d \gg 68/\text{Re}$, т.е. при шероховатых трубах — в формулу Шифринсона (5.34).

Как следует из формулы Дарси — Вейсбаха (5.3), потери напора по длине в общем случае можно выразить в функции скорости: $H_{\text{дл}} = Bv^m$. При ламинарном режиме движения эта зависимость имеет линейный характер (см. 5.6), т.е. $H_{\text{дл}} = B'v$ ($m=1$). При турбулентном режиме движения зависимость потерь напора от скорости будет иной, причем различной для гидравлически гладких и шероховатых труб.

Если подставить в уравнение (5.3) значение λ из уравнения (5.32), то получим $H_{\text{дл}} = B''v^{1,75}$, т.е. при гидравлически гладких трубах $m=1,75$. Если же подставить в уравнение (5.3) значение λ из формулы (5.33) или (5.34), то получим $H_{\text{дл}} = B'''v^2$, т.е. при вполне шероховатых трубах ($\Delta > \delta$) потери напора пропорциональны квадрату скорости ($m=2$).

Таким образом, если в одной и той же трубе увеличивать скорость движения жидкости, а следовательно, и число Рейнольдса, от нуля до какого-то максимального значения, то характер зависимости потерь напора от скорости будет изменяться от линейного ($m=1$) до квадратичного ($m=2$).

Наиболее распространенной формулой для определения коэффициента Шези [см. уравнение (5.5)] при гидравлически шероховатых стенках является формула акад. Н. Н. Павловского:

$$C = \frac{1}{n} R^y, \quad (5.37)$$

где R — гидравлический радиус русла; n — коэффициент шероховатости, зависящий от материала и состояния стенок русла; y — показатель степени, зависящий от R и n : $y = 2,5 \sqrt{n} - 0,13 - 0,75 \sqrt{R}$ ($\sqrt{n} - 0,1$).

5.5.5. Снижение потерь на трение

Широкое развитие трубопроводного транспорта, резкий рост скоростей движения водного и воздушного транспорта обусловили актуальность задачи снижения потерь напора на трение при движении жидкости в трубах и открытых руслах, а также тел в жидкости. В последние годы были проведены исследования и достигнуты определенные успехи в решении указанной задачи [15].

Один из эффективных способов снижения коэффициента λ и гидравлического сопротивления трубопроводов — введение в поток жидкости весьма малых (от десятых до тысячных долей процента) добавок высокомолекулярных полимеров или поверхностно-активных веществ (ПАВ). При этом происходит увеличение толщины пограничного слоя потока — как ламинарного подслоя, находящегося у самой стенки трубы, так и переходного слоя, расположенного между ламинарным подслоем и турбулентным ядром потока. По мере увеличения концентрации добавок (до определенного предела) толщина переходного слоя возрастает. Молекулы применяемых полимеров или ПАВ представляют собой весьма длинные молекулярные образования — мицеллы длиной, в десятки тысяч раз превышающей их поперечный размер. Вблизи стенок мицеллы ориентируются преимущественно по направлению движения потока и образуют «гибкую» поверхность, которая может изменяться волнообразно.

Добавки уменьшают градиент скорости вблизи стенок трубы, но поверхность, создающаяся из молекул введенных добавок вблизи стенок трубы, способствует значительному уменьшению (в 4—5 раз) интенсивности пульсации поперечной составляющей скорости, в результате чего уменьшаются касательные напряжения, а следовательно, и λ . В потоках жидкостей с добавками переход от ламинарного режима движения к турбулентному происходит при значениях числа Рейнольдса гораздо больших (до 10 раз), чем в потоках жидкостей без добавок.

Оптимальная концентрация добавок для полимеров составляет 0,001—0,1%, для ПАВ — 0,1÷1% и более. При этом коэффициент λ и сопротивление трубопровода могут быть снижены на 60—80%. Некоторые виды добавок высокомолекулярных полимеров и ПАВ, кроме снижения λ , потерь напора и расходоуемой на перекачку жидкости мощности, значительно увеличивают коррозионную стойкость трубопроводов.

Существенный недостаток полимерных добавок — сравнительно легкая их разрушаемость или, так называемая, механическая деструкция. Мицеллы, образующие пристенную пленку, под действием сил трения разрываются, и их гидродинамическая эффективность падает. Особенно велика деструкция при прохождении потоков жидкости с полимерными добавками че-

рез насосы и местные сопротивления, после чего мицеллы уже не восстанавливаются. Жидкость же с добавками мицеллообразующих ПАВ после такой деструкции быстро восстанавливает свою гидродинамическую эффективность, потому что форма мицелл определяется в этом случае межмолекулярными электростатическими силами, которые после устранения больших по значению механических сил воссоздают мицеллы в прежней форме.

Другой способ снижения гидравлического сопротивления трубопровода — температурное воздействие на его стенки или на сам поток жидкости. Известно, что при турбулентном режиме движения и гидравлически гладких трубах [см. рис. 5.8 (зона II) и формулу (5.32)], а также при ламинарном режиме движения [см. рис. 5.8, а (зона I) и формулу (5.17)] λ при увеличении Re уменьшается. Достичь увеличения Re при неизменных v и d можно за счет снижения вязкости жидкости, что, в свою очередь, может быть получено либо за счет повышения температуры капельной жидкости (см. 1.2) или стенок трубопровода, по которому она движется, либо за счет охлаждения воздуха и других газов или стенок воздухопровода. При этом повышается устойчивость ламинарного подслоя и увеличивается его толщина, что также способствует снижению λ и потерь напора.

Третий способ снижения гидравлического сопротивления — применение податливых, ограничивающих поток, поверхностей. Для этого в трубопроводах используют трубы из полимерных материалов, стенкам которых сообщаются колебания с определенными частотой и амплитудой в соответствии с характером пульсации, возникающей в жидкости. По данным опытов, снижение гидравлического сопротивления трубопровода с податливыми стенками составляет 25—30%, а в перспективе может быть доведено до 50%.

5.6. Местные сопротивления.

Понятие об эквивалентной длине

К местным сопротивлениям относятся различные фасонные участки трубопровода или русла (колена, тройники, задвижки и др.), в которых жидкость движется неравномерно. В местах резкого изменения живого сечения или направления потока происходит отрыв потока от стенок и образуются, так называемые, «застойные» или водоворотные зоны (рис. 5.9), что и является основной причиной потерь напора.

Потери напора в местных сопротивлениях [см. (5.2)]

$$H_m = \xi_m \frac{v^2}{2g},$$

где ξ_m — коэффициент местного сопротивления (прил. 4), зависящий, в основном, от вида местного сопротивления (конфигу-

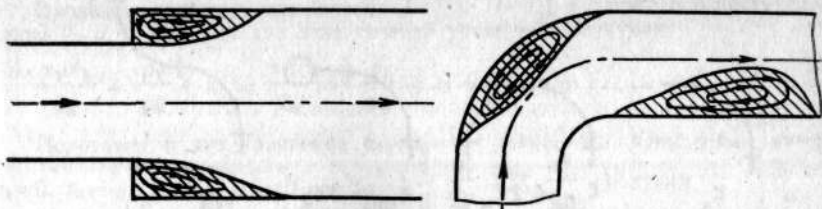


Рис. 5.9. «Застойные» зоны в местных сопротивлениях

рации его проточной части), а также от Re , если значения Re достаточно малы [1]. Для различных местных сопротивлений ζ_m определяют обычно опытным путем, а при расчетах пользуются данными, приведенными в справочниках по гидравлике. Например, наиболее полные данные приведены в книге И. Е. Идельчика «Справочник по гидравлическим сопротивлениям» и (М., 1975), а также в [11].

Для снижения потерь напора местные сопротивления необходимо выполнять без острых, выступающих в поток, частей. Переходы от одного сечения к другому должны быть плавными, без уступов, а повороты потока должны иметь закругления.

В гидравлике при вычислении общих потерь напора пользуются принципом наложения (сложения) потерь, т.е. суммируют потери напора на всех последовательно включенных прямолинейных участках и в местных сопротивлениях. Однако, этот метод справедлив только в том случае, когда местные сопротивления расположены на достаточном расстоянии друг от друга [$l \geq (20 \div 50) d$], т.е. когда между ними имеется прямолинейный участок, на котором нарушенный после выхода из предыдущего местного сопротивления поток успевает принять перед следующим такой же вид, как и перед предыдущим.

Примерами могут служить схемы различного соединения двух колен (рис. 5.10): в двух одинаковых коленях, соединенных по-разному и не имеющих прямолинейного промежуточного участка, потери напора при одинаковой скорости движения потоков различны. Поэтому такие фасонные части трубопровода должны рассматриваться как одно местное сопротивление, имеющее собственный коэффициент $\zeta_{\text{общ}}$.

Так как влияние различных фасонных частей друг на друга изучено еще недостаточно, и значения $\zeta_{\text{общ}}$ для многих сочетаний местных сопротивлений отсутствуют, при расчетах приходится пользоваться (с определенной погрешностью) принципом наложения потерь, например, при определении потерь напора в шахтном водоотливном трубопроводе, расположенном в насосной камере, где на коротком участке имеется целый ряд фасонных частей (задвижки, обратный клапан, тройники, колена), а также в схемах объемного гидропривода и др.

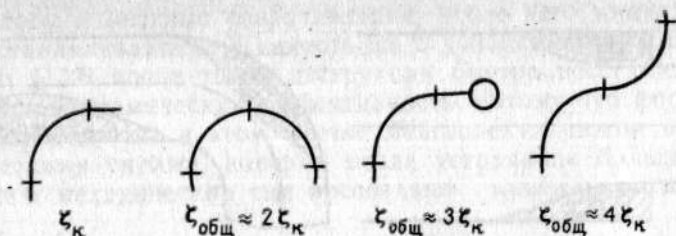


Рис. 5.10. Схемы соединения двух колен

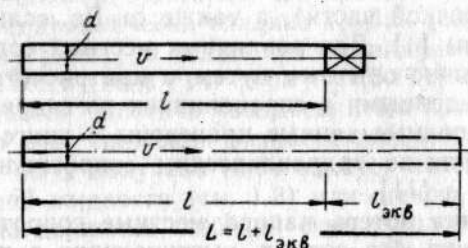


Рис. 5.11. Расчетная схема к определению эквивалентной длины трубопровода

Иногда при расчетах местные сопротивления условно заменяют прямолинейным трубопроводом эквивалентной длины (рис. 5.11).

Эквивалентной длиной ($l_э$) называется такая длина прямолинейного участка трубопровода, потери напора в котором равны потерям напора в данном местном сопротивлении при одинаковых расходах жидкости, т. е.

$$H_m = H_{дл}, \quad \text{или} \quad \zeta_m \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{l_э}{d} \frac{v^2}{2g},$$

откуда

$$l_э = \frac{\zeta_m}{\lambda} d. \quad (5.39)$$

Тогда общие потери напора в трубопроводе могут быть подсчитаны следующим образом:

$$H_{пот} = H_{дл} + H_m = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \lambda \frac{l_э}{d} \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (5.40)$$

где $L = l + l_э$ — расчетная длина трубопровода.

Пример. Определим показание манометра p_m при расходе воды в трубопроводе (см. рис. 5.3, вариант 2) $Q = 50 \text{ м}^3/\text{ч}$. Длина трубопровода $l = 120 \text{ м}$, высота $h = 960 \text{ мм}$, диаметр труб $d = 100 \text{ мм}$, эквивалентная шероховатость $\Delta_s = 0,5 \text{ мм}$, сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \zeta_m = 2,1$.

Проведем в потоке два сечения I—I и II—II, а также плоскость сравнения 0—0, и запишем для этих сечений уравнение Бернулли:

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + H_{\text{пот } 1-2}.$$

Подставив в это уравнение $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$, $v_1 = v_2 = v$, $p_1 = p_a + p_m$, $p_2 = p_a$, $z_1 = 0$, $z_2 = -h$ и $H_{\text{пот } 1-2} = H_{\text{дл}} + H_m = \lambda \frac{l}{d} \frac{v}{2g} + \sum \zeta_m \frac{v^2}{2g}$, получим

$$\frac{\alpha v^2}{2g} + \frac{p_a + p_m}{\rho g} + 0 = \frac{\alpha v^2}{2g} + \frac{p_a}{\rho g} - h + \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \sum \zeta_m \frac{v^2}{2g}, \quad \text{откуда}$$

$$p_m = \rho g \left[\left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m \right) \frac{v^2}{2g} - h \right].$$

Средняя скорость воды в трубопроводе

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 50}{3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 3600} = 1,77 \text{ м/с},$$

а число Рейнольдса

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{1,77 \cdot 0,1}{0,01 \cdot 10^{-4}} = 177\,000.$$

Поскольку $Re > Re_{кр} = 2320$, режим движения воды по трубопроводу — турбулентный. Так как $Re_{\Delta_3}/d = 177 \cdot 10^3 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} / 0,1 = 885 > 500$, то λ находится в области вполне шероховатых труб (в автомобильной области), для которой справедливы формулы (5.33)–(5.36). Однако, в данном случае, учитывая качество внутренней поверхности трубы, воспользуемся формулой (5.34):

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,0005}{0,1} \right)^{0,25} = 0,0293.$$

Подставив заданные значения h , l , d , $\sum \zeta_m$, а также полученные в результате расчетов значения v и λ в полученное выше уравнение, получим

$$p_m = 1000 \cdot 9,81 \left[\left(0,0293 \frac{120}{0,1} + 2,1 \right) \frac{1,77^2}{2 \cdot 9,81} - 0,96 \right] = 48\,950 \text{ Па}.$$

Вопросы для самопроверки

1. Какими формулами пользуются для вычисления потерь напора по длине и в местных сопротивлениях?

2. В чем суть опытов О. Рейнольдса и каковы их результаты?

3. Определите режим движения жидкости по трубопроводу (рис. 5.12, а) диаметром $d = 50$ мм, если уровни жидкости в трубках $H = 670$ мм и $h = 230$ мм, вязкость жидкости $1,2^\circ \text{ВУ}$.

(Ответ: турбулентный, так как $Re = 17\,800$.)

4. В чем сущность ламинарного режима движения жидкости?

5. Какой вид имеет эпюра скоростей по сечению круглой трубы при ламинарном режиме движения?

6. Каковы основные закономерности ламинарного режима движения жидкости?

7. Как вычисляется коэффициент Дарси при ламинарном режиме движения жидкости в трубах круглого сечения?

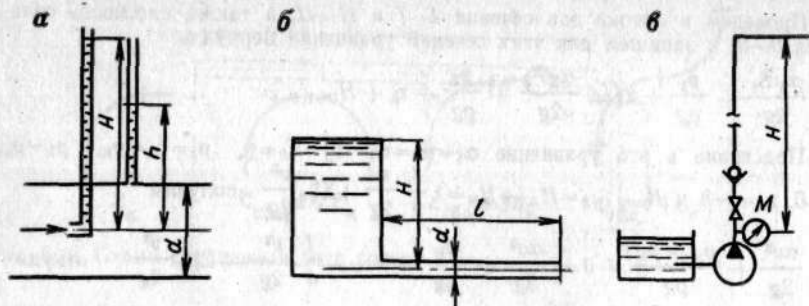


Рис. 5.12. Расчетные схемы трубопроводов

8. Каковы условия возникновения и в чем сущность облитерации?

9. Определите высоту H уровня нефти в резервуаре (рис. 5.12, б), вязкость которой 12°ВУ , ρ относительная плотность $\delta_n=0,87$, если через трубу внутренним диаметром $d=81$ мм и длиной $l=30$ м расход жидкости $Q_m=100$ т/ч. Коэффициент местного сопротивления входа в трубу принять равным $\xi_{\text{вх}}=0,5$.

(Ответ: 2,2 м.)

10. В чем сущность турбулентного режима движения жидкости?

11. Что такое пульсация скорости и какова причина ее возникновения?

12. Что такое осредненная местная скорость и в чем ее отличие от средней скорости потока?

13. Какой вид имеет структура потока при турбулентном режиме движения жидкости?

14. Какой вид имеет эпюра скоростей при турбулентном режиме движения жидкости?

15. Что такое абсолютная и относительная шероховатость?

16. Какие трубы называются гидравлически гладкими, а какие шероховатыми?

17. По каким формулам вычисляют коэффициент Дарси при турбулентном режиме движения?

18. Каковы зависимости потерь напора от скорости потока в гидравлически гладких и шероховатых трубах?

19. Какие пути снижения потерь напора на трение Вы знаете?

20. В чем сущность принципа наложения потерь напора и каковы условия его применения?

21. Что такое эквивалентная длина и как ее вычислить?

22. Определите длину трубопровода l (рис. 5.12, а), состоящего из новых стальных бесшовных горячедеформированных труб наружным диаметром $d_n=121$ мм с толщиной стенки $\delta=6$ мм, если по нему на высоту $H=120$ м перемещается расход воды $Q=60$ м³/ч. Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \xi_m=4,2$, показание манометра $p_m=1,25$ Па.

(Ответ: $l=185$ м.)

6. ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ ПО ТРУБОПРОВОДАМ И В ОТКРЫТЫХ РУСЛАХ

Все трубопроводы можно разделить на простые и сложные. Простыми являются трубопроводы, состоящие из труб одинакового диаметра и не имеющие по пути ответвлений (например,



Рис. 6.1. Расчетная схема для определения потерь напора в простом трубопроводе

шахтный водоотливный трубопровод), а *сложными* — все остальные трубопроводы, состоящие из простых, соединенных тем или иным образом (например, шахтный пневматический трубопровод, городской водопровод и др.).

С гидравлической точки зрения различают также короткие и длинные трубопроводы. К *коротким* трубопроводам относятся такие, в которых потери напора в местных сопротивлениях составляют более 5—10% от потерь напора в прямых участках трубопровода (всасывающие трубопроводы насосных установок, гидролинии гидроприводов и др.), к *длинным* — такие, в которых потери напора по длине настолько превышают местные потери напора, что последними можно пренебречь (без ущерба для точности расчета) или принять их ориентировочно равными 5—10% от потерь напора по длине.

В зависимости от рода перемещаемой жидкости различают водопроводы, нефтепроводы, газопроводы, маслопроводы и т. д.

6.1. Простой трубопровод. Обобщенные параметры

Рассмотрим простой короткий трубопровод (рис. 6.1), состоящий из ряда прямолинейных участков и местных сопротивлений, и подсчитаем в нем потери напора. Для этого воспользуемся принципом сложения потерь:

$$\begin{aligned} H_{\text{пот}} &= H_{\text{дл1}} + H_{\text{м1}} + H_{\text{дл2}} + H_{\text{м2}} + H_{\text{дл3}} = \\ &= \lambda \frac{l_1}{d} \frac{v^2}{2g} + \zeta_1 \frac{v^2}{2g} + \lambda \frac{l_2}{d} \frac{v^2}{2g} + \zeta_2 \frac{v^2}{2g} + \lambda \frac{l_3}{d} \frac{v^2}{2g}. \end{aligned}$$

Вычисление потерь напора этим методом очень громоздко и занимает много времени, особенно если трубопровод состоит из большого числа участков.

Выразим в полученном выражении скорость через расход: $v = 4 Q / \pi d^2$. Тогда, после преобразования получим

$$H_{\text{пот}} = (l_1 + l_2 + l_3) \frac{\lambda v^2}{2gd} + (\xi_1 + \xi_2) \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{\Sigma l}{d} \frac{v^2}{2g} + \Sigma \xi \frac{v^2}{2g} = \frac{8\lambda}{g\pi^2 d^5} \Sigma l Q^2 + \frac{8}{g\pi^2 d^4} \Sigma \xi Q^2 \text{ или}$$

$$H_{\text{пот}} = \left(\frac{8\lambda}{g\pi^2 d^5} \Sigma l + \frac{8}{g\pi^2 d^4} \Sigma \xi \right) Q^2. \quad (6.1)$$

Выражение, стоящее в скобках, называется *сопротивлением трубопровода* и обозначается a . Размерность $[a] = L^{-5} T^2$. При турбулентном режиме движения и гидравлически шероховатых трубах (при квадратичном законе сопротивления) для данного трубопровода $a = \text{const}$. Тогда уравнение (6.1) можно записать:

$$H_{\text{пот}} = a Q^2. \quad (6.2)$$

Обозначим

$$\frac{8\lambda}{g\pi^2 d^5} = A_{\text{дл}} \text{ и } \frac{8}{g\pi^2 d^4} = A_{\text{м}},$$

где $A_{\text{дл}}$ — единичное сопротивление по длине (сопротивление прямой трубы длиной 1 м); $A_{\text{м}}$ — единичное местное сопротивление (сопротивление фасонной детали), для которой $\xi_{\text{м}} = 1$. Тогда

$$H_{\text{пот}} = (A_{\text{дл}} \Sigma l + A_{\text{м}} \Sigma \xi_{\text{м}}) Q^2. \quad (6.3)$$

Величины $A_{\text{дл}}$ и $A_{\text{м}}$, обобщающие ряд величин, называются обобщенными параметрами. Их размерности: $[A_{\text{дл}}] = L^{-6} T^2$; $[A_{\text{м}}] = L^{-5} T^2$. При расчетах трубопроводов значения $A_{\text{дл}}$ и $A_{\text{м}}$ выбирают из справочных таблиц (прил. 5).

Иногда при расчетах пользуются обобщенным параметром несколько иного вида. Заменим в уравнении (5.40) скорость расходом:

$$H_{\text{пот}} = \lambda \frac{l + l_3}{d} \frac{v^2}{2g} = \frac{8\lambda}{g\pi^2 d^5} (l + l_3) Q^2.$$

Обозначим выражение $\sqrt{\frac{g\pi^2 d^5}{8\lambda}} = K$ — расходная характеристика трубопровода. Тогда

$$H_{\text{пот}} = \frac{l + l_3}{K^2} Q^2. \quad (6.4)$$

Из приведенных выше выражений для единичных сопротивлений видно, что $K^2 = 1/A_{\text{дл}}$. Размерность расходной характери-

стики $[K] = L^3 T^{-1}$. Для расчетов значения K^2 также выбирают из таблиц (см. прил. 5).

Заменив в уравнении (6.4) $l + l_3 = L$ и учитывая, что из уравнения (4.29) $H_{\text{пот}}/L = i$, получим формулу проф. Б. А. Бахметева: $Q = K\sqrt{i}$.

Потери напора в длинных трубопроводах могут быть вычислены значительно проще:

$$H_{\text{пот}} = A_{\text{дл}} L Q^2 \quad \text{или} \quad H_{\text{пот}} = L Q^2 / K^2,$$

где $L \approx (1,05 \div 1,1) l$.

6.2. Напорные характеристики трубопроводов

Для перемещения жидкости в простом трубопроводе (см. рис. 6.1) от его начала до конца необходимо не только преодолеть гидравлические сопротивления (потери напора), но и поднять жидкость на определенную высоту $\Delta z = z_2 - z_1$, а также преодолеть имеющееся в конце трубопровода противодействие p_2 .

Составим уравнение Бернулли для сечений потока $I-I$ и $II-II$ относительно принятой плоскости сравнения, след которой на схеме — линия $0-0$:

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + H_{\text{пот } 1-2}.$$

Так как в простом трубопроводе $v_1 = v_2$, а следовательно и $\alpha_1 = \alpha_2$, напор, который необходимо создать в начале трубопровода тем или иным способом (насосом, давлением газа, высотой уровня в питающем баке и др.) для перемещения определенного расхода жидкости по этому трубопроводу от сечения $I-I$ до сечения $II-II$,

$$H_{\text{потр}} = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} + \Delta z + H_{\text{пот } 1-2} = \frac{p_2}{\rho g} + \Delta z + aQ^2.$$

Полученное уравнение называется уравнением напорной характеристики трубопровода, а график зависимости между $H_{\text{потр}}$ и Q , построенный по этому уравнению, — *напорной характеристикой трубопровода*. Для решения целого ряда практических задач особенно важно знать напорные характеристики трубопроводов в установках с насосной подачей жидкости. Например, в горной промышленности — это водоотливные трубопроводы, вентиляционные сети, вентиляционные трубопроводы местного проветривания.

Рассмотрим простой трубопровод насосной установки (рис. 6.2, а). Для определения напора, необходимого для перемещения жидкости в этом трубопроводе, воспользуемся уравнением Бернулли. Проведем плоскость сравнения $0-0$ и сечения

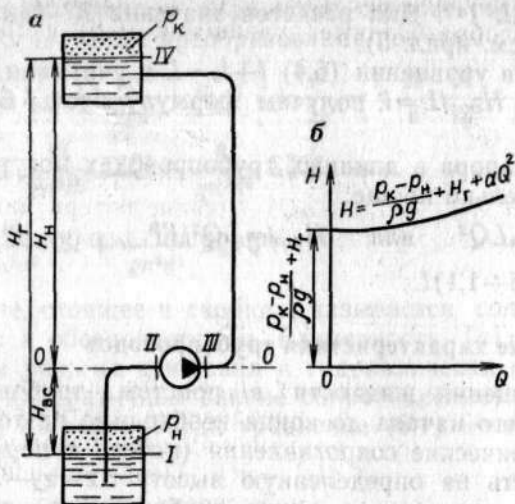


Рис. 6.2. Расчетная схема простого трубопровода насосной установки (а) и его напорная характеристика (б)

I, II, III и IV. Обозначим абсолютное давление на входе в трубопровод p_n , на выходе из трубопровода — p_k , а расстояния от плоскости сравнения до поверхности жидкости в нижнем резервуаре — $H_{вс}$ (геометрическая высота всасывания) и до поверхности жидкости в верхнем резервуаре — H_n (геометрическая высота нагнетания). Сумма этих двух высот называется геометрической высотой $H_g = H_{вс} + H_n$. В общем случае геометрическая высота — это разность отметок уровней жидкости в местах входа и выхода ее из трубопровода.

Полный напор, необходимый для перемещения жидкости по трубопроводу (подъема ее, преодоления противодавления и сопротивлений в трубопроводе), создается в данном случае насосом и может быть выражен разностью полных напоров в сечениях III и II (на выходе из насоса и входе в насос):

$$H = H_3 - H_2. \quad (6.5)$$

Составим уравнение Бернулли для сечений трубопровода II и I, III и IV:

$$H_2 = H_1 - H_{пот 1-2}, \quad (6.6)$$

$$H_3 = H_4 + H_{пот 3-4}. \quad (6.7)$$

В свою очередь,

$$H_1 = \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{v_n^2}{2g} + \frac{p_n}{\rho g} - H_{вс}, \quad (6.8)$$

$$H_4 = \frac{\alpha_4 v_4^2}{2g} + \frac{p_4}{\rho g} + z_4 = \frac{v_k^2}{2g} + \frac{p_k}{\rho g} + H_n. \quad (6.9)$$

Подставим уравнение (6.8) в (6.6), уравнение (6.9) в (6.7), а затем преобразованные уравнения (6.6) и (6.7) — в (6.5). В результате получим:

$$H = \frac{v_k^2}{2g} + \frac{p_k}{\rho g} + H_n + H_{\text{пот } 3-4} - \frac{v_n^2}{2g} - \frac{p_n}{\rho g} + H_{\text{вс}} + H_{\text{пот } 1-2}.$$

Учитывая, что $H_{\text{вс}} + H_n = H_r$ — геометрическая высота, а $H_{\text{пот } 1-2} + H_{\text{пот } 3-4} = H_{\text{пот}} = aQ^2$ — общие потери напора в трубопроводе, запишем уравнение напорной характеристики трубопровода в общем виде:

$$H = \frac{v_k^2 - v_n^2}{2g} + \frac{p_k - p_n}{\rho g} + H_r + aQ^2. \quad (6.10)$$

Из полученного уравнения видно, что полный напор расходуется в трубопроводе на преодоление статического сопротивления $(p_k - p_n)/(\rho g)$, подъем жидкости на высоту H_r и преодоление сопротивлений $H_{\text{пот}} = aQ^2$. Первым членом уравнения (6.10) ввиду его малости при расчетах обычно пренебрегают, следовательно, $H = (p_k - p_n)/(\rho g) + H_r + aQ^2$. Построив график этой зависимости, получим напорную характеристику данного трубопровода (рис. 6.2, б).

Рассмотрим схемы различных трубопроводов и составим для них уравнения напорной характеристики.

1. Шахтный водоотливный трубопровод (рис. 6.3, а), по которому вода из подземного водосборника выдается насосом на поверхность.

Так как $p_n \approx p_k = p_a$, уравнение напорной характеристики трубопровода [см. (6.10)]

$$H = H_r + aQ^2. \quad (6.11)$$

2. Горизонтальный трубопровод (рис. 6.3, б), по которому насос подает воду из открытого резервуара в паровой котел, избыточное давление пара в котором равно p_m .

В этом случае $H_r = 0$, а $(p_k - p_n)/(\rho g) = [(p_m + p_a) - p_a]/\rho g = p_m/\rho g$, следовательно, уравнение напорной характеристики

$$H = p_m/(\rho g) + aQ^2. \quad (6.12)$$

3. Шахтный пожарно-оросительный трубопровод (рис. 6.3, в), по которому вода с поверхности подается в шахту.

Так как $p_k \approx p_n = p_a$, а $H_r \approx -H_{\text{ш}}$, уравнение напорной характеристики

$$H = -H_{\text{ш}} + aQ^2. \quad (6.13)$$

4. Трубопровод, по которому вода подается насосом сначала в батареи отопительной системы, а затем — в бак, расположенный в верхней части здания (рис. 6.3, г). Из бака вода снова поступает в насос.

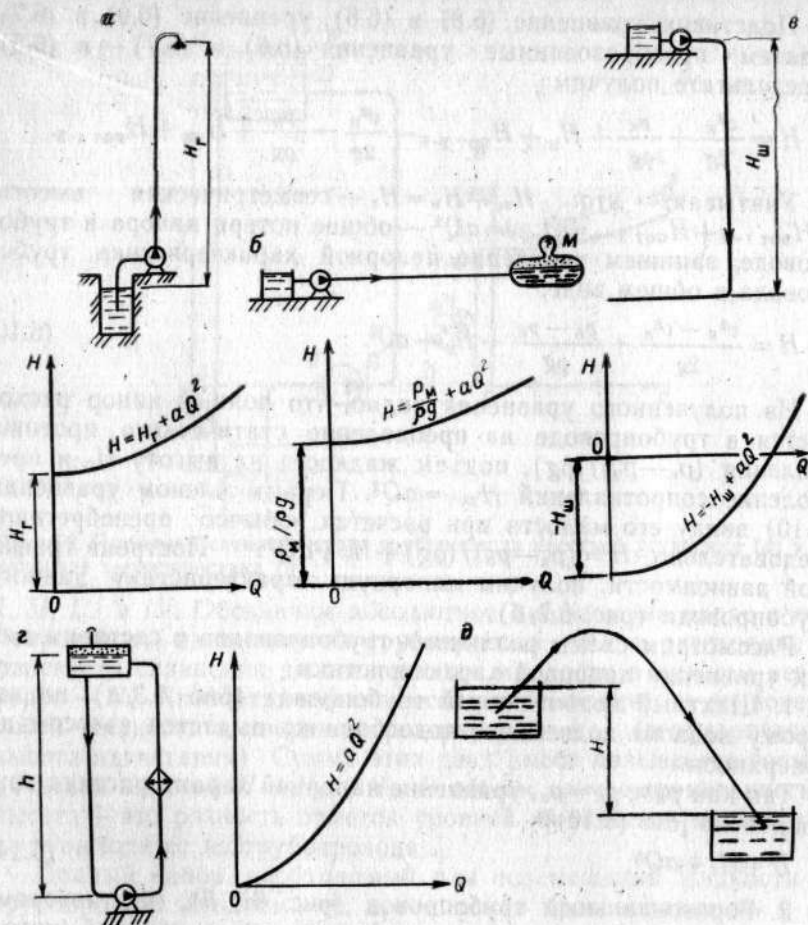


Рис. 6.3. Схемы и напорные характеристики различных трубопроводов

В этом случае $H_r = 0$, так как $H_{вс} = -h$, а $H_n = h$, $p_k = p_n = p_a$, следовательно, уравнение напорной характеристики

$$H = aQ^2. \quad (6.14)$$

5. Для сифонного трубопровода (рис. 6.3, д) уравнение напорной характеристики имеет такой же вид, что и (6.14), но в этом случае H — это напор, создаваемый разностью уровней в резервуарах.

Сифон представляет собой самотечный трубопровод, часть которого расположена выше питающего его резервуара. Особенности такого трубопровода: давление по всей его восходящей линии и по части нисходящей линии меньше атмосферного; для того чтобы по сифону началось движение жидкости, необходимо

весь его объем заполнить жидкостью; давление в верхней точке сифона не должно быть меньше давления насыщенных паров жидкости при данной температуре, так как в противном случае там могут возникнуть кавитация (см. 1.2) и разрыв сплошности, в результате чего движение жидкости по сифону прекратится.

Уравнение напорной характеристики шахтной вентиляционной сети также аналогично уравнению (6.14).

По уравнению можно построить саму напорную характеристику трубопровода, т.е. изобразить графически зависимость между расходом и напором в трубопроводе. Из уравнений (6.10) — (6.14) видно, что характеристики приведенных трубопроводов представляют собой квадратичные параболы с вершинами, лежащими на осях ординат (см. рис. 6.3).

На самом деле, напорная характеристика имеет более сложный вид — $H = a_m Q^m$, так как при очень малых расходах жидкости, когда в трубопроводе — ламинарный режим движения, это вначале — прямая, а затем — кривая с показателем степени m для расхода Q (причем $1 < m < 2$) и, наконец, при значительных расходах жидкости, когда в трубопроводе — турбулентный режим, а трубы являются гидравлически шероховатыми, — это квадратичная парабола (см. 5.5.4).

Однако, при расчетах трубопроводов (водопроводов, пневматических воздухопроводов, вентиляционных сетей и др.) приходится иметь дело, как правило, только с последним участком кривой, поэтому условно принимаем, что вся кривая — это квадратичная парабола.

Пример. Построим характеристику шахтного водоотливного трубопровода (рис. 6.4, а), собранного из стальных электросварных прямошовных труб с наружным диаметром $d_n = 219$ мм и толщиной стенки $\delta = 5$ мм. Длина трубопровода $l = 350$ м, геометрическая высота всасывания $H_{вс} = 3$ м, геометрическая высота нагнетания $H_n = 277$ м, сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \zeta_m = 26$.

Уравнение напорной характеристики рассматриваемого трубопровода имеет вид (6.11):

$$H = H_r + aQ^2,$$

где $H_r = H_{вс} + H_n = 3 + 277 = 280$ м.

Расчетный диаметр трубопровода (см. 5.5.4)

$$d_p = d_n - 2\delta - 0,001 = 0,219 - 2 \cdot 0,005 - 0,001 = 0,208 \text{ м.}$$

Коэффициент Дарси по формуле Шевелева (5.35)

$$\lambda = \frac{0,021}{d_p^{0,3}} = \frac{0,021}{0,208^{0,3}} = 0,0336.$$

Вычислим по формуле (5.39) эквивалентную длину трубопровода:

$$l_s = \frac{\Sigma \zeta_m}{\lambda} d_p = \frac{26}{0,0336} 0,208 = 161 \text{ м.}$$

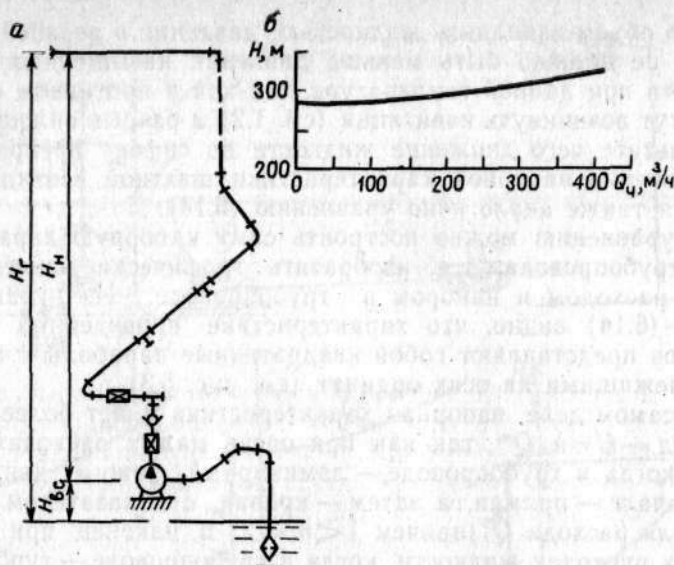


Рис. 6.4. Расчетная схема шахтного водоотливного трубопровода (а) и его напорная характеристика (б)

Сопротивление трубопровода

$$a = \frac{l + l_9}{K^2} = \frac{250 + 161}{0,14} = 3650 \text{ с}^2/\text{м}^5,$$

где $K^2 = 0,15 \text{ м}^6/\text{с}^2$ — расходная характеристика в квадрате, взятая из таблицы обобщенных параметров (см. прил. 5).

Следовательно, уравнение напорной характеристики —

$$H = 280 + 3650 \cdot Q^2 = 280 + 0,000282 Q^2.$$

Задаваясь определенными значениями расхода Q , вычислим напор H :

Q , м ³ /ч	0	100	200	300	400
H , м	280	283	291	305	325

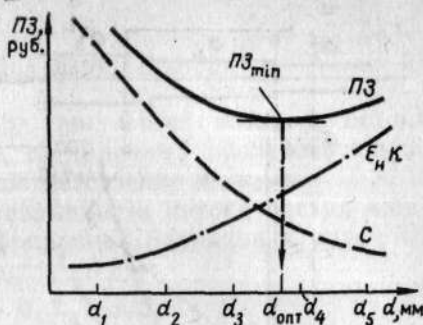
По этим данным построим характеристику трубопровода (рис. 6.4, б).

6.3. Основы технико-экономического расчета трубопроводов

Наиболее часто при проектировании трубопроводов определяют необходимые диаметр труб и напор насоса (или высоту водонапорной башни) по известным расходу жидкости Q и длине трубопровода l .

Из уравнения (6.4) видно, что при определенных l и Q с увеличением d (следовательно, с увеличением K^2) уменьшаются потери напора, а, значит, и требуемый напор, что, в свою очередь, приводит к уменьшению мощности привода насоса и снижению расхода электроэнергии на перекачку жидкости.

Рис. 6.5. Графический способ определения оптимального диаметра трубопровода



С другой стороны, увеличение d влечет за собой повышение капитальных затрат на сооружение трубопроводов. Поэтому вопрос о выборе рационального диаметра трубопровода для конкретных условий должен решаться на основании технико-экономического расчета. Для этого, задавшись рядом стандартных значений диаметра трубопровода, вычисляют для каждого варианта приведенные затраты

$$ПЗ = E_n K + C,$$

где E_n — нормативный коэффициент сравнительной эффективности; K — капитальные затраты на приобретение необходимого оборудования, его монтаж и транспортно-заготовительные расходы, а также на строительные сооружения; C — годовые эксплуатационные расходы, в которые входят стоимость электроэнергии, обслуживания, вспомогательных материалов, ревизий и наладок, а также амортизационные отчисления, для каждого вида оборудования и строительных сооружений, равные произведению соответствующих капитальных затрат и нормы амортизационных отчислений для данного вида оборудования.

С экономической точки зрения эффективным является вариант трубопровода с минимальными приведенными затратами. Параметры такого трубопровода (диаметр, скорость жидкости, гидравлический уклон и др.) называются оптимальными и определяются аналитическим или графическим (рис. 6.5) способами (последний — наиболее наглядный).

Зная $d_{\text{опт}}$, а также Q и l , нетрудно вычислить потери напора $H_{\text{пот}}$ и необходимый напор H в трубопроводе, создаваемый насосом [см. уравнения (6.3), (6.4), (6.10)].

При большом числе вариантов определение оптимального диаметра трубопровода изложенным выше методом слишком громоздко, поэтому в настоящее время в проектных организациях такие расчеты выполняют, как правило, с помощью ЭВМ. Для этого разработаны соответствующие алгоритмы и программы для типовых схем трубопроводов различного назначения.

Для ориентировочных расчетов можно пользоваться значе-

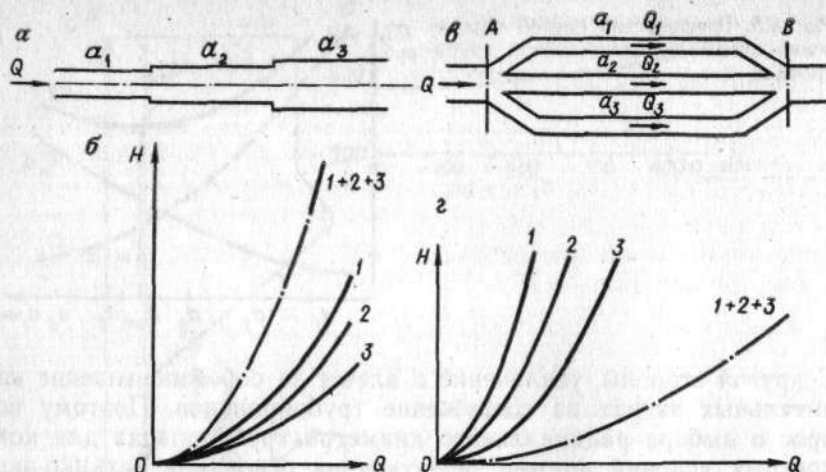


Рис. 6.6. Схемы и напорные характеристики трубопроводов, соединенных последовательно (а, б) и параллельно (в, г)

ниями оптимальных скоростей $v_{\text{опт}}$ или гидравлических уклонов $i_{\text{опт}}$, которые установлены для трубопроводов различного назначения на основании обобщения технико-экономических расчетов аналогичных трубопроводов. Например, для шахтных водоотливных трубопроводов, проложенных в вертикальных стволах глубиной 400—700 м, $v_{\text{опт}} = 2 \div 2,5$ м/с.

Зная Q и $v_{\text{опт}}$, можно найти оптимальный диаметр: $d_{\text{опт}} = \sqrt[4]{4Q/(\pi v_{\text{опт}})}$. Выбор труб для проектируемого трубопровода производят по действующим ГОСТам на трубы в зависимости от диаметра трубопровода, расчетного давления в нем и условий его эксплуатации. Например, для прокладываемого внутри зданий и сооружений трубопровода, давление в котором до 1 МПа, рекомендуется применять стальные водогазопроводные трубы (ГОСТ 3262—75), а при более высоких значениях давления — стальные электросварные и горячедеформированные (ГОСТ 8732—78) трубы.

Следует отметить, что в ГОСТах на стальные трубы приведены наружные диаметры труб, поэтому полученный в результате расчета диаметр $d_{\text{опт}} = d_p$ следует увеличить на удвоенную толщину стенки трубы (2 δ), определяемую в зависимости от материала труб и расчетного давления, а также на величину уменьшения внутреннего диаметра вследствие коррозии и отложений (k), принимаемую в зависимости от назначения трубопровода и условий его эксплуатации по отраслевым нормативным материалам (например, для водопроводов, $k = 1$ мм), т. е. $d_n = d_p + 2\delta + k$.

6.4. Сложные трубопроводы

6.4.1. Последовательное соединение трубопроводов

Рассмотрим сложный трубопровод (рис. 6.6, а), который состоит из трех простых трубопроводов, соединенных последовательно. Сопротивление каждого равно соответственно a_1, a_2, a_3 .

На основании уравнения неразрывности потока расход жидкости по каждому участку трубопровода одинаков и равен Q , а потери напора в них [см. формулу (6.2)]:

$$H_{\text{пот1}} = a_1 Q_1^2, \quad H_{\text{пот2}} = a_2 Q_2^2, \quad H_{\text{пот3}} = a_3 Q_3^2.$$

В соответствии с принципом наложения потерь общие потери напора в рассматриваемом трубопроводе

$$H_{\text{пот}} = H_{\text{пот1}} + H_{\text{пот2}} + H_{\text{пот3}} = (a_1 + a_2 + a_3) Q^2, \quad (6.15)$$

Таким образом, сопротивление сложного трубопровода при последовательном соединении труб увеличивается и в общем случае

$$a = \sum_1^n a_i. \quad (6.16)$$

Характеристику такого сложного трубопровода можно построить непосредственно по уравнению (6.10), подставляя в него a из формулы (6.16), или графически — путем суммирования ординат напорных характеристик отдельных участков трубопровода при одинаковом расходе Q в каждом из них (рис. 6.6, б).

6.4.2. Параллельное соединение трубопроводов

Рассмотрим сложный трубопровод (рис. 6.6, в), который состоит из трех простых трубопроводов, соединенных параллельно. Пусть сопротивление каждого трубопровода равно соответственно a_1, a_2, a_3 , а расход жидкости — соответственно Q_1, Q_2, Q_3 .

На основании уравнения неразрывности потока общий расход жидкости по такому трубопроводу

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3, \quad (6.17)$$

а потери напора в каждом трубопроводе в соответствии с формулой (6.2):

$$H_{\text{пот1}} = a_1 Q_1^2, \quad (6.18)$$

$$H_{\text{пот2}} = a_2 Q_2^2, \quad (6.19)$$

$$H_{\text{пот3}} = a_3 Q_3^2. \quad (6.20)$$

Потери напора в каждом простом трубопроводе, а также общие потери напора в рассматриваемом сложном трубопроводе

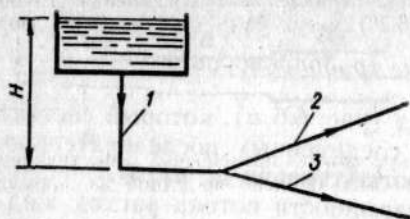


Рис. 6.7. Расчетная схема сложного трубопровода

де равны разности полных напоров в сечениях A и B :

$$H_A - H_B = H_{\text{пот}1} = H_{\text{пот}2} = H_{\text{пот}3} = H_{\text{пот}}. \quad (6.21)$$

Из уравнений (6.18) — (6.20) следует, что

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \sqrt{\frac{a_2}{a_1}}, \quad \frac{Q_2}{Q_3} = \sqrt{\frac{a_3}{a_2}}, \quad \frac{Q_3}{Q_1} = \sqrt{\frac{a_1}{a_3}}. \quad (6.22)$$

Определив по формулам (6.18) — (6.20) расход Q в каждом простом трубопроводе и подставив их в уравнение (6.17), получим общий расход жидкости по трубопроводу

$$Q = \frac{\sqrt{H_{\text{пот}1}}}{\sqrt{a_1}} + \frac{\sqrt{H_{\text{пот}2}}}{\sqrt{a_2}} + \frac{\sqrt{H_{\text{пот}3}}}{\sqrt{a_3}} = \\ = \left(\frac{1}{\sqrt{a_1}} + \frac{1}{\sqrt{a_2}} + \frac{1}{\sqrt{a_3}} \right) \sqrt{H_{\text{пот}}}.$$

Тогда потери напора в рассматриваемом трубопроводе

$$H_{\text{пот}} = \left(\frac{1}{\sqrt{a_1}} + \frac{1}{\sqrt{a_2}} + \frac{1}{\sqrt{a_3}} \right)^{-2} Q^2. \quad (6.23)$$

Таким образом, сопротивление сложного трубопровода, состоящего из нескольких простых, соединенных параллельно, уменьшается и в общем случае

$$a = \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{\sqrt{a_i}} \right)^{-2}. \quad (6.24)$$

Характеристику такого сложного трубопровода можно построить непосредственно по уравнению (6.10), подставляя в него a из формулы (6.24), или графически — путем суммирования абсцисс напорных характеристик отдельных простых трубопроводов при одинаковом напоре H в каждом из них (рис. 6.6, z).

Пример. Определим расход воды Q по сложному трубопроводу (рис. 6.7), состоящему из трех простых трубопроводов длиной соответственно $l_1 = 80$ м, $l_2 = 240$ м, $l_3 = 260$ м, с наружными диаметрами труб $d_{n1} = 273$ мм, $d_{n2} = 121$ мм, $d_{n3} = 140$ мм и толщиной стенок труб $\delta_1 = 6$ мм, $\delta_2 = \delta_3 = 3,5$ мм. Высота уровня воды в резервуаре $H = 40$ м. Местными сопротивлениями пренебречь.

В самотечном трубопроводе потери напора равны разности уровней жидкости во входном и выходном сечениях, т. е. $H_{\text{пот}} = H$.

Потери напора при последовательно-параллельном соединении трубопроводов в соответствии с (6.15) и (6.23) могут быть вычислены по формуле

$$H_{\text{пот}} = \left[a_1 + \left(\frac{1}{\sqrt{a_2}} + \frac{1}{\sqrt{a_3}} \right)^{-2} \right] Q^2.$$

Так как местными сопротивлениями можно пренебречь, сопротивление каждого простого трубопровода может быть найдено по одной из формул: $a = A_{\text{дл}} l$ или $a = l/K^2$.

Таким образом, расход воды по рассматриваемому сложному трубопроводу

$$Q = \sqrt{\frac{H}{a_1 + \left(\frac{1}{\sqrt{a_2}} + \frac{1}{\sqrt{a_3}} \right)^{-2}}} = \sqrt{\frac{H}{A_{\text{дл}1} l_1 + \left(\frac{1}{\sqrt{A_{\text{дл}2} l_2}} + \frac{1}{\sqrt{A_{\text{дл}3} l_3}} \right)^{-2}}}.$$

Значения единичных сопротивлений по длине $A_{\text{дл}}$ для различных участков выберем из таблицы обобщенных параметров (см. прил. 5), в зависимости от d_p : $d_{p1} = 261$ мм, $d_{p2} = 113$ мм, $d_{p3} = 132$ мм. Тогда

$$Q = \sqrt{\frac{40}{2,19 \cdot 80 + (1/\sqrt{181 \cdot 240} + 1/\sqrt{79,5 \cdot 260})^{-2}}} = 0,0734 \text{ м}^3/\text{с} = 264 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Проверка. Найдем расход и скорость воды на отдельных участках трубопровода.

$$Q_1 = Q = 0,0734 \text{ м}^3/\text{с}; \quad v_1 = 4Q_1/(\pi d_{p1}^2) = 4 \cdot 0,0734/(3,14 \cdot 0,261^2) = 1,37 \text{ м/с}.$$

В соответствии с формулами (6.22) $Q_2/Q_3 = \sqrt{a_3/a_2}$. Но так как $Q_3 = Q_1 - Q_2$, то

$$Q_2/(Q_1 - Q_2) = \sqrt{A_{\text{дл}3} l_3/(A_{\text{дл}2} l_2)}.$$

Подставив значения, получим уравнение

$$Q_2 = \sqrt{79,5 \cdot 260/(181 \cdot 240)} \cdot (0,0734 - Q_2) = 0,6898 (0,0734 - Q_2),$$

откуда $Q_2 = 0,03 \text{ м}^3/\text{с}$. Тогда $Q_3 = 0,0434 \text{ м}^3/\text{с}$.

$$v_2 = 4Q_2/(\pi d_{p2}^2) = 4 \cdot 0,03/(3,14 \cdot 0,113^2) = 3 \text{ м/с},$$

$$v_3 = 4Q_3/(\pi d_{p3}^2) = 4 \cdot 0,0434/(3,14 \cdot 0,132^2) = 3,17 \text{ м/с}.$$

Так как на всех участках трубопровода $v > 1,2$ м/с, значения $A_{\text{дл}}$ были приняты правильно, следовательно поправки в расчет вводить не нужно.

6.4.3. Трубопровод с путевым расходом жидкости

Трубопроводом с *путевым расходом* жидкости называется такой трубопровод, из которого жидкость раздается в ряде пунктов по его длине. При большом числе таких пунктов можно с достаточной точностью считать, что разбор жидкости осуществляется

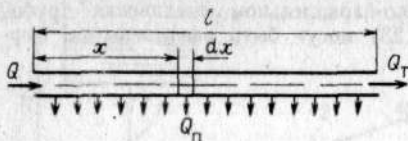


Рис. 6.8. Схема трубопровода с транзитным и путевым расходами

равномерно по длине с интенсивностью $q = Q_n/l$, единица измерения которой $(\text{м}^3/\text{с}) \cdot \text{м}^{-1}$.

Рассмотрим общий случай, когда в трубопроводе кроме равномерного путевого расхода $Q_n = ql$ имеется также *транзитный расход* Q_T , забираемый в самом конце трубопровода (рис. 6.8). При этом общий расход жидкости, поступающей в трубопровод,

$$Q = Q_T + Q_n = Q_T + ql.$$

Задача сводится к определению потерь напора в трубопроводе, но в отличие от предыдущих случаев в рассматриваемом трубопроводе расход жидкости является переменным.

Выделим на некотором расстоянии x от начала трубопровода бесконечно малый участок длиной dx , расход по которому можно считать постоянным и равным $Q_x = Q_T + q(l-x)$. Потери напора на этом участке определим по формуле (6.4):

$$dH_{\text{пот}} = \frac{Q_x^2}{K^2} dx = \frac{[Q_T + q(l-x)]^2}{K^2} dx.$$

Примем, что по длине трубопровода $K^2 = \text{const}$, тогда, проинтегрировав полученное выражение в пределах от 0 до l , получим общие потери напора во всем трубопроводе:

$$\begin{aligned} H_{\text{пот}} &= \int_0^l dH_{\text{пот}} = \frac{1}{K^2} \int_0^l [Q_T + q(l-x)]^2 dx = \frac{1}{K^2} \int_0^l \times \\ &\times [Q_T^2 + 2Q_Tq(l-x) + q^2(l-x)^2] dx = \frac{1}{K^2} \left[Q_T^2 x + 2Q_Tq lx - \right. \\ &\left. - 2Q_Tq \frac{x^2}{2} + Q_n^2 x - 2Q_nq \frac{x^2}{2} + q^2 \frac{x^3}{3} \right]_0^l = \frac{1}{K^2} \times \\ &\times \left(Q_T^2 l + 2Q_TQ_n l - Q_TQ_n l + Q_n^2 l - Q_n^2 l + \frac{Q_n^3 l}{3} \right) = \\ &= \frac{l}{K^2} \left(Q_T^2 + Q_TQ_n + \frac{Q_n^3}{3} \right), \end{aligned}$$

или

$$H_{\text{пот}} = \frac{l}{K^2} \left(Q_T^2 + Q_TQ_n + \frac{Q_n^3}{3} \right) = \frac{l}{K^2} Q_3^2 = aQ_3^2, \quad (6.25)$$

где $Q_3 = \sqrt{Q_T^2 + Q_TQ_n + Q_n^2/3}$ — эквивалентный расход в конце трубопровода, при котором потери напора получаются такие же, как при транзитном Q_T и путевом Q_n расходах.

Если транзитный расход в трубопроводе отсутствует ($Q_T = 0$), то непрерывное питание эквивалентно питанию, сосредоточенному в конце трубопровода, с расходом $Q_s = Q_n / \sqrt{3} \approx 0,58 Q_n$.

6.5. Основы расчета газопроводов

По сравнению с движением капельных жидкостей движение газов имеет ряд особенностей, обусловленных различием физических свойств жидкостей и газов (в частности, зависимостью плотности газа от давления и температуры).

Изменение удельной энергии газа на элементарном участке газопровода длины dl можно выразить уравнением

$$d\left(\frac{v^2}{2}\right) + d\left(\frac{p}{\rho}\right) + d(gz) + \lambda \frac{dl}{d} \frac{v^2}{2} = 0.$$

Пренебрегая в этом уравнении изменением удельных кинетической энергии и энергии положения, которое намного меньше изменения удельной энергии давления, и принимая для элементарного участка $\rho = \text{const}$, получим

$$-dp = \lambda \frac{dl}{d} \rho \frac{v^2}{2g}. \quad (6.26)$$

В соответствии с уравнением неразрывности для газов (3.23) для газопровода постоянного сечения $v = v_1 \rho_1 / \rho$, тогда

$$-dp = \lambda \frac{dl}{d} \frac{\rho_1^2}{\rho} \frac{v_1^2}{2g}. \quad (6.27)$$

В этом выражении и в последующих индекс 1 обозначает параметры газа в начале газопровода, индекс 2 — параметры в конце трубопровода. Текущие параметры — без индекса.

При отсутствии тепловой изоляции газопровода (что характерно для шахтных пневматических и дегазационных трубопроводов) и при изменении скорости газа в нем по длине не более чем в два раза температура газа по всей длине газопровода остается практически одинаковой ($T \approx \text{const}$) и примерно равной температуре окружающей среды, т. е. в газопроводе имеет место изотермический процесс. При $T = \text{const}$ в соответствии с уравнениями состояния газа (1.4) или (1.5) можно записать: $p/\rho = p_1/\rho_1$, откуда $\rho = \rho_1 p/p_1$. Подставляя значение ρ в уравнение (6.27), получим

$$-p dp = \left(\frac{\lambda}{d} \rho_1 p_1 \frac{v_1^2}{2g} \right) dl. \quad (6.28)$$

В общем случае $\lambda = f(\text{Re}, \Delta/d)$, где $\text{Re} = vd/\nu = \rho vd/\mu = 4Q_m/(\mu \pi d)$. Принимая для данного трубопровода одинаковую относительную шероховатость труб (Δ/d) и учитывая, что при изотермическом процессе температура газа является постоянной

(следовательно, при данном массовом расходе Q_m число Рейнольдса Re также постоянно, несмотря на изменение скорости движения газа и его плотности), коэффициент Дарси λ можно считать одинаковым по длине газопровода. Тогда, интегрируя уравнение (6.28) в пределах от 0 до l (правую часть) и от p_1 до p_2 (левую часть), получим

$$-\frac{p_2^2}{2} + \frac{p_1^2}{2} = \lambda \frac{l}{d} \rho_1 p_1 \frac{v_1^2}{2g}$$

или после преобразования,

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2p_1} = \lambda \frac{l}{d} \rho_1 \frac{v_1^2}{2g} \quad (6.29)$$

Представим левую часть уравнения (6.29) в следующем виде:

$$\begin{aligned} \frac{p_1^2 - p_2^2}{2p_1} &= \frac{(p_1 - p_2)(p_1 + p_2)}{2p_1} = \frac{p_1 - p_2}{2} \left(1 + \frac{p_2}{p_1}\right) = \frac{p_1 - p_2}{2} \times \\ &\times \left(1 + \frac{p_1 - \Delta p}{p_1}\right) = \frac{p_1 - p_2}{2} \left(2 - \frac{\Delta p}{p_1}\right). \end{aligned}$$

Тогда падение давления в газопроводе длиной l и диаметром d

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{2}{2 - \Delta p/p_1} \lambda \frac{l}{d} \rho_1 \frac{v_1^2}{2g} \quad (6.30)$$

Полученное уравнение отличается от формулы Дарси — Вейсбаха для несжимаемой жидкости (5.3) только множителем $2/(2 - \Delta p/p_1)$. Заменяя в уравнении (6.30) скорость массовым расходом из уравнения (3.13), т. е. $v_1 = Q_m/(\rho_1 \omega_1) = 4Q_m/(\rho_1 \pi d^2)$, получим

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{2}{2 - \Delta p/p_1} \frac{8\lambda l}{\rho_1 \pi^2 d^5 g} Q_m^2 = \quad (6.31)$$

При расчете газопроводов и воздухопроводов следует различать два возможных случая движения по ним газа:

при небольшом относительном изменении давления $(\Delta p/p_1) \times 100\% < 4 \div 5\%$ (например, движении воздуха в шахтной вентиляционной сети или в вентиляционных трубопроводах местного проветривания). Тогда, с достаточной для практики точностью ($2 \div 2,5\%$), можно пренебречь сжимаемостью газа, т. е. считать его плотность $\rho = (\rho_1 + \rho_2)/2 = \text{const}$ и пользоваться обычной формулой Дарси — Вейсбаха;

при значительном относительном изменении давления $(\Delta p/p_1) \cdot 100\% > 4 \div 5\%$ (например, в шахтных пневматических и дегазационных трубопроводах). Тогда пренебрегать сжимаемостью нельзя, а падение давления следует определять по формуле (6.30) или (6.31).

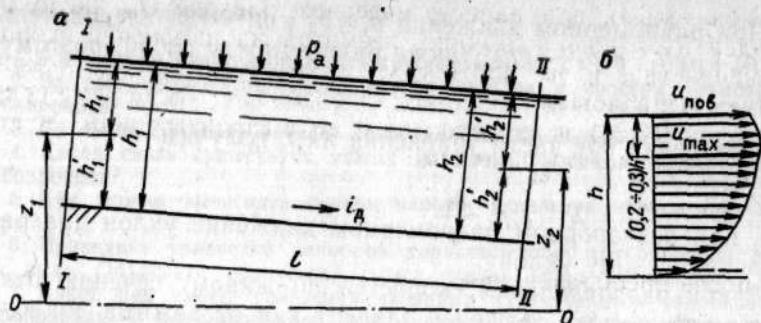


Рис. 6.9. Равномерное движение жидкости в открытом русле

Решая уравнение (6.31) относительно Q_m , можно получить формулу для определения расхода газа:

$$Q_m = \frac{\pi d^3}{4} \sqrt{\frac{\rho_1 d}{\lambda l} \frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1}} = \frac{\pi d^3}{4} \sqrt{\frac{d g}{\lambda} \frac{p_1^3}{RT_1} [1 - (p_2/p_1)^2]}. \quad (6.32)$$

На практике чаще всего приходится определять не расход газа, а подбирать диаметр труб газопровода по известным расходу и падению давления. Эта задача решается следующим образом: весь газопровод разбивают на простые участки; задаются допустимым падением давления от вакуум-насоса или компрессора до наиболее удаленной скважины или потребителя сжатого воздуха ($\Delta p_{\text{общ}}$); находят допустимое падение давления на данном участке, $\Delta p_{\text{уч}} = \Delta p_{\text{общ}} l_{\text{уч}} / l_{\text{общ}}$; определяют конечное давление на участке $p_2 = p_1 - \Delta p_{\text{уч}}$, а затем по формуле (6.33), полученной из (6.32), вычисляют требуемый диаметр трубы

$$d = \sqrt[5]{\frac{16 \lambda M R T_1}{\pi^2 p_1^2 [1 - (p_2/p_1)^2]} Q_m^2}. \quad (6.33)$$

6.6. Равномерное движение жидкости в открытых руслах

Движение жидкости в открытых руслах, а также в трубах, частично заполненных жидкостью (безнапорное движение), характеризуется наличием свободной поверхности потока, давление на которую равно атмосферному.

Рассмотрим установившееся равномерное движение жидкости в открытом русле (лотке, канале), имеющем уклон дна i_n (рис. 6.9, а), и составим для сечений этого потока I—I и II—II уравнение Бернулли:

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + H_{\text{пот } 1-2}.$$

При равномерном движении $v_1 = v_2$ и $h_1' = h_2'$, следовательно, $p_1 = p_a + \rho g h_1'$ и $p_2 = p_a + \rho g h_2'$ также равны между собой, поэтому

$$z_1 - z_2 = H_{\text{пот 1-2}},$$

или, разделив обе части уравнения на l , получим

$$i_d = i,$$

т. е. при безнапорном равномерном движении уклон дна равен гидравлическому уклону.

Закон распределения скоростей по живому сечению открытого русла весьма сложен и зависит как от режима движения, так и от формы поперечного сечения русла. Обычно течение жидкости в открытых руслах имеет турбулентный характер. Многочисленные измерения (в реках, каналах и др.) показывают, что скорость потока максимальна не на поверхности, а на глубине, равной $(0,2 \div 0,3)h$ от свободной поверхности. Средней же скорости поток достигает на глубине примерно $0,6h$, причем $u_{\text{пов}} \approx (0,9 \div 0,95)u_{\text{max}}$, а $v \approx (0,75 \div 0,8)u_{\text{max}}$. Примерная эпюра скоростей по вертикали, проведенной в середине живого сечения потока, приведена на рис. 6.9, б.

Основной расчетной формулой для безнапорных потоков является формула Шези (5.5):

$$v = C \sqrt{iR}$$

или

$$Q = C_{\omega} \sqrt{iR}, \quad (6.34)$$

где C — коэффициент формулы Шези, определяемый при квадратичном законе сопротивления по формуле (5.37) или по другим формулам, аналогичным ей.

Анализируя формулу (6.34), видим, что с точки зрения гидравлики наиболее рациональное сечение канала ω , т. е. сечение, для которого при прочих равных условиях (уклоне дна, площади поперечного сечения, шероховатости стенок) обеспечивается наибольший расход жидкости, — это сечение, имеющее максимальный гидравлический радиус R_{max} или (при заданном ω) минимальный смоченный периметр χ_{min} .

Из геометрии известно, что из всех равновеликих фигур наименьший периметр имеет круг, следовательно, с гидравлической точки зрения наиболее рациональной формой сечения канала является полукруг. Однако, на практике прокладка каналов такого сечения связана со значительными техническими трудностями и большими затратами. Поэтому каналы обычно имеют трапециевидное сечение.

Вопросы для самопроверки

1. Как можно классифицировать трубопроводы?
2. За счет чего восполняются потери напора в простом самотечном трубопроводе?
3. От каких факторов зависит сопротивление трубопровода?
4. Какая связь существует между потерями напора и сопротивлением трубопровода?
5. Как можно вычислить потери напора, используя обобщенные параметры?
6. Приведите уравнение напорной характеристики трубопровода в общем виде. Объясните физический смысл членов этого уравнения.
7. Какой вид имеют уравнения напорных характеристик водоотливного трубопровода и вентиляционной сети шахты? Как их выразить графически?
8. В чем заключается технико-экономический расчет трубопровода?
9. Как определить общее сопротивление трубопровода при последовательном и параллельном соединениях двух простых трубопроводов?
10. Как графически построить суммарную характеристику двух простых трубопроводов, соединенных последовательно, параллельно?
11. Какие величины входят в формулу Шези?
12. Какой вид имеет эпюра скоростей в поперечном сечении открытого русла на вертикали при равномерном движении жидкости?
13. Какую форму имеет рациональное сечение открытого русла?
14. Определите длину l простого самотечного трубопровода, идущего от резервуара водонапорной башни вертикально вниз до земли, а затем горизонтально по земле, если наружный диаметр неовых стальных электросварных прямошовных труб $d_n=219$ мм, а толщина их стенок $\delta=5$ мм. Высота уровня воды в резервуаре до оси горизонтальной части трубопровода $H=30$ м, расход воды $Q=360$ м³/ч, сумма коэффициентов местных сопротивлений в трубопроводе $\Sigma\zeta_m=8,5$.

(Ответ: $l=368$ м.)

7. НЕУСТАНОВИВШЕЕСЯ НАПОРНОЕ ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ

7.1. Общие сведения

При неустановившемся движении жидкости все параметры потока изменяются во времени. В общем случае решить дифференциальные уравнения, описывающие физические процессы при неустановившемся движении, невозможно вследствие сложности структуры потока и отсутствия надежной связи между массами отдельных элементов. Поэтому следует рассматривать два случая такого движения:

неустановившееся плавно изменяющееся напорное движение жидкости, при изучении которого можно использовать простейшую параллельно-струйную модель, пренебрегая сжимаемостью жидкости и упругостью стенок труб, а также принять, что в определенный момент времени расход жидкости вдоль трубы постоянен, и, следовательно, справедливо уравнение неразрывности;

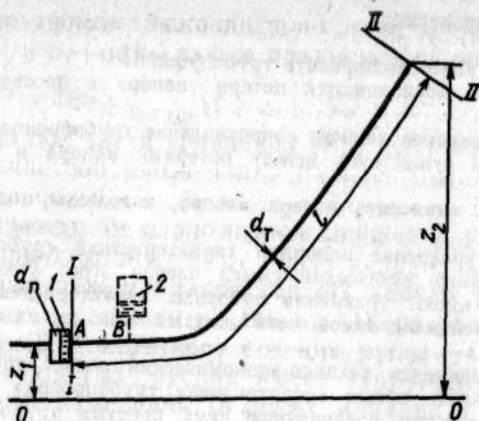


Рис. 7.1. Схема гидравлической системы с неустановившимся плавно изменяющимся движением жидкости

неустановившееся напорное движение жидкости, при исследовании которого нельзя пользоваться простейшей моделью жидкости, так как необходимо учитывать сжимаемость жидкости и деформацию стенок трубопровода (случай гидравлического удара).

7.2. Неустановившееся напорное движение несжимаемой жидкости в неупругом трубопроводе

Эту простейшую модель движения широко используют при изучении и расчете гидравлической системы, в которой на жидкость, находящуюся в трубопроводе и имеющую определенную массу, действует внешний фактор, например, поршень 1, создающий ускоренное движение (рис. 7.1). При неустановившемся движении в уравнение Бернулли (4.28), составленное для данной модели, добавляется инерционный член $H_n = p_n / (\rho g)$, т. е.

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + H_{\text{пот } 1-2} \pm H_n. \quad (7.1)$$

Инерционное давление

$$p_n = \frac{4P_n}{\pi d_T^2} = \frac{j_T \rho l (\pi d_T^2 / 4)}{(\pi d_T^2 / 4)} = j_T \rho l,$$

где j_T — ускорение жидкости, создаваемое поршнем; l — длина трубопровода; d_T — диаметр трубопровода.

Подставив полученное значение в выражение для инерционного напора и сделав элементарные преобразования, получим

$$H_n = p_n / (\rho g) = j_T l / g. \quad (7.2)$$

Уравнение Бернулли в определенный момент времени для данного случая примет вид (при $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$):

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + H_{\text{пот } 1-2} \pm \frac{j_{\tau} l}{g}. \quad (7.3)$$

Если трубопровод по всей длине имеет постоянный диаметр d_{τ} , отличный от диаметра поршня d_n , то ускорение жидкости $j_{\tau} = j_n d_n^2 / d_{\tau}^2$. Живое сечение потока по всей длине одинаковое, следовательно, и средняя скорость воды в трубопроводе также одинаковая, т. е. $v_1 = v_2$. Потери напора можно выразить через гидравлический уклон: $H_{\text{пот } 1-2} = il$.

Подставляя эти зависимости в уравнение (7.3), получим давление в сечении 1—1:

$$p_1 = p_2 + \rho g \left[z_2 - z_1 + l \left(i + \frac{j_n d_n^2}{g d_{\tau}^2} \right) \right]. \quad (7.4)$$

Анализируя уравнение (7.4), можно сделать вывод, что изменение давления жидкости в трубопроводе обусловлено движением поршня. В данном случае $j_n = f(t)$, а остальные параметры системы не зависят от времени. Такую модель гидросистемы широко используют при исследовании и расчетах гидравлических систем с объемными насосом и гидроприводами.

Для количественной оценки влияния инерционного напора на давление в цилиндре насоса проведем расчет для следующей системы: поршневой насос откачивает воду с нижнего горизонта на верхний; разность отметок $z_2 - z_1 = 100$ м; длина трубопровода $l = 1500$ м; максимальное ускорение поршня насоса $j_n = 3$ м/с²; вода из трубопровода поступает в атмосферу, т. е. $p_2 = p_a$; гидравлический уклон $i = 0,1$; $d_n = 0,3$ м, $d_{\tau} = 0,176$ м.

При установившемся движении избыточное давление в цилиндре

$$p = \rho g (z_2 - z_1 + il) = 9,81 \cdot 10^3 (100 + 0,1 \cdot 1500) = 2,5 \cdot 10^6 = 2,5 \text{ МПа},$$

а при неустановившемся движении в определенный период времени при максимальном ускорении поршня $j_n = 3$ м/с² давление [см. (7.4).]

$$p_1 = 9,81 \cdot 10^3 \left[100 + 0,1 \cdot 1500 + \frac{3 \cdot 1500 \cdot 0,09}{9,81 \cdot 0,031} \right] = 15,5 \text{ МПа}.$$

Таким образом, в данном случае давление в цилиндре при неустановившемся движении в 6 раз больше, чем при установившемся.

Нормальная эксплуатация систем при высоком инерционном напоре без применения средств снижения инерционного давления невозможна. К таким средствам относится в данном слу-

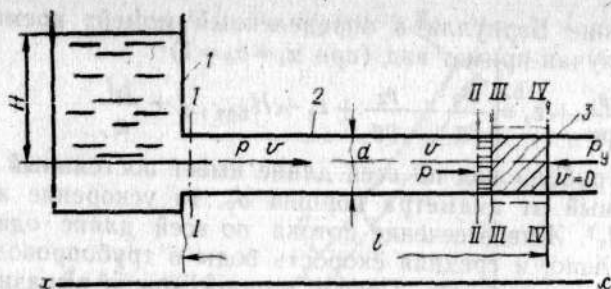


Рис. 7.2. Расчетная схема к выводу уравнения Жуковского

чае демпфирующее устройство 2 (см. рис. 7.1) — газовый (воздушный) колпак, который устанавливается на выходе из насоса. Тогда в неустановившемся движении участвует только масса воды между колпаком и насосом (участок $A-B$). Движение жидкости в нагнетательном трубопроводе — установившееся, поэтому давление в колпаке незначительно отличается от давления, определяемого геометрической высотой и потерей напора в трубопроводе. Инерционный напор весьма мал, так как определяется массой жидкости между колпаком и насосом, следовательно, можно принять, что давление на поршень в этом случае будет таким же, как при установившемся движении.

Подобными устройствами, обычно газовыми (воздушными) колпаками, оборудуют объемные насосы, устанавливаемые на длинных напорных трубопроводах, или насосы, поршни которых движутся со значительными ускорениями.

7.3. Гидравлический удар в трубопроводе

Резкое изменение скорости жидкости в каком-либо сечении напорного трубопровода приводит к ускорению или замедлению движения жидкости. В результате возникают силы инерции, обуславливающие быстрое повышение или понижение давления в потоке, — происходит гидравлический удар, который, в отличие от жесткого удара твердых тел, является упругим, и при котором давление распространяется вдоль трубопровода волнами, подобно звуковым волнам.

Несмотря на то, что явление гидравлического удара, неоднократно приводившего к авариям трубопроводов, было известно достаточно давно, объяснение этого сложного физического процесса было дано лишь в 1898 г. проф. Н. Е. Жуковским. Теория гидравлического удара и расчетные формулы, полученные им, используются во всем мире при расчете трубопроводов и при дальнейшем изучении этого явления.

Рассмотрим горизонтальную трубу 2 (рис. 7.2), соединенную

с резервуаром 1, заполненным водой. На конце трубы 3 установлен кран (на рисунке не показан). Пренебрегая потерями напора, можно считать, что давление в трубе при движении жидкости равно статическому, т. е. высоте столба жидкости в резервуаре: $p = \rho g H$.

При быстром (мгновенном) закрытии крана бесконечно малая масса жидкости, непосредственно прилегающая к крану (между сечениями II-II—IV-IV), мгновенно останавливается, и скорость ее становится равной нулю. Происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную, приводящее к изменению давления.

Изменение количества движения объема жидкости между сечениями II-II и IV-IV происходит под действием массовых и поверхностных сил. Спроектируем количество движения и силы на горизонтальную ось: проекция силы тяжести равна нулю, а проекции сил инерции и поверхностных сил давления равны соответствующим силам. Скорость в сечении II-II равна средней скорости в трубопроводе, а давление — гидростатическому давлению в резервуаре. В сечении IV-IV давление равно ударному давлению, а скорость равна нулю.

Составим для этих условий уравнение количества движения [см. (4.33)]:

$$(p - p_y) \frac{\pi d^2}{4} dt = (0 - v) dm,$$

где $dm = \frac{\pi d^2}{4} \rho dl$. Подставляя это значение в уравнение, получим $p_y - p = \rho v dl/dt$.

Обозначим: $dl/dt = c$ — скорость фронта волны давления вдоль трубы; $p_y - p = \Delta p_y$ — приращение давления при гидравлическом ударе. Тогда после подстановки этих значений в формулу получим формулу Жуковского для определения приращения давления при, так называемом, прямом гидравлическом ударе:

$$\Delta p_y = \rho v c. \quad (7.5)$$

Скорость распространения фронта ударной волны, как было доказано Н. Е. Жуковским, зависит от упругих свойств жидкости и трубопровода и может быть найдена по формуле

$$c = \sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho}} / \sqrt{1 + \frac{d}{\delta} \frac{E_{ж}}{E}}, \quad (7.6)$$

где $E_{ж}$ — модуль упругости жидкости (для воды $E_{ж} = 2 \cdot 10^9$ Па); E — модуль упругости материала трубопровода (для стали $E = 1 \cdot 10^{11}$ Па); δ — толщина стенок трубы.

По своему значению c близка к скорости распространения звука в неограниченном объеме жидкости, т. е. $c_{зв} = \sqrt{E_{ж}/\rho}$, т. к. знаменатель формулы (7.6) мало отличается от единицы. Для

неограниченного объема воды $c_{зв}=1430$ м/с, для стальных водопроводов $c_{зв}=1050\div 1350$ м/с.

Образование ударной волны можно объяснить следующим образом. При мгновенном закрытии крана, установленного на конце трубы 3 (см. рис. 7.2), жидкость, заключенная между сечениями II-II—IV-IV, останавливается. Происходит повышение давления [см. (7.5)], что приводит к сжатию жидкости между сечениями III-III и IV-IV и расширению трубопровода (штриховая линия). В результате, освобождается объем между сечениями II-II и III-III, куда жидкость вливается со средней скоростью, равной скорости ее до удара при гидравлическом давлении столба в резервуаре I.

Движущаяся жидкость, достигнув сечения III-III, останавливается ($v=0$), а давление мгновенно повышается до p_y . Этот процесс со скоростью c распространяется в сторону резервуара. В момент времени $t=l/c$ во всем трубопроводе $v=0$, а давление равно p_y . Так как $p_y > p$, вода из трубопровода начинает выливаться в резервуар со скоростью v , а давление падает до p . По истечении времени $T=2l/c$, называемого фазой удара, во всем трубопроводе давление будет равным давлению в резервуаре p , а скорость — v . Если не происходит отрыва жидкости от крана, то скорость ее падает до нуля. Одновременно с этим падает и давление у крана на величину Δp . Этот процесс с пониженным давлением $p-\Delta p$ и при $v=0$ распространяется в сторону резервуара со скоростью c . По истечении времени $t=3l/c$ давление во всем трубопроводе станет меньше, чем давление в резервуаре, а скорость $v=0$. Поэтому в трубопровод начинает поступать жидкость со скоростью v , а давление будет повышаться до давления в резервуаре. По истечении времени $t=4l/c$ жидкость при скорости v и давлении p достигает крана, но так как он закрыт, процесс повторяется сначала, т. е. возникает колебательный процесс. Так протекает прямой гидроудар.

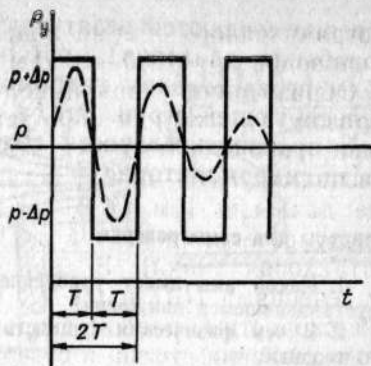
В действительности, вследствие гидравлического сопротивления, колебание давления в трубопроводе — затухающий процесс (рис. 7.3, пунктирная кривая). Кроме того, давление нарастает (и падает) не мгновенно.

Если время закрытия крана $t_3 \geq T=2l/c$, то происходит не прямой гидравлический удар. Приращение давления при этом может быть ориентировочно определено по формуле

$$\Delta p_y' = \rho c v T / t_3 = 2 \rho l v / t_3. \quad (7.7)$$

Превышение давления при гидравлическом ударе может быть значительным, приводя к разрыву трубопровода. Кроме превышения давления ударная волна вызывает колебание труб с частотой, равной частоте волны удара $f=c/(4l)$. Если частота вынужденных колебаний, вызванных гидравлическим ударом, совпадает с частотой собственного колебания труб, то может

Рис. 7.3. Колебание давления в трубопроводе при прямом гидроударе



возникнуть резонанс и произойти разрушение трубопровода. Во избежание этого необходимо применять устройства, способные локализовать вредные последствия, вызванные этими явлениями.

Наиболее простыми и распространенными в технике средствами защиты трубопроводов от гидравлических ударов во время штатных остановок являются запорные устройства, обеспечивающие медленное перекрытие проходного сечения, что существенно снижает ударное давление [см. формулу (7.7)].

В тех случаях, когда по условиям эксплуатации возможно случайное прекращение расхода жидкости, устанавливают воздушные колпаки или специальные гасители удара.

Предохранительные клапаны эффективны в том случае, если они устанавливаются перед запорным устройством (т. е. если направление ударной волны противоположно направлению начальной скорости). Для шахтных водоотливных трубопроводов они непригодны, поэтому в таких трубопроводах устанавливают механогидравлические гасители (например, разработанные в ДПИ и серийно выпускаемые промышленностью). Принцип действия их заключается в том, что при пониженном давлении, возникающем перед обратным клапаном, автоматически срабатывает гидравлическая система, открывающая выходное сечение гасителя. Отраженная волна поступает через медленно закрывающийся гаситель, при этом давление плавно повышается до значения, соответствующего геометрической высоте.

Однако явление гидравлического удара может быть и полезным в технике. Например, в некоторых устройствах (гидравлические тараны, гидронпульсаторы) гидравлический удар создается искусственно.

Гидронпульсатор применяется в различных устройствах, в частности, в гидромониторах, используемых при гидромеханизации добычи полезных ископаемых и вскрышных работ. С помощью гидронпульсатора на участке трубопровода определенной длины непосредственно перед гидромонитором искус-

ственно создаются незатухающие гидравлические удары (автоколебания давления), обеспечивающие повышение давления воды перед стволом гидромонитора в 1,5—2 раза и получение пульсирующей струи. Это, в свою очередь, приводит к повышению производительности гидроотбойки и снижению энергоемкости гидромонитора.

Вопросы для самопроверки

1. Какой вид имеет уравнение Бернулли при медленно изменяющемся неустановившемся движении?

2. В чем физическая сущность гидравлического удара? Кто разработал его теорию?

3. Какие негативные явления вызывает гидравлический удар в водоотливном трубопроводе?

4. Какие средства предусмотрены для защиты трубопровода от гидравлического удара?

5. Определите приращение ударного давления в трубопроводе при начальной скорости жидкости 2 м/с, скорости ударной волны 1300 м/с и плотности жидкости 1000 кг/м³.

(Ответ: 2,6·10⁶ Па.)

6. Определите значение фазы ударной волны при длине трубопровода 1300 м и скорости ударной волны 1300 м/с.

(Ответ: 2 с.)

8. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ

В инженерной практике часто приходится иметь дело с истечением жидкости из отверстий различных форм и размеров, через насадки, водосливы и т. д. Истечение жидкости может происходить как в атмосферу (незатопленные отверстия), так и под уровень (затопленные отверстия), при постоянном напоре или при переменном напоре перед отверстием.

8.1. Истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре

Малым называют отверстие, вертикальный размер которого значительно меньше напора перед отверстием (рис. 8.1, а), что позволяет считать давление во всех точках этого отверстия практически одинаковым.

Тонкой, с гидравлической точки зрения, считают стенку, если вытекающая через отверстие в ней струя жидкости соприкасается лишь с кромкой отверстия, обращенной внутрь резервуара, и не касается боковой поверхности отверстия, т. е. стенку, в которой отверстие имеет острые кромки (рис. 8.1, в) или стенку малой толщины δ (рис. 8.1, б), например, для отверстия круглой формы $\delta \leq 0,2 d_0$. При истечении жидкости через отверстие в тонкой стенке будут возникать только местные потери напора.

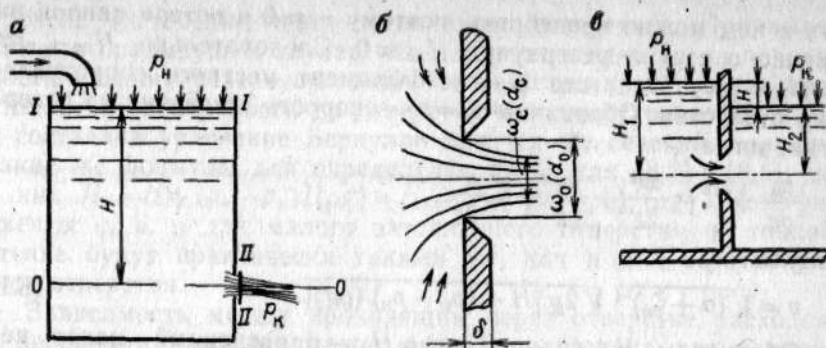


Рис. 8.1. Истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке

При истечении жидкости через малое отверстие площадью ω_0 , расположенное в тонкой стенке, струя жидкости на выходе из отверстия сужается вследствие инерции частиц, движущихся по криволинейным траекториям (см. рис. 8.1, а, б). На небольшом расстоянии от отверстия (для круглого отверстия это расстояние равно примерно половине его диаметра) образуется сжатое сечение, имеющее минимальную площадь ω_c , и возникает практически параллельно-струйное движение частиц. Обозначим $\omega_c/\omega_0 = \epsilon$, который называется коэффициентом сжатия струи. При, так называемом, совершенном сжатии (когда дно и боковые стенки резервуара отстоят от отверстия на расстоянии не менее трех—пятикратного размера отверстия и не оказывают влияния на форму вытекающей струи) для отверстий круглой и квадратной формы $\epsilon = 0,6 \div 0,64$.

Определим скорость истечения и расход жидкости на примере истечения жидкости через малое отверстие в тонкой боковой стенке резервуара (см. рис. 8.1, а) при постоянном уровне жидкости в резервуаре ($H = \text{const}$), т. е. при установившемся движении жидкости через отверстие. Проанализируем этот процесс с помощью уравнения Бернулли. Проведем два сечения: I-I — по поверхности жидкости в резервуаре; II-II — по струе (в сжатом ее сечении); а также плоскость сравнения 0-0, проходящую по оси отверстия. Запишем для этих сечений уравнение Бернулли:

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + H_{\text{пот } 1-2}.$$

Пусть в общем случае давление жидкости на поверхности резервуара — p_n , а на выходе из отверстия — p_k , тогда $p_1 = p_n$, а $p_2 = p_k$ (в частном случае, когда истечение происходит в атмосферу, в любом сечении струи давление равно p_a). Так как резервуар имеет большое поперечное сечение, скоростью жидко-

сти в нем можно пренебречь, поэтому $v_1 \approx 0$ и потери напора на трение о стенки резервуара $H_{\text{дл}} \approx 0$. Следовательно, $H_{\text{пот1-2}} \approx H_m \approx \xi_0 v_2^2 / (2g)$, где ξ_0 — коэффициент местного сопротивления отверстия. Обозначим $v_2 = v$ — скорость истечения из отверстия, тогда

$$\frac{p_n}{\rho g} + H = \frac{\alpha v^2}{2g} + \frac{p_k}{\rho g} + \xi_0 \frac{v^2}{2g},$$

откуда

$$v = \sqrt{(\alpha + \xi_0)^{-1} \sqrt{2g[H + (p_n - p_k)/(\rho g)]}}. \quad (8.1)$$

Обозначим $H + (p_n - p_k)/(\rho g) = H_0$ — приведенный напор перед отверстием, а $\sqrt{(\alpha + \xi_0)^{-1}} = \varphi$ — коэффициент скорости. Тогда

$$v = \varphi \sqrt{2gH_0}. \quad (8.2)$$

Если пренебречь сопротивлением и неравномерностью распределения скоростей в струе, т. е. принять $\xi_0 = 0$ и $\alpha = 1$, что характерно для идеальной жидкости, то $\varphi = 1$. В результате получим известную формулу Торричелли для теоретической скорости истечения:

$$v_T = \sqrt{2gH_0}. \quad (8.3)$$

Так как $\varphi < 1$, действительная скорость истечения v всегда меньше теоретической v_T . При истечении воды и воздуха, когда обычно имеет место турбулентное движение, можно принимать $\xi_0 \approx 0,06$ и $\varphi \approx 0,97 \div 0,98$.

Расход жидкости через отверстие

$$Q = v \omega_c.$$

Заменим ω_c произведением $\varepsilon \omega_0$, а v — ее значением из уравнения (8.2), тогда

$$Q = \varphi \varepsilon \omega_0 \sqrt{2gH_0}$$

или

$$Q = \mu \omega_0 \sqrt{2gH_0}, \quad (8.4)$$

где $\mu = \varphi \varepsilon$ — коэффициент расхода отверстия (в технической литературе этот коэффициент часто также обозначают α).

При указанных выше значениях φ и ε значение μ для отверстий круглой и квадратной формы составляет $\mu_0 = 0,6 \div 0,63$. Следует отметить, что указанные выше значения коэффициентов φ , ε , μ_0 справедливы только при больших числах Рейнольдса ($Re \geq 10^5$), в общем случае они являются также функцией Re [1]. [47 с. 118]

Если пространство, куда вытекает жидкость, также заполнено жидкостью (см. рис. 8.1, в), то истечение происходит под

уровень (истечение через затопленное отверстие). Принимая, как и в предыдущем случае, что давление жидкости на поверхности каждого резервуара равно соответственно p_n и p_k , а расстояние от поверхности до отверстия — соответственно H_1 и H_2 и составляя уравнение Бернулли для тех же сечений, получим такие же формулы для определения v и Q , как (8.2) и (8.4), но в них $H_0 = H + (p_n - p_k) / (\rho g) = H_1 - H_2 + (p_n - p_k) / (\rho g)$. Коэффициенты φ , ϵ , μ для малого затопленного отверстия в тонкой стенке будут практически такими же, как и для незатопленного отверстия.

Зависимость между проходящим через отверстие расходом и перепадом давления может быть использована для измерения расхода с помощью диафрагмы или с помощью других сужающих устройств.

Применяя тот же метод, который был использован для вывода уравнения (8.1), и используя уравнение Бернулли для сжимаемых жидкостей (4.24), можно получить формулу для определения скорости истечения газа из отверстия:

$$v = \varphi \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_n}{\rho_n} \left[1 - \left(\frac{p_k}{p_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} =$$

$$= \varphi \sqrt{2 \frac{p_n - p_k}{\rho_n} \left[1 - \left(\frac{v}{2c_{зв}} \right)^2 \right]}. \quad (8.5)$$

Во всех случаях, когда скорость истечения газа v значительно меньше скорости звука $c_{зв}$ в покоящемся газе, отношением $v/(2c_{зв})$ можно пренебречь и определять v по формуле (8.2).

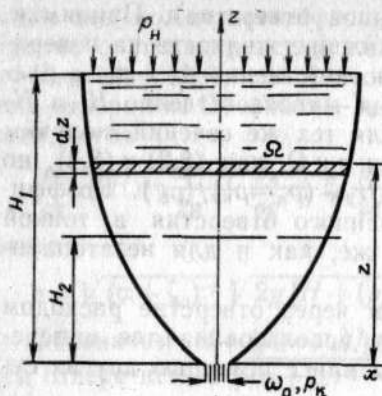
Массовый расход газа через отверстие

$$Q_m = \epsilon \omega_0 v \rho_n = \mu \omega_0 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \rho_n p_n \left[\left(\frac{p_k}{p_n} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_k}{p_n} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (8.6)$$

В шахтной практике сопротивление вентиляционной сети характеризуется, как правило, эквивалентным отверстием. *Эквивалентное отверстие* — это воображаемое круглое отверстие площадью A в тонкой стенке, в котором при прохождении через него такого же расхода воздуха, как и по шахтной вентиляционной сети, возникает перепад давления Δp , равный потерям давления шахтной вентиляционной сети (депрессии шахты). Размерность эквивалентного отверстия $[A] = L^2$, единица СИ — м².

Формулу для вычисления эквивалентного отверстия A можно получить из уравнения (8.4), если выразить в нем ω_0 через A , а H — через $\Delta p / (\rho g)$ и принять $\mu = 0,65$, $\rho = 1,2$ кг/м³: $Q = 0,65 A \sqrt{2g \Delta p / (\rho g)} = 0,65 A \sqrt{2 \Delta p / 1,2}$. Решая его относительно A ,

Рис. 8.2. Истечение жидкости через малое отверстие при переменном напоре



получим известную в теории рудничной вентиляции формулу для определения эквивалентного отверстия шахты в квадратных метрах:

$$A_{\text{ш}} = 1,19Q/\sqrt{\Delta p}, \quad (8.7)$$

где Q — расход воздуха в вентиляционной сети шахты, $\text{м}^3/\text{с}$; Δp — потери давления в шахтной вентиляционной сети (депрессия шахты), Па.

8.2. Истечение жидкости через малое отверстие при переменном напоре

Истечение жидкости через отверстия при переменном напоре представляет значительный интерес, так как именно оно обычно наблюдается при истечении жидкости из резервуара, бассейнов и т. д. Исследование этого процесса сопряжено с определенными трудностями, обусловленными неустановившимся движением жидкости. Однако, в тех случаях, когда изменение скорости истечения происходит медленно, можно с достаточной для практики точностью применять законы установившегося движения.

Как правило, при истечении жидкости через малое отверстие при переменном напоре необходимо знать время частичного или полного опораживания резервуара.

Рассмотрим резервуар (рис. 8.2), поперечное сечение которого является переменным по высоте, т. е. $\Omega = f(z)$, однако изменение Ω происходит медленно, плавно. Пусть в дне этого резервуара имеется отверстие площадью ω_0 . Давление в общем случае: на поверхности жидкости в резервуаре $p_{\text{н}}$; в месте выхода из отверстия $p_{\text{к}}$. Определим время опораживания резервуара от уровня H_1 до H_2 .

Допустим, что в какой-то момент времени уровень вытекающей жидкости находится на высоте z . За бесконечно малый промежуток времени dt , в течение которого уровень в резервуаре опустится на высоту dz , из резервуара выльется элементарный объем жидкости $dV = -\Omega dz$ (знак минус означает, что с уменьшением z объем вытекающей жидкости увеличивается). С другой стороны, этот же объем $dV = Q dt$, причем, ввиду малого изменения напора z за время dt , Q можно считать постоянным и определить его по формуле (8.4). Следовательно,

$$-\Omega dz = Q dt,$$

или

$$-\Omega dz = \mu \omega_0 \sqrt{2g \left(z + \frac{p_n - p_k}{\rho g} \right)} dt,$$

откуда

$$dt = - \frac{\Omega dz}{\mu \omega_0 \sqrt{2g \left(z + \frac{p_n - p_k}{\rho g} \right)}}.$$

Определим время опоражнения резервуара от уровня H_1 до H_2 , проинтегрировав полученное выражение в пределах от H_1 до H_2 :

$$t = - \int_{H_1}^{H_2} \frac{\Omega dz}{\mu \omega_0 \sqrt{2g \left(z + \frac{p_n - p_k}{\rho g} \right)}}. \quad (8.8)$$

Решить этот интеграл можно в том случае, если известна зависимость $\Omega = f(z)$.

Рассмотрим частный случай опоражнения — истечение из резервуара, площадь поперечного сечения которого по высоте постоянна ($\Omega = \text{const}$), а $p_n = p_k$. Тогда

$$t = - \frac{\Omega}{\mu \omega_0 \sqrt{2g}} \int_{H_1}^{H_2} \frac{dz}{\sqrt{z}} = \frac{\Omega}{\mu \omega_0 \sqrt{2g}} \left| 2z^{\frac{1}{2}} \right|_{H_2}^{H_1},$$

или после преобразования,

$$t = \frac{2\Omega (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2})}{\mu \omega_0 \sqrt{2g}}. \quad (8.9)$$

В случае полного опоражнения резервуара $H_2 = 0$, следовательно,

$$t = \frac{2\Omega \sqrt{H_1}}{\mu \omega_0 \sqrt{2g}} = \frac{2\Omega \sqrt{H_1}}{\mu \omega_0 \sqrt{2g}} \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H_1}} = \frac{2\Omega H_1}{\mu \omega_0 \sqrt{2g H_1}} = \frac{2V}{Q_{\max}}, \quad (8.10)$$

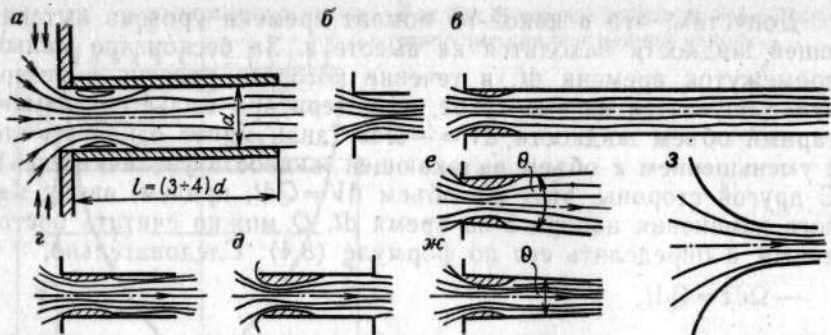


Рис. 8.3. Типы насадков

где $Q_{\max} = \mu \omega_0 \sqrt{2gH_1}$ — максимальный расход жидкости в начале истечения при H_1 .

При выводе формул было принято $\mu = \text{const}$, что справедливо только при $Re \geq 10^5$. При меньших значениях Re необходимо учитывать зависимости $\mu = f(Re)$ и, следовательно, $\mu = f'(z)$.

8.3. Истечение жидкости через насадки

Насадки — это короткие трубки, присоединяемые к отверстию в стенке резервуара или концу трубы. Для определения скорости истечения и расхода жидкости через насадки применяют те же формулы (8.2) и (8.4), что и для малого отверстия в тонкой стенке, но коэффициенты ϕ , ϵ и μ в них имеют другие значения (в зависимости от формы насадка).

Рассмотрим истечение жидкости из резервуара через отверстие в боковой стенке, к которому присоединен цилиндрический насадок (рис. 8.3, а). При входе в насадок струя жидкости вначале сужается, как и при истечении через отверстие, а затем расширяется, заполняя все сечение насадка, т. е. на входе $\omega_c = \omega_0$ и $\epsilon = 1$. Вокруг сжатого сечения, как и в местном сопротивлении при внезапном сужении потока, образуются водоворотные («застойные») зоны с пониженным давлением, в результате чего происходит подсосывание жидкости из резервуара, и скорость движения жидкости в сжатом сечении увеличивается [см. уравнение (8.1)]. Поэтому при одинаковом напоре расход жидкости через насадок будет больше, чем через отверстие.

Оптимальная длина насадка $l_{\text{опт}} = (3 \div 4)d$. При $l_n < l_{\text{опт}}$ (рис. 8.3, б) струя отжимается наружным давлением от стенок насадка, и истечение жидкости происходит аналогично истечению через отверстие. При $l_n > l_{\text{опт}}$ (рис. 8.3, в) увеличивается коэффициент потерь ζ , а, следовательно, уменьшаются коэффициенты ϕ и μ (при большой длине насадка его коэффициент

Таблица 8.1. Коэффициенты скорости φ , сжатия ε и расхода μ для круглого отверстия и насадков различной формы

Тип насадка или отверстия	Рисунок	φ	ε	μ
Круглое отверстие в тонкой стенке	8.1, б	0,97	0,64	0,62
Цилиндрический насадок:				
внешний	8.3, г	0,82	1	0,82
внутренний	8.3, д	0,71	1	0,71
Конический насадок:				
сходящийся ($\theta=7^\circ$)	8.3, ж	0,963	0,982	0,946
расходящийся ($\theta=13^\circ 24'$)	8.3, е	0,5	1	0,5
Конический насадок (выполнен по форме сжатой струи)	8.3, з	0,98	1	0,98

Примечание. Значения φ и ε приведены для выходного сечения.

расхода μ_n может стать меньше коэффициента расхода отверстия μ).

Для обеспечения сплошности потока, проходящего через насадок, необходимо, чтобы абсолютное давление в сжатом сечении p_c было больше давления насыщенных паров жидкости $p_{н.п}$ (при истечении холодной воды через цилиндрический насадок в атмосферу это условие будет соблюдено при $h_{\text{вак}} \leq \leq (p_a - p_c) / (\rho g) = 93 \div 98$ кПа. В противном случае, в области сжатого сечения начинается интенсивное парообразование (кавитация), в вихревой зоне накапливаются пары жидкости, отжимающие струю от стенок насадка, сюда устремляется атмосферный воздух, и происходит срыв вакуума.

В технике применяются насадки различной формы:

цилиндрические наружные и внутренние (рис. 8.3, г, д), устанавливаемые в теле дамб для пропуска ливневой и талой воды и в теле небольших плотин для водосброса или промывки осадков, скопившихся перед плотиной, а также используемые в качестве расходомеров;

конические сходящиеся (рис. 8.3, ж) и конические (рис. 8.3, з) или конфузоры, используемые для преобразования потенциальной энергии в кинетическую в том случае, когда при данном полном напоре нужно увеличить скорость истечения, дальность полета струи и силу ее удара (например, в пожарных брандспойтах, гидромониторах, струйных аппаратах, входных элементах насосов и вентиляторов и др.);

конические расходящиеся (рис. 8.3, е) или диффузоры, используемые для преобразования части кинетической энергии потока в потенциальную, когда нужно уменьшить скорость выхода жидкости или увеличить давление (например, в струйных аппаратах, выходных элементах насосов, вентиляторов и др.).

Средние значения коэффициентов φ , ε , μ выбирают в зависимости от типа насадка (табл. 8.1).

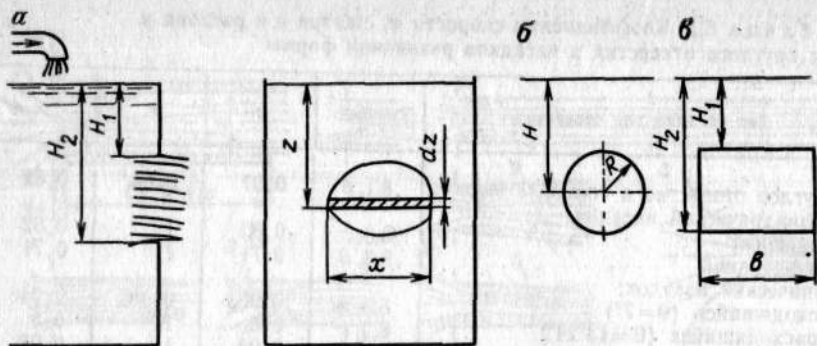


Рис. 8.4. Истечение жидкости через большое боковое отверстие

В тех случаях, когда насадок установлен не в стенке резервуара, а на конце трубы, пренебрегать скоростью подхода жидкости к насадку v_1 нельзя, поэтому в формулы (8.2) и (8.4) необходимо ввести поправку. Тогда, учитывая v_1 , расход жидкости

$$Q = \mu_n \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2gH / \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]}, \quad (8.11)$$

где D и d — диаметры трубы и насадка.

8.4. Истечение жидкости через большое боковое отверстие. Водосливы

Большим называют обычно отверстие, вертикальный размер которого превышает одну десятую напора перед отверстием. При истечении жидкости через такое отверстие уже нельзя считать, что напоры по его высоте одинаковые, поэтому полученную для малого отверстия формулу (8.4) в данном случае непосредственно применить нельзя.

Рассмотрим резервуар, имеющий в боковой стенке большое отверстие (рис. 8.4, а), расстояния верхней и нижней кромки которого от поверхности жидкости соответственно $H_1 = \text{const}$ и $H_2 = \text{const}$, а давление на поверхности жидкости и в месте выхода струи одинаковое, т. е. истечение жидкости происходит при ее установившемся движении. Выделим в отверстии на произвольной глубине z от поверхности элементарную площадку $d\omega$ шириной x и высотой dz , для всех точек которой допустимо считать напор постоянным и равным $H_0 = z$. Элементарный расход жидкости через такую площадку может быть подсчитан по формуле (8.4), т. е.

$$dQ = \mu d\omega \sqrt{2gH_0} = \mu x dz \sqrt{2gz},$$

а расход жидкости через все отверстие

$$Q = \int_{\omega} dQ = \mu \sqrt{2g} \int_{H_1}^{H_2} x z^{1/2} dz.$$

Решение этого интеграла возможно в том случае, если известен закон изменения ширины отверстия по высоте, т. е. $x = f(z)$.

Например, для круглого отверстия радиусом R при погружении центра отверстия на глубину H (рис. 8.4, б)

$$Q = \mu \pi R^2 \left(1 - \frac{R^2}{32H^2}\right) \sqrt{2gH}, \quad (8.12)$$

для прямоугольного отверстия шириной $b = \text{const}$ (рис. 8.4, в)

$$\begin{aligned} Q &= \mu b \sqrt{2g} \int_{H_1}^{H_2} z^{1/2} dz = \mu b \sqrt{2g} \left[\frac{2}{3} z^{3/2} \right]_{H_1}^{H_2} = \\ &= \frac{2}{3} \mu b \sqrt{2g} (H_2^{3/2} - H_1^{3/2}), \end{aligned}$$

или

$$Q = mb \sqrt{2g} \cdot (H_2^{3/2} - H_1^{3/2}), \quad (8.13)$$

где $m = \frac{2}{3} \mu$ — коэффициент расхода большого бокового отверстия, значение которого существенно зависит от формы и размеров отверстия, а также от величины напора перед отверстием.

Частным случаем истечения жидкости через большое боковое отверстие является *водослив* — преграда, установленная на пути потока, через которую он переливается.

Водосливы широко применяются в технике как одни из основных элементов речных гидротехнических сооружений (водосливы плотин, водосбросы), а также в качестве устройств для измерения расходов капельных жидкостей. Ниже рассмотрены только измерительные водосливы.

Для измерения расхода жидкостей применяют обычно незатопленный водослив (в нем под переливающейся через порог струей имеется атмосферный воздух) с тонким вертикальным порогом, установленным нормально к направлению потока и имеющим прямоугольное или треугольное отверстие (рис. 8.5). Такой водослив можно приближенно рассматривать как частный случай истечения жидкости через большое боковое отверстие, когда $H_1 = 0$, а $H_2 = H$ — высоте жидкости над порогом водослива, причем H измеряют на расстоянии $l \geq (3 \div 4)H$ перед порогом, так как около самого порога уровень жидкости несколько понижен.

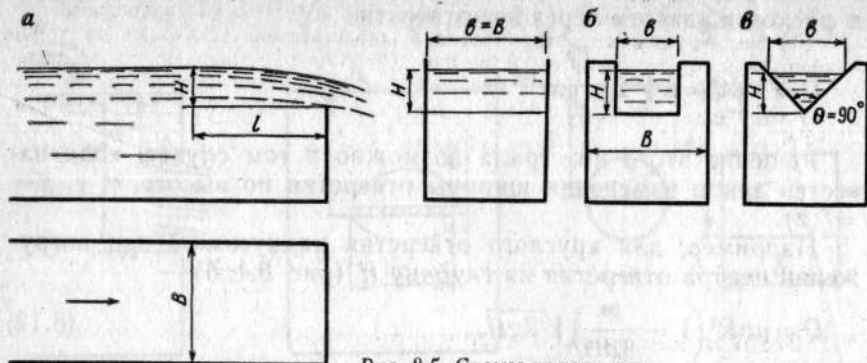


Рис. 8.5. Схемы водосливов

Расход жидкости через водослив с прямоугольным порогом (см. рис. 8.5, а, б) определяют по формуле (8.14), полученной из (8.13), с учетом скорости подхода жидкости к порогу:

$$Q = m_0 b \sqrt{2g} \cdot H^{3/2} = m_0 b H \sqrt{2gH}, \quad (8.14)$$

где m_0 — коэффициент расхода водослива, зависящий от скорости подхода жидкости к порогу.

Для измерения расхода, значения которого изменяются в широком диапазоне (например, при испытании насоса), применяют водослив с треугольным порогом (см. рис. 8.5, в), так как даже при малых расходах высота воды H над порогом значительная, а погрешность измерения — небольшая. Ширина такого водослива $b = 2H$ при $\theta = 90^\circ$, поэтому формула (8.14) примет вид:

$$Q = m_0 \cdot 2H H \sqrt{2gH} = m_0 \cdot 2 \sqrt{2g} \cdot H^{5/2} \approx 1,4 H^{2,5}. \quad (8.15)$$

Более точные формулы для определения расхода через рассмотренные выше водосливы и значения коэффициентов расходов можно найти в справочной литературе, а также в РДП 99—77, устанавливающих правила измерения расхода жидкости при помощи стандартных водосливов и лотков.

Вопросы для самопроверки

1. Какое отверстие называют малым?
2. Какую стенку называют тонкой?
3. Что происходит со струей, вытекающей из отверстия в тонкой стенке? Как объяснить это явление?
4. Какой вид имеет формула расхода жидкости через малое отверстие в тонкой стенке?
5. Что такое эквивалентное отверстие шахты и как его подсчитать?
6. Что называют насадком?
7. Почему при установке насадка происходит увеличение расхода?
8. Какие виды насадков Вы знаете и в каких случаях они применяются?

9. Какое применение в шахтной практике могут найти водосливы?

10. Для измерения расхода воды в лабораторной установке на конце трубопровода с внутренним диаметром $D=64$ мм установлен цилиндрический насадок с внутренним диаметром $d=48$ мм. Определите скорость воды в трубопроводе, если показание пьезометра, установленного перед насадком, $H=200$ мм.

(Ответ: $v_D=3,47$ м/с.)

9. СИЛОВОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПОТОКА С ТВЕРДЫМ ТЕЛОМ

9.1. Воздействие струи на твердые преграды

Струя капельной жидкости, окруженная газом, считается незатопленной, а струя, окруженная жидкостью той же или близкой к ней плотности, — затопленной.

Давление по длине во всех живых сечениях струи одинаковое и равно внешнему, поэтому, применяя уравнение Бернулли для двух сечений горизонтальной струи относительно плоскости сравнения, проходящей по ее оси ($z_1=z_2=0$, $p_1=p_2$), можно записать:

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + H_{\text{пот.}}$$

Потери напора, обусловленные действием внешней среды, трением и завихрением частиц, приводят к уменьшению кинетической энергии, а следовательно, и к уменьшению средней скорости v_2 , по мере удаления струи от места ее выхода (конца трубы, насадка и др.).

В соответствии с уравнением неразрывности снижение скорости по длине вызывает расширение струи. Этот процесс сопровождается захватом частиц внешней среды струей, следовательно, расходуется кинетическая энергия — струя затормаживается и, наконец, разрушается.

В структуре струи можно отметить характерные участки: начальный, в котором максимальная скорость равна средней скорости выхода из насадка в центре тяжести сечения; основной, в котором струя компактна, поле скоростей сформировалось, и скорость в центре уменьшается пропорционально длине; конечный, где струя разрушается.

Для водяных незатопленных струй, в частности, для гидромониторных, длина начального участка $l_n = (140 \div 145) d_n$, где d_n — диаметр насадка.

При экспериментальном определении основных параметров струй (силы давления на преграду, дальности полета и др.) и использовании полученных результатов в инженерных расчетах необходимо соблюдать условия подобия.

Силу давления струи на плоскую преграду можно определить по формуле (4.34). Зная, что $Q = \mu \omega_n \sqrt{2gH}$, а $v = \varphi \sqrt{2gH}$, выразим силу давления через полный напор перед насадком:

$$P_x = 2\mu\omega_n\rho gH. \quad (9.1)$$

Уравнение (9.1) справедливо только для начального участка струи. С удалением от насадка сила уменьшается. Эта сила является определяющей при использовании струи для разрушения массива или вращения рабочего колеса активной турбины. Расстояние, при котором гидромониторная струя эффективно разрушает массив, при значениях давления $p = 10 \div 12$ МПа составляет 9—10 м. Эффективность разрушения массива повышается также при использовании пульсирующей струи, создаваемой с помощью импульсатора.

Если преграде придать форму, обеспечивающую поворот струи на 180° , то сила давления

$$P_x = \rho Q(v + v) = 2\rho Qv = 4\mu\omega_n\rho gH. \quad (9.2)$$

Сравнивая выражения (9.1) и (9.2), видим, что в последнем случае сила P_x увеличивается в 2 раза, поэтому лопатки активных гидротурбин выполняют в виде ковшей.

Если преграда (лопатка) движется в том же направлении, что и струя, то сила давления уменьшается, так как снижается относительная скорость струи:

$$P_x = \rho Q(v - u), \quad (9.3)$$

где u — скорость лопатки.

Мощность, передаваемая лопатке струей,

$$N = P_x u = \rho Q(v - u)u, \quad (9.4)$$

т. е. мощность зависит от скорости лопатки. Для определения скорости u , при которой мощность будет максимальной, найдем экстремум функции $N = f(u) : dN/du = \rho Q(v - 2u) = 0$, откуда $v = 2u$. Таким образом, передаваемая мощность и КПД максимальны при $u = v/2$.

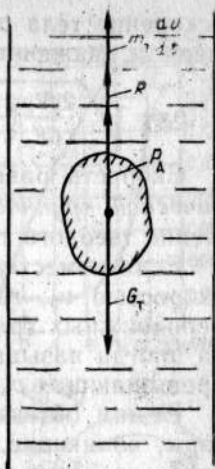
Если струя вытекает из подвижного сосуда, то сила реакции приводит сосуд в движение — этот принцип положен в основу реактивных двигателей.

В горной и строительной отраслях промышленности энергия водяной струи широко используется для разрушения и смыва горных пород, различных материалов.

9.2. Обтекание тел жидкостью

Если твердое тело обтекается потоком жидкости или перемещается в пространстве, заполненном неподвижной жидкостью, то возникают гидроаэродинамические силы взаимодействия между

Рис. 9.1. Силы, действующие на тело, свободно падающее в жидкости



телом и жидкостью. В обоих случаях зависимости, определяющие значения сил, будут одинаковыми, если одинаковы относительные скорости между телом и жидкостью.

Рассмотрим свободное падение твердого тела в неограниченном объеме покоящейся жидкости (рис. 9.1). На опущенное в жидкость тело действуют сила тяжести $G_T = \rho_t g V_T$ и архимедова сила $P_A = \rho g V_T$. Если $G_T > P_A$, то тело будет опускаться вниз. При появлении относительной скорости между телом и жидкостью возникает сила сопротивления

$$R = CF \frac{\rho v^2}{2}. \quad (9.5)$$

Уравнение движения тела под действием этих сил можно записать в виде

$$G_T - P_A - R - m_t \frac{dv}{dt} = 0. \quad (9.6)$$

Подставляя выражения для G_T , P_A и R в формулу (9.6), получим

$$m_t \frac{dv}{dt} = \rho g V_T \left(\frac{\rho_t}{\rho} - 1 \right) - CF \frac{\rho v^2}{2}, \quad (9.7)$$

где ρ , ρ_t — соответственно плотность жидкости и тела; V_T — объем тела, погруженного в жидкость; F — площадь проекции поверхности тела на нормаль к вектору скорости (миделево сечение); C — коэффициент сопротивления, зависящий от многих факторов (режима движения, формы тела, шероховатости); v — скорость тела относительно жидкости; m_t — масса тела.

Из уравнения (9.7) видно, что падающее в жидкости тело вначале движется ускоренно, затем, с возрастанием скорости,

ускорение тела падает до нуля. При $dv/dt=0$ (т. е. при равномерном движении) скорость тела

$$v_k = \sqrt{\frac{2gV_T}{CF} \left(\frac{\rho_T}{\rho} - 1 \right)}. \quad (9.8)$$

Скорость равномерного движения тела называется *гидравлической крупностью*. Она наиболее полно характеризует движение твердого тела в жидкости.

Если поместить тело в вертикальный поток, движущийся со скоростью v_k , то оно будет находиться в покое относительно неподвижных границ потока (стенок труб). Эту скорость потока иногда называют *скоростью витания*. При скоростях потока, превышающих v_k , тело будет уноситься вверх.

Режим обтекания тела жидкостью, а следовательно, и факторы, влияющие на C и v_k , могут быть различными, но основным определяющим критерием является число Рейнольдса:

$$Re = \frac{vl}{\nu} = \frac{vd_3\rho}{\mu}, \quad (9.9)$$

где v — относительная скорость обтекания; l — характерный линейный размер (для частиц — это, чаще всего, диаметр эквивалентного по объему шара, d_3); ν , μ — соответственно кинематическая и динамическая вязкость жидкости; ρ — плотность жидкости.

По данным экспериментов для большинства частиц при $Re \leq 1$ режим обтекания — ламинарный. Например, ламинарный режим устанавливается в воде при $vd_3 \leq 10^{-6}$ м²/с, следовательно, он возможен при обтекании тел с весьма малыми скоростями или при свободном падении мельчайших частиц (обычно, $d_3 \leq 1$ мм).

Ламинарный режим представляет особый интерес, так как именно он устанавливается в отстойниках для осаждения ила, шлама и в других подобных сооружениях. Для этих условий, на основании исследований Стокса для шара, сила сопротивления

$$R = 6\pi\mu rv, \quad (9.10)$$

где r — радиус тела; v — скорость частицы.

Приравнявая правые части уравнений (9.5) и (9.10), получим выражение для коэффициента сопротивления:

$$C = 24/Re = 24\nu/(d_3v). \quad (9.11)$$

Подставим выражение (9.11) в уравнение (9.8). Тогда после соответствующих преобразований гидравлическая крупность для мелких частиц:

$$v_k = \frac{gd_3^2}{18\nu} \left(\frac{\rho_T}{\rho} - 1 \right). \quad (9.12)$$

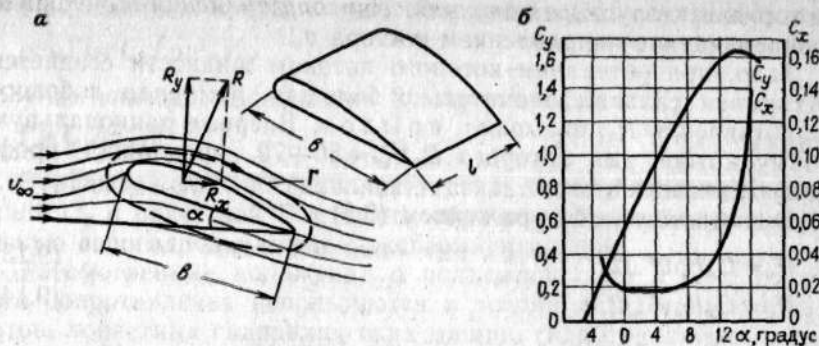
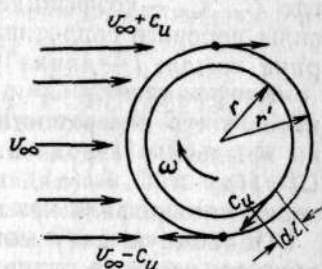


Рис. 9.2. Силы, действующие на крыло, обтекаемое потоком (а), и аэродинамические характеристики профиля крыла (б)

Рис. 9.3. Обтекание вращающегося ротора потоком



Турбулентный режим обтекания наблюдается для тел с разными формами и степенью шероховатости поверхности при различных числах Рейнольдса (для большинства частиц, не имеющих определенной формы, — при $Re \geq 300$). Для развитого турбулентного режима критическая скорость определяется по формуле (9.8), а коэффициент сопротивления C зависит от формы и шероховатости поверхности тела. Значения коэффициента C для некоторых твердых тел приведены ниже:

Шар с гладкой поверхностью	0,38—0,44
Шар с шероховатой поверхностью (относительная шероховатость $\Delta/r = 0,01 \div 0,02$)	0,62—0,66
Куб.	1—1,2
Гравий хорошо окатанный	0,8—1,3
Уголь кусковой, кубообразной формы, окатанный	1—1,4
Порода кусковая, кубообразной формы	1,1—1,5

9.3. Подъемная сила и сила лобового сопротивления

При несимметричном обтекании твердого тела потоком жидкости направление силы, действующей со стороны жидкости на тело, не совпадает с направлением скорости невозмущенного потока v_∞ (скорости на бесконечно большом расстоянии от тела). В этом случае силу можно разложить на составляющие (рис. 9.2, а): подъемную силу $R_y = R \cos \alpha$, направленную нор-

мально к вектору v_∞ , и силу лобового сопротивления $R_x = R \sin \alpha$, совпадающую с направлением вектора v_∞ .

Тело, при обтекании которого потоком жидкости создается подъемная сила R_y значительно большая, чем сила лобового сопротивления R_x , называют крылом. Впервые рациональную форму крыла, для которого $R_y/R_x = 50 \div 70$, предложил проф. Н. Е. Жуковский.

В соответствии с выражением (9.5)

$$R_y = C_y F \rho v_\infty^2 / 2, \quad (9.13)$$

$$R_x = C_x F \rho v_\infty^2 / 2, \quad (9.14)$$

где C_y , C_x — коэффициенты соответственно подъемной силы и силы лобового сопротивления; $F = bl$ — площадь крыла; b — ширина крыла; l — длина (размах) крыла постоянной ширины.

Коэффициенты C_y и C_x зависят от профиля крыла, шероховатости его поверхности и угла атаки α . В результате продувки крыльев в аэродинамических трубах получили зависимости $C_y = f(\alpha)$ и $C_x = f(\alpha)$, определяющие аэродинамические характеристики профиля крыла (рис. 9.2, б).

Подъемную силу можно получить и при обтекании симметричного профиля, например, вращающегося цилиндрического тела — ротора (рис. 9.3) или вообще вихря. Вследствие вязкости жидкости вокруг ротора создается циркуляционное движение жидкости со скоростью c_u , которое накладывается на основное движение со скоростью v_∞ , в результате чего при указанном направлении вращения результирующая скорость ($v_\infty - c_u$) под ротором уменьшается, а над ротором ($v_\infty + c_u$) — увеличивается. Если полный напор в сечении потока одинаковый, то вследствие разности результирующих скоростей над и под ротором, согласно уравнению Бернулли, давление p_1 превысит p_2 , и в итоге возникнет подъемная сила $R_y = (p_1 - p_2)F$. Это явление называется эффектом Магнуса.

Таким образом, при обтекании ротора наблюдается такой же процесс, что и при обтекании крыла. Кинематическая характеристика поля, возникающего вокруг ротора или крыла, — *циркуляция скорости* [см. формулу (3.3)].

Н. Е. Жуковский доказал, что источником подъемной силы крыла является циркуляционное движение жидкости вокруг его профиля (см. рис. 9.2, а), и установил зависимость между подъемной силой R_y и циркуляцией скорости Γ :

$$R_y = \rho v_\infty \Gamma l. \quad (9.15)$$

Направление подъемной силы определяется поворотом вектора скорости v_∞ на 90° в сторону, противоположную направлению циркуляционного движения.

Приравнивая правые части уравнений (9.15) и (9.13),

$$\rho v_{\infty} \Gamma l = C_y F \rho v_{\infty}^2 / 2,$$

получим значение циркуляции Γ вокруг профиля:

$$\Gamma = C_y b v_{\infty} / 2. \quad (9.16)$$

Это выражение устанавливает связь между опытной величиной C_y и расчетной Γ и, таким образом, объединяет теоретическую аэрогидродинамику с экспериментальной.

Рассмотренные положения о подъемной силе и силе лобового сопротивления используются в теории летательных аппаратов, лопастных гидравлических машин, гидротранспорта твердого материала и др.

9.4. Теоретические основы гидротранспорта

Условие транспортирования твердых тел напорными потоками жидкости (чаще всего — в трубах) в значительной степени зависит от угла наклона оси потока к горизонту. Наиболее благоприятно транспортирование по вертикали, так как сила R , действующая со стороны жидкости, в этом случае направлена противоположно силе тяжести твердого G , (см. рис. 9.1). С уменьшением угла наклона оси потока к горизонту условия транспортирования ухудшаются, так как против силы тяжести (против выпадения твердого на стенку трубы) действует только часть силы R — подъемная составляющая R_y , что ведет к необходимости увеличения скорости, а следовательно, и расхода жидкости. Наиболее тяжелые условия транспортирования — на горизонтальных участках трубопровода. Критическая скорость транспортирования материалов в трубе постоянного диаметра обратно пропорциональна углу наклона трубопровода к горизонту.

Основной параметр, определяющий транспортирование твердого по вертикали, — гидравлическая крупность (см. 9.2). Для подъема твердого достаточно, чтобы относительная скорость движения жидкости несколько превышала гидравлическую крупность, причем, как показывает опыт, с увеличением концентрации твердого в потоке коэффициент сопротивления частиц C возрастает, поэтому для их витания требуется относительная скорость даже меньше гидравлической крупности. В результате этого подъем твердого по вертикали осуществляется при сравнительно малых скоростях ($v \leq v_k$).

Гидротранспортирование твердых тел по горизонтали характеризуется двумя скоростями — трогания $v_{тр}$ и критической v_k . Первую можно определить из условия предельного равновесия твердого тела на горизонтальной стенке (рис. 9.4, а):

$$R_x = T_{тр} \quad \text{или} \quad C_{хт} F \rho v_{тр}^2 / 2 = f g V_s (\rho_s - \rho),$$

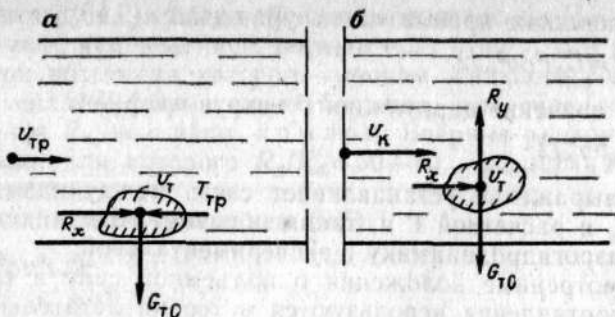


Рис. 9.4. Силы, действующие при обтекании тела горизонтальным потоком

где f — коэффициент трения твердого тела о стенку трубы.

Решая уравнение относительно v_{TP} , получим

$$v_{TP} = \sqrt{2g \left(\frac{\rho_T}{\rho} - 1 \right) \frac{V_T}{F} \frac{f}{C_{XT}}}, \quad (9.17)$$

где V_T/F — характерный геометрический размер тела; C_{XT} — коэффициент лобового сопротивления тела, учитывающий влияние стенок трубы на обтекание тела.

Вследствие трудности определения параметров V_T/F , f и C_{XT} , особенно при большом числе частиц, выпавших на стенку, скорость трогания определяют опытным путем, причем под этой скоростью понимают не относительную, а среднюю скорость потока, при которой твердое начинает перемещаться волочением по стенке.

Критическую скорость можно определить аналогично скорости трогания — из условия предельного равновесия твердого тела при взвешивании (отрыве от стенки) его горизонтальным потоком (рис. 9.4, б):

$$R_y = G_{T0} \quad \text{или} \quad C_{yK} F \rho v_K^2 / 2 = g V_T (\rho_T - \rho),$$

откуда

$$v_K = \sqrt{\frac{2g V_T}{C_{yK} F} \left(\frac{\rho_T}{\rho} - 1 \right)}. \quad (9.18)$$

В уравнении (9.18) коэффициент подъемной силы C_{yK} не равен соответствующему коэффициенту C_y при свободном обтекании тела потоком, так как сказывается влияние стенок трубы на обтекание. Процесс становится особенно сложным при движении в потоке большого числа твердых частиц (гидросмеси), поэтому критическую скорость потока, как и скорость трогания, определяют опытным путем. Причем под этой скоростью понимают минимальную среднюю скорость потока, при которой еще не происходит выпадения твердого на горизонтальную стенку трубы.

В настоящее время существует большое число эмпирических формул для определения критической скорости. Так например, при транспортировании неоднородной гидросмеси с плотностью твердого $\rho_T \leq 1600 \text{ кг/м}^3$ критическую скорость рекомендуется определять по формуле

$$v_k = k \sqrt{gd \left(\frac{\rho_{см}}{\rho} - 1 \right)}, \quad (9.19)$$

где k — опытный коэффициент, зависящий от крупности твердого d_s ($k=4,3$ при $d_s=0 \div 25 \text{ мм}$; $k=4,8$ при $d_s=0 \div 50 \text{ мм}$); d — диаметр трубы; $\rho_{см}$ — плотность гидросмеси.

При транспортировании глинистых растворов, бетонных смесей и шламов структура потока значительно отличается от вышерассмотренной, так как из-за наличия большого числа мельчайших частиц вязкость гидросмеси превышает вязкость транспортирующей жидкости. В этом случае жидкость называется аномальной, а касательные напряжения в ней определяются по уравнению Шведова — Бингама:

$$\tau = \tau_0 \pm \mu \frac{du}{dy}, \quad (9.20)$$

где τ_0 — начальное касательное напряжение.

Транспортирование таких гидросмесей осуществляется при сравнительно небольших критических скоростях.

Основные параметры транспортирования открытыми потоками (в лотках, желобах и т. д.) рассчитывают по эмпирическим зависимостям, в основу которых положена формула Шези (5.5) с уточненными опытными коэффициентами.

Гидротранспортирование твердого широко применяется в горной, строительной и других отраслях промышленности, в частности, для гидромеханизации очистных и подготовительных работ при подземном и открытом способах добычи полезных ископаемых, для закладки выработанного пространства при подземной разработке полезных ископаемых, для транспортирования угля в трубах от шахт до потребителей, на обогатительных фабриках, при намыве плотин и строительстве каналов.

Вопросы для самопроверки

1. Какая струя является затопленной, какая — свободной?
2. Какие случаи применения струй на практике Вам известны?
3. Каков физический смысл гидравлической крупности?
4. Какие силы возникают при обтекании потоком тел несимметричной формы?
5. Что такое критическая скорость и как ее определить?
6. Определите подъемную силу, действующую на крыло, обтекаемое потоком со скоростью $v_\infty = 5 \text{ м/с}$, если плотность воздуха $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$, циркуляция $\Gamma = 10 \text{ м}^2/\text{с}$ и размах крыла $l = 1 \text{ м}$.

(Ответ: $R_y = 60 \text{ Н}$.)

10. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Гидропривод — это совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение машин и механизмов посредством гидравлической энергии. Обязательными элементами гидропривода являются насос и гидродвигатель.

Гидравлическая энергия генерируется насосом H (рис. 10.1, а), а затем преобразуется в механическую энергию гидродвигателем $ГД$. Устройства управления $УУ$ предназначены для управления параметрами потока в гидролинии (реже — в насосе и крайне редко — в гидродвигателе). Такой гидропривод, наиболее распространенный в технике, называется насосным.

Различают также магистральный (рис. 10.1, б) и аккумуляторный (рис. 10.1, в) гидроприводы. Разумеется, что ни магистраль, ни гидроаккумулятор $ГА$ не являются генераторами гидравлической энергии, поэтому наличие насоса в этих схемах обязательно (он не рассматривается только в целях упрощения анализа этих гидравлических систем).

Гидропривод представляет собой своего рода «гидравлическую вставку» между приводным двигателем $ЭД$ (электродвигателем) и нагрузкой M (машиной или механизмом) и выполняет те же функции, что и механическая передача (редуктор, ременная передача, кривошипно-шатунный механизм и т. д.). Основное назначение гидропривода, как и механической передачи, — преобразование механической характеристики приводного двигателя в соответствии с требованиями нагрузки (преобразование вида движения выходного звена двигателя, его параметров, а также регулирование, защита от перегрузок и др.).

Приводным двигателем насоса могут быть электродвигатель, дизель и другие, поэтому иногда гидропривод называется соответственно электронасосный, дизельнасосный и т. д.

10.1. Основные элементы гидропривода

В общем случае в состав насосного гидропривода входят гидропередача, гидроаппараты, кондиционеры рабочей жидкости, гидроемкости и гидролинии.

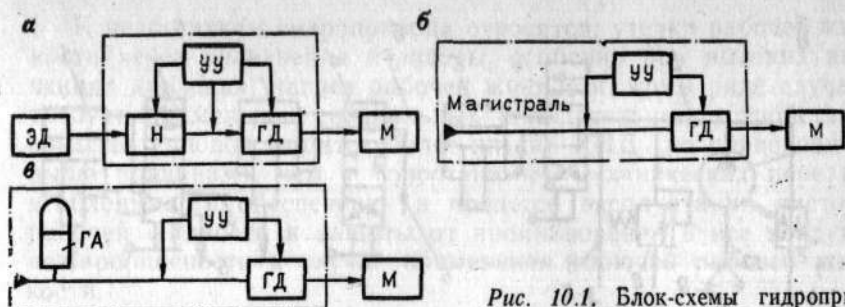


Рис. 10.1. Блок-схемы гидроприводов

Гидропередача — часть насосного гидропривода, предназначенная для передачи движения от приводного двигателя к машинам и механизмам. Простейшая гидропередача (см. рис. 10.1, а) состоит из насоса, гидродвигателя и гидролинии. Иногда, в сложных системах работают одновременно несколько насосов и гидродвигателей.

Гидроаппараты применяются для регулирования параметров потока рабочей жидкости (давления и расхода), а также для изменения или поддержания неизменным направления потока жидкости. Как правило, гидроаппараты являются составными элементами гидроавтоматики.

Кондиционеры рабочей жидкости (гидроочистители и теплообменные аппараты) предназначены для получения ее необходимых качественных показателей.

Гидроемкости (гидробаки, гидроаккумуляторы) предназначены для содержания в них рабочей жидкости с целью использования ее в процессе работы гидропривода.

Гидролинии (гидросеть) — устройства для прохождения рабочей жидкости. Конструктивно гидролинии представляют собой трубы, рукава, колена, тройники и т. д.

В состав гидропривода могут входить гидропреобразователи, выполняющие функцию преобразования энергии одного потока рабочей жидкости с определенным значением давления в энергию другого потока с другим (обычно большим) значением давления.

Рассмотрим принцип действия простейшего гидропривода. Рабочая жидкость из бака 7 через фильтр 9 и всасывающую гидролинию 10 засасывается насосом 2 (рис. 10.2, а), в котором происходит преобразование механической энергии в гидравлическую. После насоса жидкость по напорной гидролинии 3 подводится к распределителю 4. При нейтральном положении запорного элемента распределителя жидкость свободно сливается по сливной гидролинии 6 в бак 7 — насос работает вхолостую. Шток гидроцилиндра 5 (гидродвигатель) неподвижен,

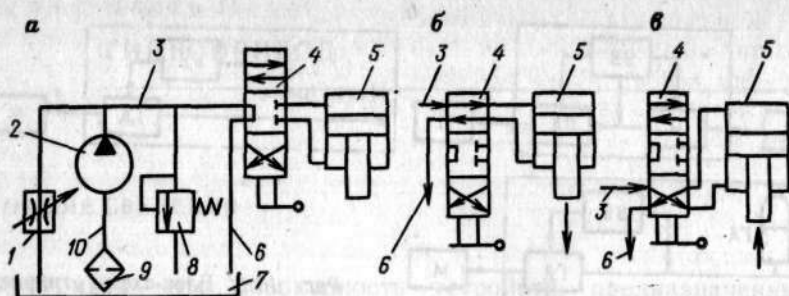


Рис. 10.2. Принципиальная схема насосного гидропривода

так как запорным элементом распределителя 4 рабочая жидкость «заперта» в поршневой и штоковой полостях.

При смещении запорного элемента распределителя 4 вниз (рис. 10.2, б) жидкость от насоса через распределитель 4 поступает в поршневую полость гидроцилиндра 5, и его поршень под действием перепада давлений перемещается вниз, выдавливая жидкость из штоковой полости через распределитель 4 в бак. При смещении запорного элемента распределителя 4 вверх (рис. 10.2, в) жидкость от насоса попадает в штоковую полость гидроцилиндра 5, а из поршневой — сливается в бак. Выходное звено гидроцилиндра (шток) при этом перемещается вверх.

Скорость штока гидроцилиндра регулируют путем изменения сопротивления дросселя 1 (регулятор расхода) за счет переменных утечек жидкости в бак 7. Предохранительный клапан 8 (регулятор давления) предназначен для защиты гидропривода от чрезмерного давления.

Управление рассмотренным гидроприводом легко автоматизируется: для этого достаточно автоматизировать управление распределителем 4, например, с помощью концевых переключателей штока гидроцилиндра.

10.2. Преимущества и недостатки гидропривода.

Область применения

К основным преимуществам гидропривода относятся: возможность универсального преобразования механической характеристики приводного двигателя в соответствии с требованиями нагрузки; простота управления и автоматизации; простота предохранения приводного двигателя и исполнительных органов машин от перегрузок; широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости выходного звена; большая передаваемая мощность на единицу массы привода; надежная смазка трущихся поверхностей при применении минеральных масел в качестве рабочих жидкостей.

К недостаткам гидропривода относятся: утечки рабочей жидкости через уплотнения и зазоры, особенно при высоких значениях давления; нагрев рабочей жидкости, что в ряде случаев требует применения специальных охлаждающих устройств и средств тепловой защиты; более низкий КПД (по приведенным выше причинам), чем у сопоставимых механических передач; необходимость обеспечения в процессе эксплуатации чистоты рабочей жидкости и защиты от проникновения в нее воздуха; пожароопасность в случае применения горючей рабочей жидкости.

При правильном выборе гидросхем и конструировании гидроузлов некоторые из перечисленных недостатков гидропривода можно устранить или значительно уменьшить их влияние на работу машин. Тогда преимущества гидропривода перед обычными механическими передачами становятся столь существенными, что в большинстве случаев предпочтение отдается именно ему.

Сейчас трудно назвать область техники, где бы ни использовался гидропривод. Эффективность, большие технические возможности делают его почти универсальным средством при механизации и автоматизации различных технологических процессов. В частности, в горной промышленности он используется в креплении подземных горных выработок: в очистных забоях применяются индивидуальные гидравлические стойки и гидравлические комплексы, выполняющие основные и вспомогательные операции по передвижке как самих крепей, так и другого механического оборудования в лаге; широко применяются крепи сопряжения горных выработок. Практически все комбайны для ведения очистных и нарезных работ, проведения подготовительных выработок имеют гидропривод подачи исполнительного органа на забой и механизмов для выполнения различных вспомогательных операций. Гидропривод является неотъемлемым элементом буровых установок. Большинство приводов шахтных конвейеров снабжено гидродинамическими муфтами.

10.3. Напор и давление гидромашины.

Классификация гидромашин и гидропередач

Насосы и гидродвигатели относятся к гидравлическим машинам, в которых жидкость служит рабочим телом для восприятия (в насосах) и отдачи (в гидродвигателях) механической энергии, причем для гидромашин эта энергия выражается или напором, или давлением. Под этими величинами необходимо понимать *полную энергию потока* жидкости в машине, отнесенную соответственно к единице силы тяжести [$\text{Дж/Н}=\text{м}$] или к единице объема [$\text{Дж/м}^3=\text{Н/м}^2=\text{Па}$] жидкости.

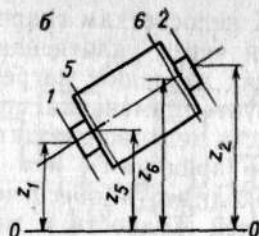
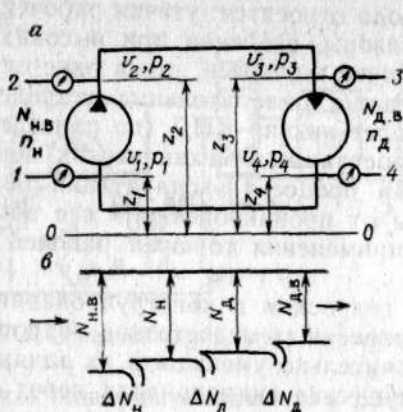


Рис. 10.3. Схемы гидropередачи (а), гидромашины (б) и баланса мощности (в)

Определим напор H_n или давление p_n насоса, воспользовавшись уравнением Бернулли (4.28) для потока жидкости при установившемся движении. Проведем сечения (рис. 10.3, а) 1 и 2 по входному и выходному патрубкам насоса, где подключены измерительные приборы, а также плоскость сравнения 0—0. Тогда

$$H_n = H_2 - H_1 = \left(\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \right) + \left(\frac{p_2}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} \right) + (z_2 - z_1), \quad (10.1)$$

$$p_n = \rho g H_n = \left(\frac{\rho \alpha_2 v_2^2}{2} - \frac{\rho \alpha_1 v_1^2}{2} \right) + (p_2 - p_1) + \rho g (z_2 - z_1), \quad (10.2)$$

где H_1 и H_2 — полный напор потока жидкости соответственно в сечениях 1 и 2.

Аналогично определим напор H_d и давление p_d гидродвигателя:

$$H_d = H_3 - H_4 = \left(\frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} - \frac{\alpha_4 v_4^2}{2g} \right) + \left(\frac{p_3}{\rho g} - \frac{p_4}{\rho g} \right) + (z_3 - z_4), \quad (10.3)$$

$$p_d = \rho g H_d = \left(\frac{\rho \alpha_3 v_3^2}{2} - \frac{\rho \alpha_4 v_4^2}{2} \right) + (p_3 - p_4) + \rho g (z_3 - z_4), \quad (10.4)$$

где H_3 и H_4 — полный напор потока жидкости соответственно в сечениях 3 и 4.

Из уравнений (10.1) и (10.3) следует, что напор насоса и гидродвигателя представляет собой сумму приращений напоров скоростного, пьезометрического и геометрического. В большинстве случаев $v_2 \approx v_1$, $z_2 \approx z_1$, $v_4 \approx v_3$ и $z_4 \approx z_3$. Следовательно,

$$H_n = (p_2 - p_1) / (\rho g) \quad \text{и} \quad p_n = p_2 - p_1, \quad (10.5)$$

$$H_d = (p_3 - p_4) / (\rho g) \quad \text{и} \quad p_d = p_3 - p_4. \quad (10.6)$$

В уравнения (10.5) и (10.6) необходимо подставлять абсолютные значения давления. Например, если на входе в насос — вакуум p_v , а на выходе — манометрическое давление p_m , то

$$p_n = p_2 - p_1 = (p_m + p_a) - (p_a - p_v) = p_m + p_v,$$

т. е. давление насоса равно сумме показаний манометра и вакуумметра.

Пример 1. Определим давление насоса (см. рис. 10.3, а) при манометрическом давлении в сечении 2 $p_m = 5,25$ МПа и вакууме в сечении 1 $p_v = 0,01$ МПа. Скорости потока в сечениях и отметки сечений относительно плоскости сравнения 0—0 равны между собой: $v_1 \approx v_2$, $z_1 \approx z_2$.

Согласно уравнению (10.5) давление насоса $p_n = 5,25 + 0,01 = 5,26$ МПа (т. е. каждому кубическому метру жидкости насос сообщает энергию 5,26 МДж).

Пример 2. Определим давление гидродвигателя (см. рис. 10.3, а) при значениях абсолютного давления в сечениях 3 и 4 соответственно $p_3 = 9,55$ МПа и $p_4 = 0,35$ МПа, скоростях $v_3 \approx v_4$ и отметках $z_3 \approx z_4$.

Согласно уравнению (10.6) давление гидродвигателя $p_d = 9,55 - 0,35 = 9,2$ МПа (т. е. в гидродвигателе каждый расходуемый кубический метр жидкости отдает энергию 9,2 МДж).

Наиболее универсальна классификация гидромашин по способу преобразования в них энергии.

Уравнения (10.1)—(10.4) являются энергетическими, но они не вскрывают природу преобразования энергии в гидромашине. Поэтому запишем уравнение Бернулли для сечений, проведенных по границам рабочих органов машины, т. е. выделим между сечениями участок, где происходит непосредственное преобразование энергии жидкости.

Так как насос и гидродвигатель являются взаимнообратимыми машинами, рассмотрим указанную классификацию на примере насосов. Для этого проведем сечения 5 и 6 по границам рабочих органов насоса (рис. 10.3, б). По аналогии с уравнением (10.1) полный напор насоса

$$H_{н. п} = H_6 - H_5 = \left(\frac{c_6^2 - c_5^2}{2g} \right) + \left(\frac{p_6 - p_5}{\rho g} \right) + (z_6 - z_5), \quad (10.7)$$

где c_6 , c_5 — абсолютные средние скорости жидкости в соответствующих сечениях.

Из уравнения (10.7) видно, что приращение напора насоса возможно за счет любого из слагаемых уравнения. На этом и основана классификация насосов [2, 11]: если приращение энергии в насосе обусловлено только вторым слагаемым, то он называется *объемным* (сюда относятся поршневой, пластинчатый, шестеренный, винтовой и другие насосы), если — первыми двумя слагаемыми, то он называется *гидродинамическим* (лопастной, вихревой и др.). Аналогичную классификацию имеют и гидродвигатели.

В гидроприводе практическое применение нашли только объемные и гидродинамические машины.

В объемных гидромашинах преобразование энергии происходит в замкнутом объеме за счет его принудительного изменения. В основе принципа действия этих машин лежит закон Паскаля (см. 2.4). Напор такой машины не зависит от скорости жидкости [см. (10.7)]. В гидродинамических машинах преобразование энергии происходит за счет силового взаимодействия лопастей колеса машины с жидкостью (см. 9.3). Напор такой гидромашины пропорционален скорости жидкости [см. (10.7)].

В зависимости от типа насоса и гидродвигателя, входящих в гидропередачу, она может называться соответственно *объемной* (если гидродвигатель и насос — объемные машины) и *гидродинамической* (если гидродвигатель и насос — лопастные машины). Встречаются также смешанные гидропередачи, когда насос — гидродинамический, а двигатель — объемный, и наоборот (например, в первом случае — это широко распространенный в шахтной практике толкатель электрогидравлический типа ТЭГ).

10.4. Баланс мощности.

Основные технические показатели гидропередачи

Преобразование энергии в гидромашине сопровождается объемными, гидравлическими и механическими потерями.

Объемные потери мощности ΔN_o обусловлены утечками ΔQ жидкости через неплотности (в том числе и регулируемые утечками). В соответствии с уравнениями (4.32) и (8.4)

$$\Delta N_o = \rho g H_o \Delta Q = \mu_y \omega_y \rho g H_o \sqrt{2gH_o}, \quad (10.8)$$

где μ_y — коэффициент расхода уплотнения; ω_y — эквивалентное живое сечение уплотнения; H_o — приведенный напор перед уплотнением.

Гидравлические потери ΔN_r , обусловленные гидравлическими сопротивлениями, определяются потерями напора ΔH (потерями давления $\Delta p = \rho g \Delta H$) в самой машине. Эти потери возрастают с увеличением скорости жидкости и не зависят от давления.

Механические потери ΔN_m — это потери от трения в подшипниках и уплотнениях гидромашины.

Баланс мощности насосов и гидродвигателей — соответственно:

$$N_{н.в} = N_n + \Delta N_{н.о} + \Delta N_{н.г} + \Delta N_{н.м} = N_n + \Delta N_n; \quad (10.9)$$

$$N_{д.в} = N_d - \Delta N_{д.о} - \Delta N_{д.г} - \Delta N_{д.м} = N_d - \Delta N_d, \quad (10.10)$$

где $N_{н.в}$ — мощность насоса (мощность, потребляемая насосом на валу); N_n — полезная мощность насоса (мощность, сообщае-

мая насосом жидкости); ΔN_n — суммарные потери мощности в насосе; $N_{д.в}$ — мощность гидродвигателя (полезная мощность на валу); N_d — мощность, потребляемая гидродвигателем (мощность, отдаваемая потоком жидкости гидродвигателю); ΔN_d — суммарные потери мощности в гидродвигателе.

Баланс мощности гидропередачи (рис. 10.3, в)

$$N_{н.в} = N_{д.в} + \Delta N_n + \Delta N_d + \Delta N_l, \quad (10.11)$$

где ΔN_l — потери мощности в гидрولينии, состоящие только из объемных $\Delta N_{л.о}$ и гидравлических $\Delta N_{л.г}$ потерь, т. е. $\Delta N_l = \Delta N_{л.о} + \Delta N_{л.г}$.

Основным техническим показателем гидропередачи является ее КПД. Для передач с вращательным движением входного и выходного звеньев основными являются также передаточное отношение и коэффициент трансформации момента.

Коэффициенты полезного действия:

гидропередачи

$$\eta = N_{д.в} / N_{н.в}; \quad (10.12)$$

насоса

$$\eta_n = N_n / N_{н.в}; \quad (10.13)$$

гидродвигателя

$$\eta_d = N_{д.в} / N_d; \quad (10.14)$$

гидрولينии

$$\eta_l = N_d / N_n. \quad (10.15)$$

Подставим формулы (10.13)—(10.15) в выражение (10.12). Тогда КПД гидропередачи

$$\eta = N_{д.в} / N_{н.в} = \eta_d \eta_n \eta_l, \quad (10.16)$$

а для гидропередачи с вращательным движением входного и выходного звеньев —

$$\eta = (M_d \omega_d) / (M_n \omega_n) = K_m i, \quad (10.17)$$

где M_d , M_n — момент на валу соответственно гидродвигателя и насоса; ω_d , ω_n — угловая скорость вала соответственно гидродвигателя и насоса; K_m — коэффициент трансформации моментов; i — передаточное отношение.

Пример. Определим КПД, передаточное отношение и коэффициент трансформации момента гидропередачи при $N_{н.в} = 55$ кВт, $M_d = 6,2$ кН·м, частоте вращения валов насоса $n_n = 1470$ мин⁻¹ и гидродвигателя $n_d = 60$ мин⁻¹.

Мощность гидродвигателя

$$N_{д.в} = M_d n_d / 30 = 6200 \cdot 3,14 \cdot 60 / 30 = 38,9 \text{ кВт.}$$

КПД гидropередачи

$$\eta = N_{д.в}/N_{н.в} = 38,9/55 = 0,707.$$

Передаточное отношение

$$i = n_d/n_n = 60/1470 = 0,0407.$$

Коэффициент трансформации момента

$$K_m = \eta/i = 0,707/0,0407 = 17,4.$$

Для гидродинамических передач наряду с понятием передаточного отношения i часто пользуются понятием скольжения s , определяющим относительное отставание (проскальзывание) вала гидродвигателя от вала насоса:

$$s = (n_n - n_d)/n_n = 1 - i. \quad (10.18)$$

10.5. Рабочая жидкость

В гидроприводе рабочая жидкость является одновременно носителем энергии и смазкой. При этом она подвергается воздействию высоких давлений, скоростей и температур. Например, в гидроприводе горных машин возможен перепад давления до 32 МПа, а в механизированных крепях — до 80 МПа. Скорость движения жидкости в отдельных элементах гидропривода достигает 80 м/с, а обычный интервал температур — от 10 до 80 °С.

В процессе эксплуатации рабочая жидкость изменяет свои физико-химические свойства. Так, при протекании масла с большой скоростью через узкие щели происходит постепенное преобразование его молекулярного строения, и смазывающие свойства масла ухудшаются. Перемешивание масла с воздухом (пенообразование) приводит к окислению масла и ускоренному изменению его молекулярной структуры. Особенно интенсивно этот процесс протекает при высоких температурах (более 60 °С). При этом ухудшаются антикоррозийные свойства масла: из него выпадают шлаки (зола), а на поверхностях элементов гидропривода образуется смола, что приводит к зарастанию узких щелей, а иногда, и к заклиниванию трущихся пар. По указанным причинам рабочую жидкость приходится периодически заменять. Срок службы рабочей жидкости можно продлить введением специальных присадок, ограничением температуры до 60—70 °С, защитой системы от попадания извне воды, воздуха, загрязнений и надлежащей фильтрацией.

При выборе рабочей жидкости необходимо учитывать: ее вязкость; диапазон температур окружающей среды и максимально возможную температуру в установившемся режиме работы; давление рабочей жидкости в гидроприводе; допустимую длительность эксплуатации; стоимость рабочей жидкости.

Обеспечить нормальную работу гидропривода можно в том случае, если рабочая жидкость чистая, т. е. не содержит механических примесей и влаги, выделяет наименьшее количество паров и газов, обладает антикоррозийностью, химической стойкостью, хорошей смазывающей способностью, не вызывает смолообразования, не склонна к пенообразованию и, в ряде случаев, — негорючая, имеет минимальное изменение вязкости в пределах рабочих температур и не оказывает вредного действия на здоровье обслуживающего персонала.

В значительной мере этим требованиям отвечают минеральные масла (см. прил. 2). Для объемного гидропривода горных машин обычно применяют индустриальные масла И-20А, И-30А и И-40А.

В гидродинамических передачах, где скорости циркуляции жидкости большие, применяют маловязкие жидкости (например, в гидромуфтах применяют индустриальное масло И-12А или, чаще, водомасляные эмульсии). Гидропривод механизированных крепей работает только на эмульсиях.

Эмульсия представляет собой механическую смесь специальных присадок ВНИИНП-117 или Аквол-3 и чистой воды. Качественно приготовленная эмульсия агрегатно устойчива в процессе хранения и работы при высоком давлении, обладает смазывающими и коррозионно-защитными свойствами.

Защитные действия эмульсии от коррозии заключаются в создании на омываемых поверхностях деталей гидрооборудования пленки, образующейся из частиц (капель) присадки. Пленка препятствует доступу воды и других агрессивных сред, а также создает повышенную вязкость в щелевых уплотнениях и зазорах, что ведет к уменьшению утечек и потерь на трение в сопрягаемых подвижных элементах.

Наиболее пригодной считается эмульсия, в которой содержится не менее 90% глобул (частиц) присадки размером порядка 5 мкм.

Присадка ВНИИНП-117 — продукт нефтеперегонки черного-коричневого цвета с кинематической вязкостью 14—30 мм²/с при температуре 50°C. Эмульсия на основе ВНИИНП-117 готовится из расчета 1,5% присадки в массе готовой продукции.

Присадка Аквол-3 — смесь минерального масла селективной очистки, эмульгаторов и ингибиторов коррозии. Кинематическая вязкость присадки 15—30 мм²/с при температуре 50°C. Эмульсия готовится из расчета 3% присадки Аквол-3 в массе готовой продукции.

Приготовление эмульсии осуществляется путем тщательного перемешивания присадки с водой по специальной технологии с соблюдением требований, определенных для каждой присадки [7, 12]. Плотность водомасляной эмульсии практически

не отличается от плотности воды. Эмульсия замерзает при той же температуре, что и вода.

Применение водомасляных эмульсий снижает стоимость рабочей жидкости и потери напора в гидросетях, исключает пожароопасность гидропривода, но поскольку эмульсии имеют меньшую вязкость, чем масла, для уменьшения утечек требуются более совершенные уплотнения.

Вопросы для самопроверки

1. Дайте определение гидропривода и укажите его основное назначение.
2. Перечислите основные составные части гидропривода и укажите их назначение.
3. Перечислите основные преимущества и недостатки гидропривода.
4. Приведите примеры применения гидропривода в горном машиностроении.
5. Запишите и объясните уравнения давления (напора) насоса и гидродвигателя.
6. Определите давление насоса, если давление во входном патрубке $p_1 = 0,1$ МПа, а в выходном — $p_2 = 6,4$ МПа.
7. Приведите классификацию гидромашин и гидropередач по способу преобразования энергии.
8. Перечислите характерные особенности объемных и гидродинамических машин.
9. Запишите и объясните уравнения баланса мощности насоса, гидродвигателя и гидropередачи.
10. Приведите и объясните схему баланса мощности гидropередачи.
11. Запишите и объясните формулы КПД насоса, гидродвигателя, гидрولين и гидropередачи.
12. Перечислите основные требования к рабочим жидкостям гидропривода.
13. Приведите типы рабочих жидкостей, наиболее часто встречающихся в гидроприводах горных машин.
14. Перечислите преимущества и недостатки водомасляных эмульсий.

11. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ И ГИДРОДВИГАТЕЛИ

11.1. Общие сведения

Основными элементами объемных гидромашин являются рабочая камера, подвижный элемент (вытеснитель) и распределитель.

Рабочая камера — это пространство внутри машины, объем которого изменяется. Рабочая камера состоит из основного (полезного), изменяющегося во время работы, объема и неизменного (вредного), который обусловлен необходимыми конструктивными зазорами между камерой и подвижным элементом. Вредный объем практически не влияет на рабочий процесс объемной машины при малосжимаемых жидкостях, и наоборот, при сжимаемых жидкостях его влияние существенно.

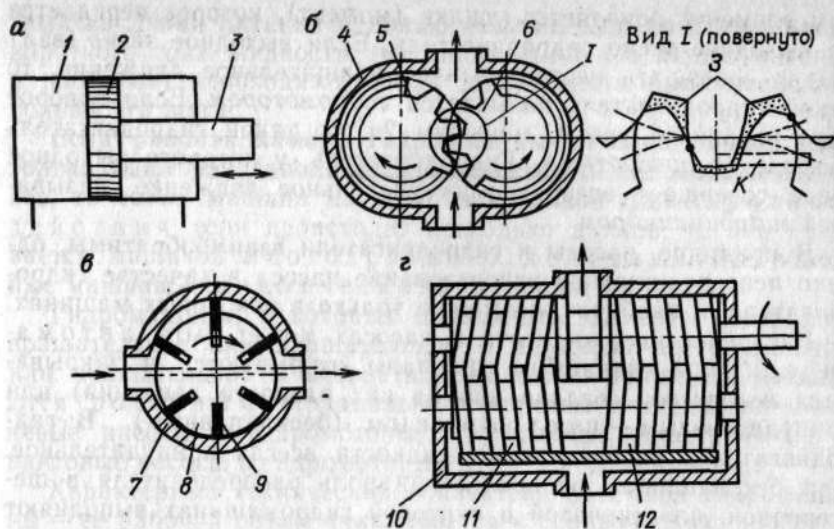


Рис. 11.1. Основные элементы объемных гидромашин

Подвижный элемент изменяет объем рабочей камеры, а распределитель попеременно сообщает ее с местами входа и выхода жидкости.

По числу рабочих камер гидромашины разделяются на одно- и многокамерные, а по конструктивному исполнению подвижных элементов — на поршневые, шестеренные, пластинчатые*, винтовые и др. [2, 10].

В поршневых гидромашинах (рис. 11.1, а) рабочая камера (или рабочие камеры) образована поверхностями цилиндра 1 и поршня 2 (поршневая полость) или цилиндра 1, поршня 2 и штока 3 (штоковая полость), в шестеренных (рис. 11.1, б) — поверхностями корпуса 4 и впадинами зубчатых колес 5 и 6, в пластинчатых (рис. 11.1, в) — поверхностями корпуса 7, ротора 8 и пластин 9, в винтовых (рис. 11.1, г) — поверхностями корпуса 10 и впадин винтов 11, 12.

Если под действием внешних сил на подвижный элемент объем рабочей камеры увеличивается, то она заполняется жидкостью — происходит процесс всасывания; если же объем камеры уменьшается, то жидкость из нее вытесняется — происходит процесс нагнетания. Таков принцип действия всех объемных насосов.

В гидродвигателе объем рабочей камеры изменяется за счет давления подведенной рабочей жидкости, при этом на подвиж-

* Пластинчатые гидромашины относятся к группе шиберных, которые, в свою очередь, разделяются на пластинчатые и фигурно-шиберные. В горном машиностроении применяются только пластинчатые машины.

ном элементе появляется усилие (момент), которое передается на выходное звено гидродвигателя. Если выходное звено (вал) может совершать неограниченное вращательное движение, то такой гидродвигатель называется *гидромотором*. Если поворот вала ограничен углом, меньшим 2π , то такой гидродвигатель называется *поворотным*. Гидродвигатель, у которого выходное звено совершает возвратно-поступательное движение, называется *гидроцилиндром*.

В принципе, насосы и гидродвигатели взаимнообратимы, однако непосредственное использование насоса в качестве гидродвигателя, и наоборот, возможно только в некоторых машинах.

Распределение жидкости в насосах может быть автоматическим — клапанным (клапаны открываются и закрываются вследствие создаваемой на них разности давления) или принудительным — программным (бесклапанным). В гидродвигателях распределение жидкости всегда принудительное. При бесклапанном распределении роль распределителя в шестеренной, пластинчатой и винтовой гидромашинах выполняют уплотнительные части их корпусов и подвижные элементы: зубья и впадины — в шестеренной (см. рис. 11.1, б); ротор и пластины — в пластинчатой (см. рис. 11.1, в); впадины и гребни винтов — в винтовой (см. рис. 11.1, г).

При бесклапанном распределении возможно *запирание жидкости* в замкнутом переменном объеме, а следовательно, и резкое изменение давления жидкости в этом объеме, что ведет к крайне негативным явлениям, особенно в насосах, где давление может изменяться от избыточного до вакуума. При повышении давления в замкнутом объеме может произойти заклинивание роторов, и насос прекратит работу. Образование вакуума в замкнутом объеме, как правило, приводит к кавитации и, следовательно, к эрозионному (кавитационному) износу элементов конструкции в местах конденсации (захлопывания) пузырьков пара.

В шестеренной гидромашине запирание жидкости (З) происходит во впадинах зубьев (см. на рис. 11.1, б, вид 1). При вращении шестерен замкнутый объем изменяется, что приводит к вышеописанным негативным явлениям. Для разгрузки замкнутого объема, чаще всего в корпусе насоса, делают специальные канавки (К), сообщающие запертую полость с полостью всасывания или нагнетания.

В пластинчатой гидромашине, так же как в шестеренной, возможно запирание жидкости в рабочей камере, поэтому уплотнительную часть корпуса выполняют таким образом, чтобы она лишь незначительно превышала расстояние между соседними пластинами.

В винтовой гидромашине объем запертых рабочих камер не изменяется, и жидкость беспрепятственно переносится вин-

тами из линии питания в линию выдачи. Для предотвращения короткого тока жидкости (из линии выдачи в линию питания и наоборот) необходимо, чтобы длина винта была несколько больше его шага.

Если рабочая камера гидромашины за один оборот вала только один раз заполняется жидкостью и освобождается от нее, то такая машина называется машиной однократного действия, если происходит несколько циклов, то она называется машиной многократного действия. Все объемные машины — циклического действия.

Гидромашины, в которых подвижные элементы совершают вращательное или вращательное и возвратно-поступательное, или вращательное и возвратно-поворотное движение, называются роторными (радиально-поршневые и аксиально-поршневые насосы и гидромоторы, шестеренные, пластинчатые и винтовые насосы и гидромоторы).

Характерный технический показатель объемной гидромашины — ее рабочий объем (указывается в справочниках, иногда — в марках насосов, гидромоторов и пневмомоторов).

Рабочий объем равен сумме изменений объемов рабочих камер гидромашины за один ее оборот. Он представляет собой объем несжимаемой жидкости, выдаваемый насосом или расходуемый гидромотором за один оборот при отсутствии в них утечек.

Гидромашины с изменяемым рабочим объемом называются регулируемыми, а с неизменяемым — нерегулируемыми.

В регулируемых гидромашинах отношение текущего значения рабочего объема q к его максимальному значению $q_{\max}$ называется *параметром регулирования*:

$$U_q = q/q_{\max}. \quad (11.1)$$

11.2. Основные технические показатели насосов

Основными техническими показателями насоса являются рабочий объем, подача, давление, мощность, КПД и частота вращения.

Подача — это объемный расход жидкости через нагнетательный патрубок насоса. Теоретическая подача насоса

$$Q_{н.т} = q_n n_n, \quad (11.2)$$

где q_n — рабочий объем насоса.

Действительная подача меньше теоретической вследствие утечек ΔQ_n в насосе (как внутренних, так и внешних):

$$Q_n = Q_{н.т} - \Delta Q_n.$$

Утечки, как видно из уравнения (10.8), ведут к потерям мощности и оцениваются *объемным КПД*

$$\eta_{н.о} = Q_n / Q_{н.т} = Q_n / (Q_n + \Delta Q_n). \quad (11.3)$$

Тогда подача

$$Q_n = q_n \eta_n \eta_{н.о}. \quad (11.4)$$

Так как объемные потери, как и другие технические показатели, изменяются при изменении давления, то в каталогах приводятся значения номинальных параметров, т. е. значения при номинальной частоте вращения и номинальном давлении насоса.

Давление насоса p_n численно равно полному приращению энергии в насосе между входным и выходным патрубками [см. 10.3 и уравнение (10.2)]. Так как при работе насоса возникают потери давления Δp_n , действительное давление p_n меньше теоретического $p_{н.т}$ на величину потерь, т. е.

$$p_n = p_{н.т} - \Delta p_n. \quad (11.5)$$

Величину потерь Δp_n в отличие от потерь давления в трубах [см. уравнения (5.2), (5.3)] нельзя определить расчетным путем вследствие сложности конфигураций проточной части насоса и неустановившегося движения жидкости. По аналогии с объемными гидравлические потери мощности оценивают *гидравлическим КПД*

$$\eta_{н.г} = p_n / p_{н.т}. \quad (11.6)$$

Выходная мощность насоса определяется как мощность потока (см. рис. 10.3, в):

$$N_n = p_n Q_n. \quad (11.7)$$

Входная мощность (на валу) больше выходной на величину объемных, гидравлических и механических потерь [см. уравнение (10.9)] и определяется по формуле

$$N_{н.в} = p_n Q_n / \eta_n. \quad (11.8)$$

Полный КПД насоса

$$\eta_n = \eta_{н.о} \eta_{н.г} \eta_{н.м}, \quad (11.9)$$

где $\eta_{н.м}$ — *механический КПД* насоса (зависит от потерь мощности в подшипниках и уплотнениях).

Практически гидравлические и механические потери разделить весьма трудно, поэтому в некоторых источниках [7, 12] их объединяют под общим названием — гидравлические потери. По указанной причине в каталогах приводят значения только полного η_n и объемного $\eta_{н.о}$ КПД насоса. Из уравнения (11.9) следует, что $\eta_{н.г} \eta_{н.м} = \eta_n / \eta_{н.о}$.

Зная мощность насоса $N_{н.в}$ и частоту вращения его вала n_n , можно определить еще один показатель — *момент на валу*:

$$M_n = N_{н.в} / \omega_n = \frac{p_n Q_n}{\eta_n 2\pi n_n}, \quad (11.10)$$

где ω_n — угловая скорость вращения вала.

Пример. Определим подачу и рабочий объем насоса при частоте вращения вала $n_n = 975 \text{ мин}^{-1}$, мощности $N_{н.в} = 15 \text{ кВт}$, давлении $p_n = 10 \text{ МПа}$, объемном КПД $\eta_{н.о} = 0,95$, полном КПД $\eta_n = 0,85$.

В соответствии с уравнением (11.8) подача

$$\begin{aligned} Q_n &= N_{н.в} \eta_n / p_n = 15 \cdot 10^3 \cdot 0,85 / (10 \cdot 10^6) = \\ &= 1275 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с} = 1,275 \text{ л/с} = 76,5 \text{ л/мин.} \end{aligned}$$

Рабочий объем [см. (11.4)]

$$q_n = Q_n / (n_n \eta_{н.о}) = 76,5 / (975 \cdot 0,95) = 0,0826 \text{ дм}^3 = 82,6 \text{ см}^3.$$

11.3. Поршневые насосы

11.3.1. Устройство и принцип действия

Основные элементы поршневых насосов — цилиндр, поршень и распределители, при помощи которых цилиндр попеременно сообщается то с линией всасывания, то с линией нагнетания. Характерными признаками насосов являются кратность действия, конструкция поршня, число и расположение цилиндров, конструкция распределителя.

Так как принцип действия всех насосов одинаков, рассмотрим наиболее простой одноцилиндровый насос однократного действия (рис. 11.2, а).

При движении поршня 2 вправо увеличивается объем рабочей камеры в цилиндре 1, вследствие чего давление в ней уменьшается, всасывающий клапан 3 открывается, и жидкость всасывается в цилиндр из подводящего патрубка. При движении поршня влево объем рабочей камеры уменьшается, давление в ней возрастает, всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный клапан 4 открывается, и жидкость вытесняется из цилиндра в нагнетательный патрубок. Таким образом, насос однократного действия за один оборот кривошипного вала один раз вытесняет жидкость из рабочей камеры.

Процесс изменения давления в цилиндре в зависимости от изменения объема рабочей камеры V или хода поршня S можно проследить по индикаторной диаграмме (рис. 11.2, б), площадь которой пропорциональна работе насоса за цикл.

Открытие всасывающего клапана происходит в точке x , закрытие — в точке y . Линия xy соответствует изменению давления в цилиндре при всасывании жидкости и располагается ниже линии kl среднего давления p_1 во всасывающем патрубке насоса на расстоянии, соответствующем величине потерь дав-

Колебание давления в момент открывания всасывающего (правее точки x) и нагнетательного (левее точки u) клапанов объясняется их инерционностью и условиями обтекания их жидкостью.

Аналогично работают насос двухкратного двустороннего действия — насос с двумя рабочими камерами (рис. 11.2, б) и эксцентриковый насос (рис. 11.2, в), причем последний чаще всего выполняется с несколькими цилиндрами.

Характерная особенность конструкции приведенного эксцентрикового насоса — отсутствие жесткой связи плунжера 5 с эксцентриковым механизмом 6. Насос может подавать жидкость только при достаточном давлении p_1 во всасывающем патрубке. При этом плунжер 5 входит в контакт с толкателем 7, и они работают как единая деталь в цилиндре 1. Всасывающий 4 и нагнетательный 3 клапаны работают так же, как в выше-рассмотренных насосах. Если давление p_1 недостаточно для прижатия плунжера к толкателю, то контакт между ними теряется — плунжер прекращает движение, и насос работает вхолостую. Дренажное отверстие 8 предназначено для разгрузки полости между плунжером и толкателем. Таков принцип действия насосов, например, на станциях СНТ32 очистных комплексов [7, 12].

Для увеличения рабочего объема насосов нередко используется принцип многократности действия. Например, в насосе пятикратного действия (рис. 11.2, г) при тех же размерах цилиндра рабочий объем возрастает в 5 раз. В этом случае цилиндр 10 вращается относительно пустотелой оси 12, а головка поршня 9 обкатывается по пятипрофильной обойме 11. Проходя каждый профиль, поршень производит один раз всасывание и один раз нагнетание жидкости в соответствующие секции пустотелой оси 12. Секции разделены и сообщаются соответственно со всасывающей и нагнетательной гидролиниями (на рисунке не показаны).

Если длина поршня меньше его диаметра, т. е. $b < D$ (см. рис. 11.2, б), то такой поршень называется дисковым, если $b > D$ (см. рис. 11.2, а, в, г) — плунжерным. Как правило, плунжеры используются для получения высокого давления, причем, они могут быть как сплошными (см. рис. 11.2, г), так и пустотелыми (см. рис. 11.2, а, в).

По числу цилиндров поршневые насосы разделяются на одно- и многоцилиндровые, по их расположению — на насосы с параллельным расположением осей цилиндров в одной плоскости (насосы с кривошипно-шатунным механизмом и эксцентриковые), звездообразным или V-образным (радиальные насосы), а также с расположением осей цилиндров параллельно их оси вращения (аксиальные насосы).

По конструкции распределителя различают поршневые насосы с клапанным распределением (см. рис. 11.2, а—в) и золотниковым (принудительным) (см. рис. 11.2, г).

Рабочий объем одноцилиндрового поршневого насоса однократного действия (см. рис. 11.2, а) определяется изменением объема рабочей камеры, вызванным перемещением поршня за один оборот кривошипа:

$$q_n = \frac{\pi D^2}{4} S, \quad (11.11)$$

где D — диаметр поршня; $S = 2r$ — ход поршня; r — радиус кривошипа.

Рабочий объем многоцилиндрового насоса многократного действия (с одинаковыми цилиндрами)

$$q_n = \frac{\pi D^2}{4} S m z k, \quad (11.12)$$

где m — число рядов цилиндров; z — число цилиндров в одном ряду; k — кратность действия.

Поршневые одноцилиндровые насосы в гидроприводе горных машин используются редко. Широкое распространение получили трехцилиндровые эксцентриковые насосы высокого давления. В частности, в унифицированной насосной станции СНУ-9 гидромеханизированных крепей очистных комплексов используются насосы типа АНУ160 ($q_n = 160 \text{ см}^3$, $Q_n = 90 \text{ л/мин}$, $p_n = 32 \text{ МПа}$, $N_{н.в} = 55 \text{ кВт}$, $n_n = 600 \text{ мин}^{-1}$), в насосной станции СНТ32 — насосы с параметрами: $q_n = 176 \text{ см}^3$, $Q_n = 90 \text{ л/мин}$, $p_n = 32 \text{ МПа}$, $N_{н.в} = 55 \text{ кВт}$, $n_n = 588 \text{ мин}^{-1}$ [7, 12].

Характерная особенность конструкции насоса СНТ — отсутствие жесткой связи между шатуном эксцентрикового механизма и плунжером (см. рис. 11.2, в). Насос нормально работает только при избыточном давлении во всасывающей патрубке не менее 0,3 МПа, при этом плунжер прижимается к толкателю шатуна и составляет с ним как бы единую деталь. При меньшем давлении усилие для прижатия плунжера к штоку становится недостаточным, плунжер останавливается, и насос работает вхолостую (при нулевой подаче).

В насосной станции СНУ-5 используется эксцентриковый быстроходный насос типа ВНР32/20 ($q_n = 32 \text{ см}^3$, $Q_n = 40 \text{ л/мин}$, $p_n = 20 \text{ МПа}$, $n_n = 1470 \text{ мин}^{-1}$, $N_{н.в} = 17 \text{ кВт}$) [7, 12]. Характерная особенность его конструкции — звездообразное расположение цилиндров относительно горизонтального вала.

11.3.2. Графики подачи насосов

По формуле (11.4) можно определить среднюю подачу насоса за цикл (один оборот вала). Действительная мгновенная подача Q пропорциональна скорости поршня s . Для одноцилинд-

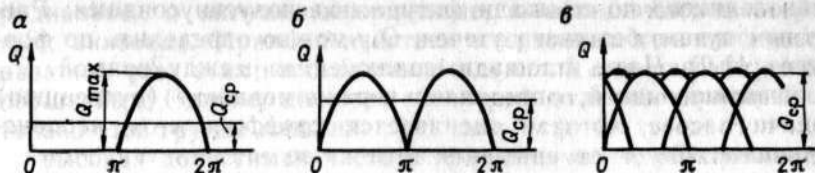


Рис. 11.3. Графики подачи поршневых насосов

рового насоса однократного действия мгновенная теоретическая подача

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} c. \quad (11.13)$$

Если пренебречь конечной длиной шатуна, то при повороте кривошипа на угол φ скорость поршня

$$c \approx \omega_n r \sin \varphi = 2\pi n_n r \sin \varphi, \quad (11.14)$$

а мгновенная подача

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} c = \frac{\pi^2 D^2 n_n}{2} r \sin \varphi. \quad (11.15)$$

Из формул (11.14) и (11.15) видно, что скорость поршня и мгновенная подача при $n_n = \text{const}$ изменяются синусоидально. Так же изменяются эти параметры и для других поршневых насосов с аналогичным преобразованием вращательного движения в возвратно-поступательное движение поршня (эксцентровых, радиально- и аксиально-поршневых).

Графическая зависимость $Q = f(\varphi)$ или, при $n_n = \text{const}$, $Q = f(t)$ называется *графиком подачи*. Для построения графика необходимо знать принцип действия насоса и закон изменения скорости поршня. Для одноцилиндрового насоса однократного действия график подачи — это полусинусоиды, смещенные относительно друг друга на угол π (рис. 11.3, а), для двухцилиндрового насоса однократного действия или насоса двустороннего действия при малой толщине штока — это непрерывные полусинусоиды (рис. 11.3, б), для трехцилиндрового насоса одностороннего действия при равномерном смещении кривошипов — это полусинусоиды со сдвигом относительно друг друга на угол $2\pi/3$ (рис. 11.3, в). Так как в последнем случае в диапазонах углов $0 \div \pi/3$, $2\pi/3 \div \pi$, ... подача насоса осуществляется одновременно двумя цилиндрами, суммарная подача насоса становится довольно равномерной.

Неравномерность подачи вызывает гидравлические удары, опасные вибрации и неравномерность движения исполнительных органов машин. Поэтому стремятся выровнять график подачи, приблизив его к прямой Q_{cp} — стороне прямоугольника

равновеликого по площади фигуре под полусинусоидами. Расчетным путем, без учета утечек, $Q_{\text{ср}}$ можно определить по формуле (11.2). Часть площади, заключенная между прямой $Q_{\text{ср}}$ и полусинусоидной, определяет неравномерность (пульсацию) подачи насоса, которая оценивается *коэффициентом неравномерности*

$$\delta = \frac{Q_{\text{max}} - Q_{\text{min}}}{Q_{\text{ср}}} \cdot 100 \%, \quad (11.16)$$

где Q_{max} и Q_{min} — соответственно максимальное и минимальное значения мгновенной подачи.

Для одноцилиндрового насоса однократного действия $Q_{\text{max}} = \pi^2 D^2 n_r / 2$ и $Q_{\text{min}} = 0$ [см. (11.15)], а $Q_{\text{ср}} = Q_{\text{н.т}} = (\pi D^2 / 4) \cdot 2 r n_r$ [см. (11.2)]. Подставляя эти значения в уравнение (11.16), получим $\delta = \pi$. Аналогично вычисляют коэффициент неравномерности для насосов с числом цилиндров $z > 1$.

Значения коэффициента неравномерности δ в зависимости от числа цилиндров насоса z приведены ниже:

z	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\delta, \%$	314	157	14	33	5	14	3	8	1,5	5	1

Анализируя эти данные, можно сделать следующие выводы. Для выравнивания подачи целесообразно применять многоцилиндровые насосы с нечетным числом цилиндров, в которых моменты начала выдачи жидкости из камер смещены во времени, что достигается поворотом кривошипов на угол $2\pi/z$. При числе цилиндров $z \geq 7$ подачу можно считать равномерной.

При $\delta > 10\%$ подача насоса считается неравномерной. В этом случае насосы, как правило, снабжаются воздушными колпаками (см. 7.2). Чтобы возмущения от пульсации подачи локализовывались в самом насосе, воздушный колпак устанавливают сразу за нагнетательными клапанами. В водяных поршневых насосах ($z < 3$) для улучшения условий всасывания воздушные колпаки устанавливаются иногда на всасывающих (длинных) трубопроводах, но и в этих случаях они должны находиться на минимальном расстоянии от источника возмущения, т. е. располагаться как можно ближе к всасывающим клапанам.

В практике гидропривода колпаки (гидроаккумуляторы, заполненные сжатым азотом) устанавливают в нагнетательной линии насосных станций (СНУ-5, СНУ-9, СНТ32) механизированных крепей, где расход рабочей жидкости резко меняется.

11.4. Роторные насосы

К роторным насосам относятся насосы, в которых вытеснители при работе совершают сложное пространственное движение, но определяющим движением при этом является вращательное.

Наиболее часто применяемые в гидроприводе роторные насосы: радиально- и аксиально-поршневые; пластинчатые; шестеренные; винтовые. Принцип действия и основные технические показатели всех этих насосов такие же, как и для рассмотренных поршневых. Однако, имеются некоторые отличия, свойственные только этой группе машин:

высокая допустимая частота вращения вала, обусловленная соответствующей конструкцией вытеснителей, расположенных в роторе;

компактность, а следовательно, и большая создаваемая мощность на единицу массы машины;

реверсивность — при изменении направления вращения ротора изменяется направление потока в патрубках насоса;

бесклапанное (как правило) распределение жидкости, что повышает надежность машины, так как поломки клапанов являются причиной частых отказов;

возможность регулирования подачи путем изменения рабочего объема (для многих машин).

Приведенные особенности, по существу, являются преимуществами роторных насосов. Однако, они имеют недостатки, наиболее существенные из которых: возможность заклинивания жидкости в переменном объеме (при бесклапанном распределении); большие утечки жидкости, что ведет к снижению объемного, а следовательно, и полного КПД; более сложная конструкция.

11.4.1. Радиально-поршневые насосы

Регулируемый радиально-поршневой насос (рис. 11.4) состоит из ротора 2 с цилиндрами, плунжеров 1, обоймы 4, распределительного устройства 3 с подводящим и отводящим каналами 5 и 6, а также устройства, с помощью которого обойма 4 перемещается относительно оси ротора на величину эксцентриситета e . Роль распределительного устройства выполняет пустотелая ось 7 с уплотнительной перемычкой. На этой оси закреплен ротор. При вращении ротора цилиндры своими каналами поочередно соединяются с каналами всасывания 5 и нагнетания 6, расположенными в пустотелой оси. При переходе цилиндров через нейтральное положение их каналы перекрываются уплотнительной перемычкой, и линия всасывания отделяется от напорной линии.

Перемычка должна иметь оптимальную толщину, исключая изменение запертого объема жидкости в цилиндре при вращении ротора (толщина, превышающая оптимальную), что приводит к вышерассмотренным негативным явлениям, или возможность перетечи жидкости из области нагнетания в область всасывания (слишком малая толщина).

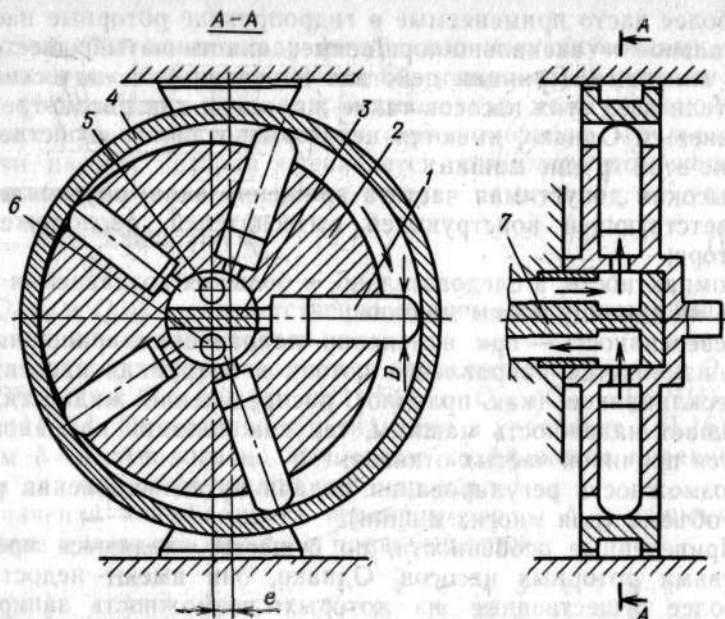


Рис. 11.4. Радиально-поршневой насос

Во избежание расклинивания плунжеров в цилиндрах необходимо, чтобы их максимальный ход не превышал $0,1$ радиуса ротора. Часто насос выполняют с двумя или тремя рядами плунжеров для увеличения его рабочего объема.

При работе насоса головки плунжеров прижимаются к внутренней поверхности обоймы центробежными силами или, чаще, давлением жидкости, подаваемой в цилиндр подпиточным насосом. Если эксцентриситет $e \neq 0$, то плунжеры, обкатываясь по обойме и совершая при этом возвратно-поступательное движение в цилиндрах, производят всасывание жидкости (движение от центра вращения) или нагнетание (движение — к центру). Если эксцентриситет $e = 0$, то радиальное перемещение плунжеров отсутствует, и насос не подает жидкость.

Рабочий объем насоса

$$q_n = \frac{\pi D^2}{4} z \cdot 2em = \frac{\pi D^2}{2} zem, \quad (11.17)$$

где D — диаметр плунжера; z — число плунжеров; m — число рядов плунжеров.

Изменяя величину и знак эксцентриситета, можно изменять подачу и направление потока жидкости. При максимальном

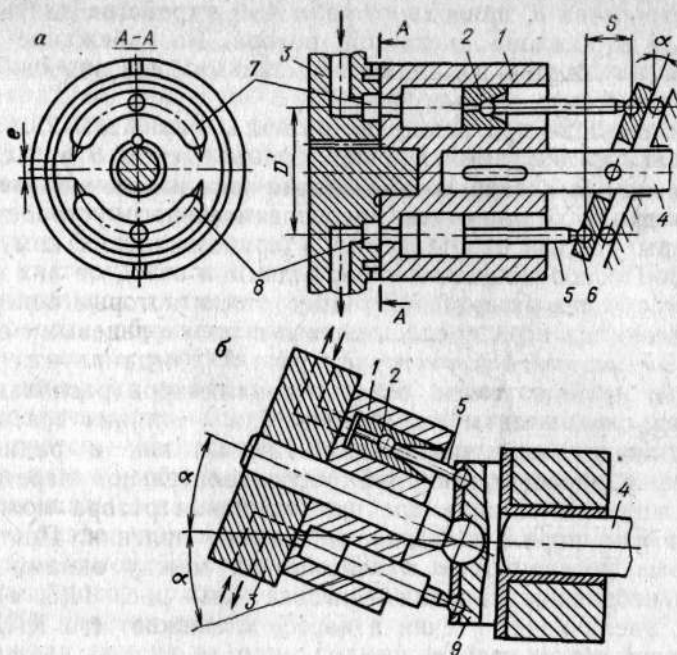


Рис. 11.5. Аксиально-поршневые насосы

значении эксцентриситета $e_{\max}$ подача насоса максимальна, а параметр регулирования

$$U_q = U_e = e/e_{\max}, \quad (11.18)$$

где U_e — параметр регулирования или относительный эксцентриситет, который может изменяться от 0 до ± 1 .

Регулируемые радиально-поршневые насосы типа НР выпускаются серийно для гидроприводов машин, применяющихся в разных отраслях промышленности. Их основные технические показатели: $q_n = 125 \div 500 \text{ см}^3$, $Q_n = 100 \div 400 \text{ л/мин}$, $p_n = 10$ и 20 МПа , $n_n = 960 \text{ мин}^{-1}$, $N_{н.в} = 45 \div 192 \text{ кВт}$ [10].

В гидроприводах механизмов подачи угольных комбайнов до последнего времени широко использовались специальные регулируемые радиально-поршневые насосы 1НП120 и НП200 с максимальной подачей соответственно 120 и 200 л/мин и давлением 10 и 11,5 МПа [12].

11.4.2. Аксиально-поршневые насосы

Аксиально-поршневые насосы, выпускаемые с наклонным диском (рис. 11.5, а) или наклонным ротором (рис. 11.5, б), состоят из ротора 1 с цилиндрами, плунжеров 2, распределитель-

ного устройства 3, приводного вала 4 и устройства для изменения угла α наклона диска или ротора. Во избежание заклинивания плунжеров в цилиндрах максимальное значение угла $\alpha_{\max}$ должно быть равным 20—30°.

Если $\alpha \neq 0$, то при вращении ротора 1 плунжеры 2, шарнирно связанные шатунами 5 с наклонным диском 6 или с ведущим диском 9, совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах. Удаляясь от распределительного устройства 3, плунжеры всасывают жидкость, а приближаясь к нему, — нагнетают. Подвод жидкости к цилиндрам и отвод от них осуществляются через отверстия в торце ротора, которые попеременно соединяются с распределительными полукольцевыми окнами 7 и 8, имеющимися в распределителе 3. Когда плунжеры доходят до крайних точек, отверстия цилиндров располагаются напротив перемычек между окнами 7 и 8 — линия всасывания отделяется от линии нагнетания. Так же как в радиально-поршневых насосах, запертый распределительной перемычкой объем жидкости в цилиндре при вращении ротора может несколько изменяться, вызывая негативные явления. Поэтому в некоторых конструкциях в перемычках между окнами 7 и 8 делают небольшие канавки — мысики (см. рис. 11.5, а), что, однако, увеличивает утечки в насосе и снижает его КПД.

Рабочий объем насоса

$$q_n = \frac{\pi D'^2}{4} z D' \operatorname{tg} \alpha, \quad (11.19)$$

где D' — диаметр окружности, проведенной через оси цилиндров.

Изменяя угол α , можно изменять подачу и направление потока жидкости в насосе. При $\alpha = \alpha_{\max}$ подача — максимальна. Параметр регулирования

$$U_q = U_\alpha = \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} \alpha_{\max}. \quad (11.20)$$

Аксиально-поршневые насосы более компактны, чем радиально-поршневые, и имеют больший КПД, однако они чувствительнее к вибрациям. Промышленностью серийно выпускаются регулируемые и нерегулируемые аксиально-поршневые насосы нескольких модификаций с диапазонами: рабочих объемов — от 4 до 140 см³; подач — от 5 до 200 л/мин; давлений — от 6 до 32 МПа; мощностей — от 3 до 77 кВт [10]. Регулируемые аксиально-поршневые насосы с наклонным диском (РНАС) используются в современных механизмах подачи угольных комбайнов и в некоторых других машинах. Параметры их: $q_n = 32 \div 250$ см³, $Q_n = 44 \div 344$ л/мин, $p_n = 32$ МПа, $N_{н.в} = 26 \div 208$ кВт [12].

11.4.3. Пластинчатые насосы

Пластинчатые (шиберные) насосы могут быть однократного и многократного действия, одинарными и сдвоенными.

Насос однократного действия (рис. 11.6, а) состоит из ротора 1, ось вращения которого смещена относительно оси статора 2 на величину эксцентриситета e . В пазах ротора установлены пластины (шиберы) 3, прижимаемые к внутренней поверхности статора давлением жидкости или пружинами. Скользя по статору, пластины одновременно совершают возвратно-поступательное движение в пазах ротора. При этом серповидная полость, образованная эксцентричным расположением ротора в статоре, разделяется пластинами на камеры, объем которых во время работы непрерывно меняется. Если объем камер увеличивается, то происходит всасывание жидкости, если уменьшается — нагнетание. Во избежание расклинивания пластин в пазах необходимо, чтобы максимальный эксцентриситет не превышал 0,1 радиуса ротора.

Для разделения всасывающей полости 5 и нагнетательной 6 в статоре имеются уплотнительные выступы I—II и III—IV. С торцов ротор уплотняется дисками 4, которые прижимаются к торцам пластин давлением p_2 .

Каждая камера за один полный оборот участвует в нагнетании жидкости один раз, поэтому рассматриваемый насос — однократного действия. Все камеры этого насоса переносят за один оборот в полость нагнетания объем жидкости, равный объему кольца шириной b и толщиной $2e$ за вычетом объема, занятого пластинами. Следовательно, рабочий объем пластинчатого насоса однократного действия

$$q_n = 2eb(2\pi r - z\delta), \quad (11.21)$$

где r — радиус статора; z — число пластин; δ — толщина пластины.

Пластинчатые насосы однократного действия могут быть с постоянной или переменной подачей, причем в последних регу-

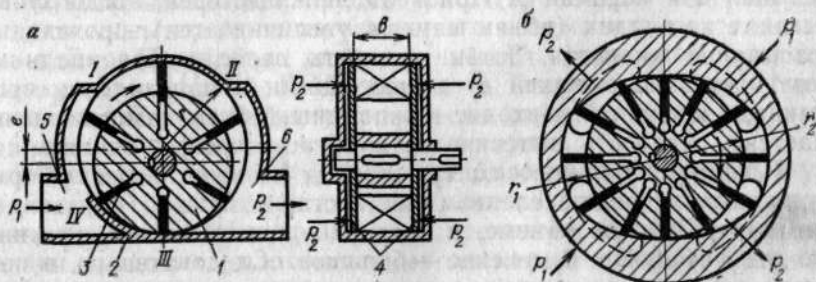


Рис. 11.6. Пластинчатые насосы

лирование подачи осуществляется путем изменения эксцентриситета.

В пластинчатых насосах однократного действия ротор и подшипники испытывают односторонние силы давления, что затрудняет создание насосов, рассчитанных на большие значения давления, и является одной из причин их малого срока службы. В насосах двухкратного действия (рис. 11.6, б), благодаря наличию двух противоположно расположенных полостей, ротор разгружен от сил давления, а подвод жидкости в камеры и отвод из них производится через торцовые окна статора. Однако, насосы двухкратного действия — нерегулируемые.

В насосах высокого давления пластины-шиберы выполняют двойными с небольшим зазором между ними и внутренней поверхностью статора (лабиринтное уплотнение), что увеличивает сопротивление перетеканию жидкости. Пластины прижимаются к статору под действием давления жидкости p_2 , подводимой из полости нагнетания. Такая конструкция увеличивает контакт пластин с внутренней поверхностью статора и уменьшает утечки жидкости.

Серийно выпускаемые нерегулируемые пластинчатые насосы двухкратного действия имеют следующие параметры: Г12 — $q_n = 8 \div 224 \text{ см}^3$, $Q_n = 5 \div 200 \text{ л/мин}$, $p_n = 6,3 \text{ МПа}$, $N_{н.в} = 4,1 \div 24,5 \text{ кВт}$; БГ12 — $q_n = 5 \div 80 \text{ см}^3$, $Q_n = 5,4 \div 102 \text{ л/мин}$, $p_n = 12,5 \text{ МПа}$, $N_{н.в} = 2 \div 26 \text{ кВт}$ [10]. Они широко применяются в гидроприводах проходческих комбайнов и бурильных машин.

Параметры серийно выпускаемых регулируемых пластинчатых насосов приведены в справочной литературе [10].

11.4.4. Шестеренные насосы

Шестеренные насосы выпускаются с внешним и внутренним зацеплением. Последние более компактны, но из-за сложности изготовления применяются редко.

Насос с внешним зацеплением (рис. 11.7) состоит из корпуса 1, в котором с небольшими торцовыми и радиальными зазорами находятся в зацеплении две одинаковые шестерни — ведущая 2 и ведомая 3. При вращении шестерен, когда зубья выходят из впадин (объем камеры увеличивается), происходит всасывание жидкости. Затем жидкость, заполнившая впадины, переносится по внешней дуге шестернями в направлении вращения, а когда зубья входят во впадины (объем камеры уменьшается), жидкость вытесняется в нагнетательную линию.

В шестеренных насосах, так же как во всех насосах с принудительным распределением жидкости, возможно ее запираание в переменном объеме, и хотя запираемый объем невелик, его относительное изменение — большое. Следовательно, в нем могут происходить значительное изменение давления и, даже, кавитация. Существуют несколько способов, исключающих за-

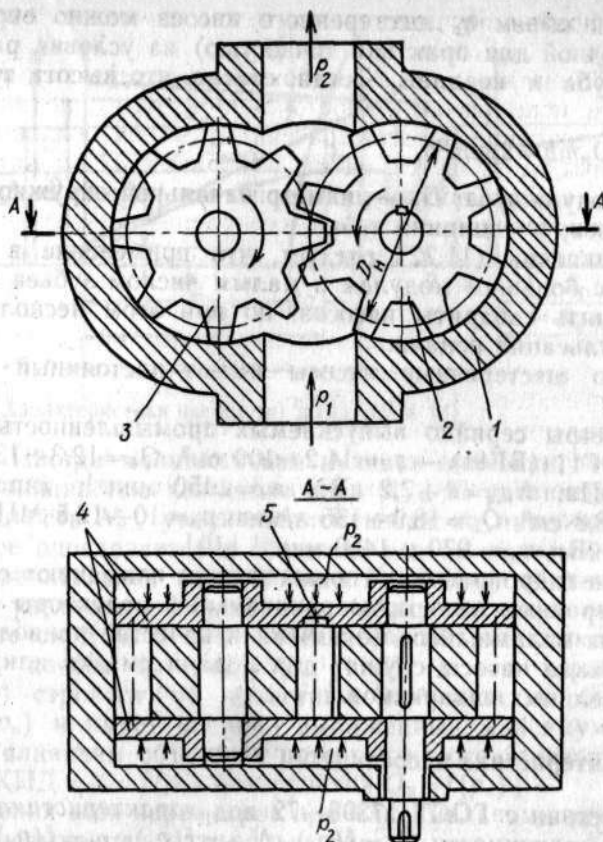


Рис. 11.7. Шестеренный насос

пирание жидкости в шестеренных насосах. Наиболее распространенный из них — разгрузка указанного объема за счет создания специальных боковых каналов в корпусе насоса в области зацепления зубьев (см. рис. 11.1, б) или каналов 5 в уплотнительных дисках 4 (см. рис. 11.7). Через эти каналы жидкость вытесняется из замкнутого объема или подсасывается в него. Но в обоих случаях снижаются объемный, а следовательно, и полный КПД насоса. В некоторых конструкциях насосов разгрузка замкнутого объема осуществляется через радиальные отверстия во впадинах шестерен.

Основные утечки в насосах происходят через торцовые уплотнения. Номинальное давление насосов без специальных прижимных дисков, как правило, не превышает 2,5 МПа. При наличии торцовых уплотнительных дисков 4, которые поджимаются давлением жидкости p_2 , номинальное давление насоса увеличивается до 16 МПа.

Рабочий объем q_n шестеренного насоса можно определить (с достаточной для практики точностью) из условия равенства объемов зуба и впадины. Тогда, считая, что высота зуба равна $2m$,

$$q_n = 2\pi D_n m b = 2\pi z m^2 b, \quad (11.22)$$

где m — модуль зуба; D_n — диаметр начальной окружности; z — число зубьев; b — ширина зуба.

Из уравнения (11.22) следует, что применение в насосах шестерен с большим модулем и малым числом зубьев позволяет уменьшить габариты насосов, но при этом несколько возрастает пульсация подачи.

Обычно шестеренные насосы имеют постоянный рабочий объем.

Параметры серийно выпускаемых промышленностью насосов: типа Г11 (БГ11) — $q_n = 11,2 \div 100 \text{ см}^3$, $Q_n = 12,3 \div 133 \text{ л/мин}$, $p_n = 2,5 \text{ МПа}$, $N_{н.в} = 1 \div 7,2 \text{ кВт}$, $n_n = 1450 \text{ мин}^{-1}$; типа НШ — $q_n = 10 \div 98,8 \text{ см}^3$, $Q_n = 13,0 \div 135 \text{ л/мин}$, $p_n = 10 \div 12,5 \text{ МПа}$, $N_{н.в} = 2,7 \div 28 \text{ кВт}$, $n_n = 970$ и 1450 мин^{-1} [10].

Часто в гидроприводах горных машин применяют специальные шестеренные насосы, встраиваемые в редукторы с промежуточными валами, используемыми в качестве приводных элементов. Такие насосы служат для подачи смазки или питания вспомогательных механизмов.

11.5. Характеристика насоса

В соответствии с ГОСТ 17398—72 под *характеристикой насоса* понимают зависимости $Q_n = f(p_n)$, $N_{н.в} = f(p_n)$, $\eta_n = f(p_n)$ при постоянных частоте вращения вала, плотности и вязкости жидкости. Последнее ограничение вводится потому, что с изменением вязкости изменяются утечки ΔQ_n .

Теоретическая подача насоса не зависит от давления [см. формулу (11.2)], поэтому график $Q_{н.т} = f(p_n)$ — прямая линия параллельная оси абсцисс (рис. 11.8, а). Такую характеристику называют *жесткой*, так как при изменении давления подача насоса не изменяется. Аналогичную характеристику имеют все объемные насосы, поэтому они должны снабжаться предохранительными клапанами, предотвращающими случайное повышение давления сверх расчетного во избежание поломки машины или приводного двигателя.

Действительная подача насоса $Q_n = Q_{н.т} - \Delta Q_n$ зависит от давления, так как при его увеличении утечки ΔQ_n увеличиваются [см. уравнение (10.8)], поэтому действительная характеристика $Q_n = f(p_n)$ не параллельна оси абсцисс и нелинейна.

При давлении $p_n = 0$ полезная мощность насоса $N_n = 0$ [см. (11.7)], а мощность на валу $N_{н.в} = \Delta N_{н.г.} + \Delta N_{н.м.}$ [см. (10.8)] и

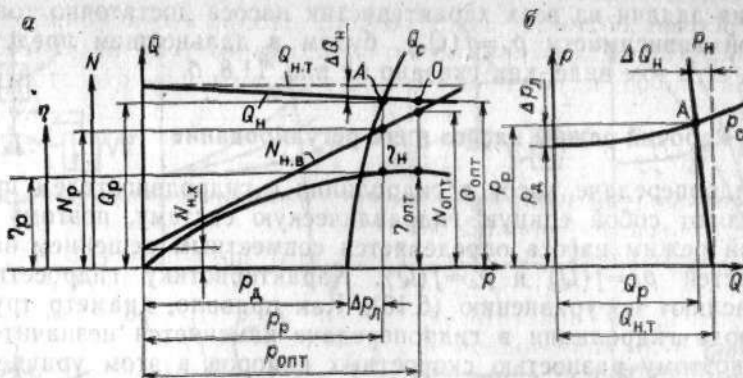


Рис. 11.8. Характеристики насоса (а) и гидросети (б)

(10.9)]. Иногда мощность при нулевом значении давления называют мощностью холостого хода $N_{н.х}$. С увеличением давления мощность $N_{н.в}$ увеличивается почти по линейному закону, и рост ее определяется в основном ростом полезной мощности N_n . Незначительная нелинейность $N_{н.в} = f(p_n)$ объясняется тем, что при увеличении давления p_n наблюдается некоторое увеличение утечек ΔQ_n , а следовательно, и объемных потерь $\Delta N_{н.о}$.

КПД насоса $\eta_n = p_n Q_n / N_{н.в}$ (11.8), а его характеристика $\eta_n = f(p_n)$ строится по известным зависимостям $Q_n = f(p_n)$ и $N_{н.в} = f(p_n)$ и имеет не явно выраженный максимум, обусловленный влиянием объемных потерь в насосе [зависимость объемного КПД $\eta_{н.о} = f(p_n)$ конгруэнтна $Q_n = f(p_n)$].

Значения всех параметров при максимальном значении КПД насоса называются *оптимальными*: $Q_{н.опт}$, $p_{н.опт}$, $N_{н.в.опт}$ (см. рис. 11.8, а). *Номинальные* (паспортные) значения технических показателей обычно близки к оптимальным.

Практически характеристики насоса получают опытным путем на специальном стенде в соответствии с требованиями ГОСТ 14658—86. Суть испытаний сводится к опытным замерам значений Q_n и $N_{н.в}$ при соответствующих им разных значениях p_n . По результатам испытаний строят зависимости $Q_n = f(p_n)$ и $N_{н.в} = f(p_n)$. Характеристику $\eta_n = f(p_n)$ рассчитывают, используя полученные значения.

Характеристика гидравлической сети (рис. 11.8, б) — это, как правило, зависимость $p_c = f(Q)$ [см. уравнение (6.10)]. В этой же системе координат характеристика насоса $p_n = f(Q_n)$ имеет уже другой вид, а характеристики $N_{н.в} = f(Q_n)$ и $\eta_n = f(Q_n)$ из-за жесткой характеристики давления не представительны, так как возможны только в области существования характеристики $p_n = f(Q_n)$, т. е. в области весьма малого диапазона подач. Но так как в гидравлике характеристику сети строят, как правило, именно в этой системе координат, то в случаях, когда для ре-

шения задачи из всех характеристик насоса достаточно только одной зависимости $p_n = f(Q_n)$, будем в дальнейшем представлять ее в том виде, как указано на рис. 11.8, б.

11.6. Рабочий режим насоса и его регулирование

В гидропередаче насос и гидрوليния с гидродвигателем представляют собой единую гидравлическую систему, поэтому рабочий режим насоса определяется совместным решением зависимостей $p_n = f(Q)$ и $p_c = f(Q)$. Характеристику гидросети p_c вычисляют по уравнению (6.10). Как правило, диаметр трубопровода гидрوليнии в гидропередаче изменяется незначительно, поэтому разностью скоростных напоров в этом уравнении можно пренебречь. Кроме этого, вследствие компактности гидропривода горных машин, можно пренебречь также разностью отметок гидрوليнии. Разность давлений $(p_k - p_n)$ в уравнении (6.10) равна давлению гидродвигателя p_d . Таким образом, уравнение гидросети (6.10) для гидропривода можно записать в следующем виде:

$$p_c = p_d + \Delta p_l, \quad (11.23)$$

где Δp_l — суммарные потери давления в гидрوليнии.

Как показали результаты многочисленных расчетов гидропривода, потери по длине в гидрوليнии при расчетных режимах чаще всего пропорциональны расходу в степени $2 > m > 1$ [переходный режим движения жидкости (см. 5.5)]. Потери же в местных сопротивлениях (в коленах, тройниках, фильтрах, гидроаппаратах и т. д.) пропорциональны расходу в квадрате. Так как последние являются определяющими для Δp_l , в дальнейшем при анализе гидравлических систем будем принимать

$$\Delta p_l = \rho g a_l Q^2,$$

где a_l — суммарное сопротивление гидрوليнии.

Тогда уравнение (11.23) можно представить в виде

$$p_c = p_d + \rho g a_l Q^2. \quad (11.24)$$

Так как аналитической зависимости $p_n = f(Q)$ в общем виде не существует, рабочий режим насоса, как правило, определяют графически — точка пересечения характеристик $p_n = f(Q)$ и $p_c = f(Q)$ (см. рис. 11.8, точка А). Параметрами рабочего режима являются Q_p , p_p , $N_{н.в.р.}$, η_p . Значение $N_{н.в.р.}$ рассчитывают аналитически по формуле (11.8) при известных Q_p , p_p , η_p : $N_{н.в.р.} = p_p Q_p / \eta_p$.

Пример. Определим мощность насоса при рабочих значениях подачи $Q_p = 60$ л/мин, давления $p_p = 9$ МПа и КПД $\eta_p = 0,8$.

По уравнению (11.8)

$$N_{н.в.р.} = 9 \cdot 10^6 \cdot 60 \cdot 10^{-3} / (60 \cdot 0,8) = 11,25 \text{ кВт.}$$

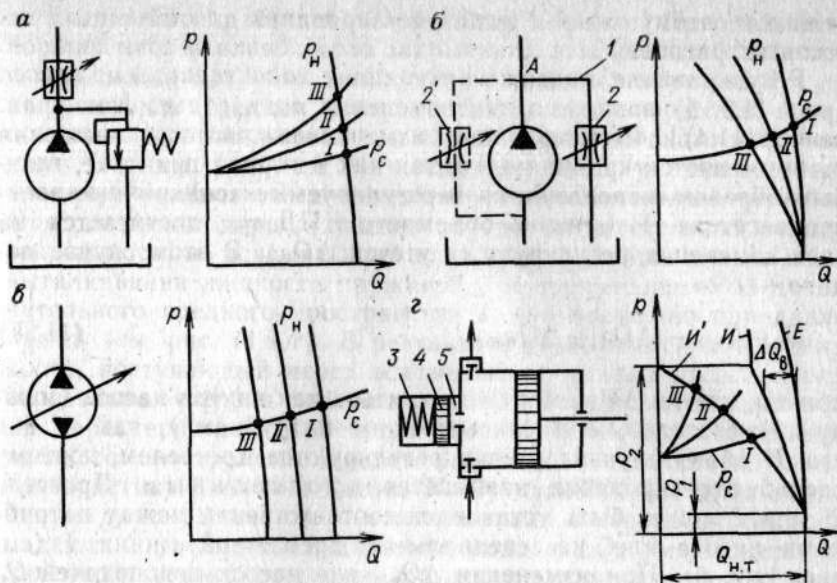


Рис. 11.9. Регулирование подачи насосов

Рабочий режим насоса должен быть экономичным. Принято считать, что насос работает экономично, если $\eta_p \geq 0,85 \eta_{\max}$. Кроме того, по условию механической прочности $p_p \leq 1,25 p_{\text{ном}}$, где $p_{\text{ном}}$ — номинальное давление насоса. В случае, когда необходимо знать только p_p и Q_p , их можно определить графически по характеристикам, построенным в системе координат (p, Q) (см. рис. 11.8, б). При ориентировочных расчетах, вследствие жесткости характеристики $p_n = f(Q)$, рабочий режим можно определить аналитически, приняв $Q_p = Q_{\text{ном}}$ и $p_p = p_d + \rho g a_d Q_{\text{ном}}^2$, где $Q_{\text{ном}}$ — номинальная подача насоса.

Поскольку рабочий режим зависит как от характеристики насоса $p_n = f(Q)$, так и от характеристики сети $p_c = f(Q)$, то регулирование подачи можно осуществлять изменением любой из этих характеристик.

Регулирование подачи *изменением характеристики гидро-сети* (рис. 11.9, а) практически достигается дросселированием напорной линии. Дросселирование всасывающей линии недопустимо, так как при этом возможны кавитация и срыв подачи насоса (этот способ, однако, широко применялся в ранее выпускавшихся насосных станциях СНУ-4 и СНУ-5 [7, 12]). При регулировании характеристики сети получают семейство характеристик $p_c = f(Q)$ и соответствующие им рабочие точки I, II, III... (при $p_d = \text{const}$). Из-за жесткости характеристики $p_n = f(Q)$ подача насоса изменяется мало, а давление — значи-

тельно, поэтому такой способ регулирования для объемных насосов непригоден.

Регулирование подачи *изменением характеристики насоса* (рис. 11.9, б) возможно при изменении p_n , $\eta_{н.о}$ и q_n [см. уравнение (11.4)]. Регулирование изменением частоты вращения n_n применяется крайне редко, так как в горной практике, главным образом, используются нерегулируемые асинхронные электродвигатели. Изменение объемного КПД $\eta_{н.о}$ достигается за счет изменения регулируемых утечек $\Delta Q_{н.р}$. В этом случае подача насоса

$$Q_n = Q_{н.т} - \Delta Q_n - \Delta Q_{н.р}, \quad (11.25)$$

причем, утечки $\Delta Q_{н.р}$ могут изменяться как внутри насоса (между нагнетательным и всасывающим патрубками), так и вне его. В обоих случаях утечки регулируются дросселем, поэтому способ регулирования называется *дроссельным*. Дроссель 2' или 2 может быть установлен соответственно между патрубками насоса или на специальной дренажной линии 1 (см. рис. 11.9, б). При изменении $\Delta Q_{н.р}$ вне насоса под подачей Q_n в уравнении (11.25) подразумевается *приведенная* подача к точке подключения ответвления для регулируемых утечек (точка А), а подача самого насоса определяется по уравнению (11.4). Изменяя дросселем утечки $\Delta Q_{н.р}$, получают семейство искусственных характеристик насоса $p_n = f(Q)$ (в том числе приведенных) и соответствующие им рабочие точки I, II, III... Данный способ регулирования применяется, как правило, для нерегулируемых насосов малой мощности (до 3 кВт), так как энергозатраты на утечки в этом случае незначительны.

Регулирование подачи *изменением рабочего объема насоса* (рис. 11.9, в) практически осуществляется либо за счет изменения эксцентриситета ротора в эксцентриковых, радиально-поршневых и пластинчатых насосах (см. рис. 11.4 и 11.6), либо за счет изменения угла наклона диска в аксиально-поршневых насосах (см. рис. 11.5). При изменении рабочего объема получают семейство характеристик $p_n = f(Q)$ и соответствующие им рабочие точки I, II, III... Регулирование получается плавным, бесступенчатым, экономичным по затратам энергии ($\eta_n \approx \text{const}$). Однако регулируемый насос всегда конструктивно сложнее и дороже соответствующего нерегулируемого, поэтому данный способ регулирования применяется для насосов большой мощности (например, в механизмах подачи угольных комбайнов).

В принципе, возможно регулирование подачи поршневых насосов *изменением объема вредного пространства* ΔV_v (рис. 11.9, г). Для этого к цилиндру насоса необходимо подключить дополнительное вредное пространство, объем которого из-за несжимаемости жидкости должен изменяться за время цикла.

Тогда насос работает следующим образом. При движении поршня насоса влево после закрывания всасывающего клапана и повышения давления в цилиндре сжимается пружина 3 в дополнительном вредном пространстве 5, и его поршень 4 смещается влево, увеличивая тем самым объем вредного пространства ΔV_v (см. рис. 11.2, д) и, следовательно, уменьшая объем (подачу) жидкости, выдаваемой через нагнетательный патрубок. При движении поршня насоса вправо нагнетательный клапан закрывается, но всасывающий клапан открывается только после выталкивания жидкости пружиной 3 и поршеньком 4 из дополнительного вредного пространства 5, что возможно при давлении p_1 (см. рис. 11.9, з). В результате уменьшается объем жидкости, поступающей через всасывающий клапан насоса. Предварительная степень сжатия пружины 3 определяется давлением p_1 . Характеристика давления насоса с учетом дополнительного вредного пространства представляет собой искусственную характеристику давления насоса I . От нулевого значения давления до p_1 искусственная I и естественная E характеристики совпадают. С увеличением давления подача ΔQ_v уменьшается по линейному закону (при линейной деформации пружины во вредном пространстве) до давления p_2 — происходит полное сжатие пружины 3, а объем дополнительного вредного пространства 5 достигает максимума. При дальнейшем увеличении давления характеристики I и E становятся конгруэнтными. Если максимальный объем дополнительного вредного пространства равен рабочему объему цилиндра насоса, то искусственная характеристика давления будет иметь другой вид (см. рис. 11.9, з, кривая I').

Для регулирования рабочего режима насоса необходимо изменить объем дополнительного вредного пространства за счет силового воздействия на его поршень специальным устройством. При этом искусственные характеристики для разных значений ΔV_v будут такими же, как при дроссельном регулировании насоса (см. рис. 11.9, б). На практике чаще всего ограничиваются установкой пружины в дополнительном вредном пространстве, что позволяет получить мягкую характеристику давления насоса (см. рис. 11.9, з, кривая I'), при которой для объемных насосов с жесткой характеристикой становится возможным способ регулирования изменением сопротивления сети нагнетательного трубопровода (см. рис. 11.9, а). Рабочие режимы при таком регулировании показаны точками I , II , III (см. рис. 11.9, з). Подача и давление насоса изменяются примерно одинаково.

Последним способом регулируют рабочие режимы насосных установок типа УНР-02 для нагнетания воды в угольный пласт [12], пластинчатых насосов типа Г12-5М с переменным значением эксцентриситета, зависящим от противодавления p_2 [10].

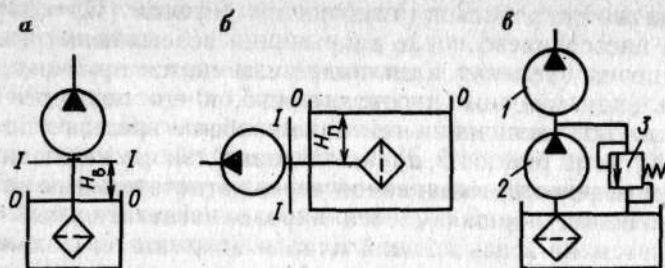


Рис. 11.10. Схемы всасывания насосов

Кроме перечисленных выше способов регулирования насосов применяют регулирование их за счет принудительного отжатия всасывающего клапана на определенной части хода поршня при нагнетании жидкости [7]. При таком объемном способе регулирования искусственные характеристики не отличаются от характеристик, полученных при регулировании подачи изменением рабочего объема насоса (см. рис. 11.9, в).

11.7. Высота всасывания насоса.

Условия бескавитационной работы

В гидроприводах насосы могут располагаться как выше, так и ниже уровня жидкости в гидробаке. В первом случае (рис. 11.10, а) насосы имеют положительную *геометрическую высоту всасывания* $H_{\text{в}}$, определяемую как разность отметок оси всасывающего патрубка насоса и уровня жидкости в баке, а во втором случае (рис. 11.10, б) — отрицательную высоту всасывания $H_{\text{п}}$, называемую *подпором*.

Определим геометрическую высоту всасывания, предположив, что движение жидкости во всасывающей гидролинии — установившееся. Запишем уравнение Бернулли для сечений 0—0 и 1—1 и плоскости сравнения, совпадающей с сечением 0—0 (см. рис. 11.10, а):

$$p_0 = \alpha_1 \rho v_1^2 / 2 + p_1 + \rho g H_{\text{в}} + \Delta p_{\text{в}}.$$

Отсюда геометрическая высота всасывания

$$H_{\text{в}} = \frac{p_0 - p_1 - \Delta p_{\text{в}}}{\rho g} - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}, \quad (11.26)$$

где p_0 , p_1 — давление соответственно абсолютное на поверхности жидкости в гидробаке и во всасывающем патрубке насоса; $\Delta p_{\text{в}}$ — потери давления во всасывающей гидролинии; v_1 — средняя скорость жидкости во всасывающем патрубке. Из уравнения (11.26) видно, что геометрическая высота всасывания не зависит от типа насоса и его технических показателей.

Для наиболее часто встречающихся условий ($p_0 = p_a \approx 10^5$ Па и $\rho = 880 \div 1000$ кг/м³) $p_0/(\rho g) = 10,2 \div 11,7$ м. Так как все остальные слагаемые уравнения (11.26) не равны нулю, максимальное значение геометрической высоты всасывания будет значительно меньше 10 м. Для уменьшения потерь давления длину всасывающей гидролинии и сумму ее местных сопротивлений стремятся свести к минимуму. С этой же целью среднюю скорость во всасывающем трубопроводе рекомендуется ограничить значениями $0,8 \div 1,2$ м/с, что, в свою очередь, уменьшает значение слагаемого $\alpha_1 v_1^2/(2g)$ в уравнении (11.26) и, следовательно, также ведет к увеличению H_v .

Минимально возможное давление жидкости определяется давлением ее насыщенных паров $p_{н.п}$ при данной температуре. Но при таком давлении жидкость преобразуется в пар, и наступает кавитация — вредное явление, вызывающее разрушение рабочих органов насоса, изменение его характеристик и, наконец, срыв подачи.

При всасывании жидкости наименьшее давление $p_{\min}$ создается не на входе в насос (см. рис. 11.10, сечение I—I), а у движущегося поршня насоса (см. рис. 11.2, δ , линия xy), поэтому для предотвращения кавитации необходимо иметь в сечении I—I кавитационный запас, т. е. $p_1 > p_{н.п}$.

Кавитационным запасом Δp_k называется превышение полного давления жидкости во входном патрубке насоса над давлением ее насыщенных паров:

$$\Delta p_k = p_1 - p_{н.п} + \rho v_1^2/2. \quad (11.27)$$

При вакууме p_v давление во всасывающем патрубке $p_1 = p_a - p_v$, а при избыточном (манометрическом) давлении p_m $p_1 = p_a + p_m$. Минимальное значение кавитационного запаса, при котором наступает кавитация, называется *критическим* ($\Delta p_{кр}$). Значение критического кавитационного запаса получают экспериментально в результате кавитационных испытаний насоса при снятии кавитационной характеристики [2].

Под *кавитационной характеристикой* понимают зависимость давления (p_n), мощности ($N_{н.в}$) и КПД (η_n) насоса от кавитационного запаса (Δp_k) при постоянных значениях подачи (Q_n), частоты вращения (n_n), плотности и вязкости жидкости. При критическом кавитационном запасе $\Delta p_{кр}$ (при наступлении кавитации) происходит резкое уменьшение названных параметров (p_n , $N_{н.в}$, η_n).

Чтобы гарантировать бескавитационную работу насоса, кавитационный запас должен быть не меньше допустимого (значения его приводятся в технических характеристиках насосов):

$$\Delta p_{к.доп} = (1,2 \div 1,3) \Delta p_{кр}.$$

Часто, вместо допустимого кавитационного запаса, в каталогах приводят значения *допустимой вакуумметрической высоты всасывания насосов* $H_{\text{вак. доп}}^*$, которая определяется в соответствии с уравнением (11.27). Подставив в него вместо p_1 его значение в данных условиях, т. е. $p_1 = p_a - p_{\text{вак. доп}} = p_a - \rho g H_{\text{вак. доп}}$, получим

$$\Delta p_{\text{к. доп}} = p_a - \rho g H_{\text{вак. доп}} - p_{\text{н. п}} + \rho v_1^2 / 2,$$

откуда

$$H_{\text{вак. доп}} = \frac{p_a - p_{\text{н. п}} - \Delta p_{\text{к. доп}}}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}. \quad (11.28)$$

По условию бескавитационной работы насоса требуется, чтобы

$$H_{\text{вак. доп}} \geq H_{\text{вак}}, \quad (11.29)$$

где $H_{\text{вак}}$ — вакуумметрическая высота всасывания гидролинии [см. уравнение (11.26)],

$$H_{\text{вак}} = \frac{p_a - p_1}{\rho g} = H_{\text{в}} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} + \frac{\Delta p_{\text{в}}}{\rho g}. \quad (11.30)$$

Пример. Определим вакуумметрическую высоту всасывания насосной установки при геометрической высоте всасывания $H_{\text{в}} = 0,5$ м, внутреннем диаметре всасывающей гидролинии $d = 32$ мм, подаче насоса $Q_{\text{н}} = 50$ л/мин, потерях давления во всасывающей гидролинии с фильтром $\Delta p_{\text{в}} = 18$ кПа, плотности масла $\rho = 900$ кг/м³ и его кинематической вязкости $\nu = 30$ мм²/с.

Средняя скорость масла в трубе

$$v = 4Q / (\pi d^2) = 4 \cdot 50 \cdot 10^{-3} / (3,14 \cdot 60 \cdot 0,032^2) = 1,04 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса

$$Re = vd/\nu = 1,04 \cdot 0,032 / (30 \cdot 10^{-6}) = 1109,$$

следовательно, $\alpha = 2$.

Вакуумметрическая высота всасывания [см. уравнение (11.30)]

$$H_{\text{вак}} = 0,5 + 2 \cdot 1,04^2 / (2 \cdot 9,81) + 18 \cdot 10^3 / (900 \cdot 9,81) = 2,65 \text{ м.}$$

Для соблюдения условия (11.29) необходимо снизить значение потерь $\Delta p_{\text{в}}$ в уравнении (11.30) теми же способами, что были указаны для увеличения геометрической высоты всасывания $H_{\text{в}}$. Если условие (11.29) не выполняется, то необходимо уменьшить значение геометрической высоты всасывания вплоть до отрицательного ее значения — подпора (рис. 11.10, б). Следует отметить, что при такой схеме уменьшается вероятность подкашивания воздуха насосом.

* В каталогах некоторых насосов вместо $H_{\text{вак. доп}}$ указывается допустимая геометрическая высота всасывания $H_{\text{в. доп}}$. В таком случае для бескавитационной работы необходимо, чтобы $H_{\text{в. доп}} \geq H_{\text{в}}$.

Для насосов с большими частотой вращения вала n и сопротивлением распределительных устройств на всасе в каталогах приводят не допустимую вакуумметрическую высоту всасывания, а необходимое избыточное, манометрическое давление, определяемое из уравнения (11.27), по аналогии с уравнением (11.28), следующим образом:

$$p_{\text{м.доп}} = \Delta p_{\text{к.доп}} + p_{\text{н.п}} - p_{\text{а}} - \rho v_1^2/2. \quad (11.31)$$

Манометрическое давление во всасывающем патрубке в этом случае, как правило, создается подкачным насосом 2 (рис. 11.10, в), подача которого должна быть не меньше подачи основного насоса 1, а минимальное давление — не меньше допустимого $p_{\text{м.доп}}$. Обычно подачу и давление такого подкачного насоса принимают несколько большей, чем указанные значения. При этом «лишняя» подача сбрасывается через переливной клапан 3.

11.8. Гидромоторы

11.8.1. Устройство и принцип действия

Роторные насосы (см. 11.4) в принципе могут работать как гидромоторы. Для этого необходимо в рабочую камеру насоса подвести жидкость с соответствующим давлением.

Рассмотрим принцип действия радиально-поршневого гидромотора. В результате давления $p_{\text{д}}$ рабочей жидкости (рис. 11.11, а) на поршень в точке В (точка касания сферы головки поршня и обоймы статора) возникает сила реакции связи R , направление которой (без учета силы трения) в соответствии с аксиомой статики, нормальное как к поверхности сферы, так и к поверхности обоймы статора в точке их касания. Следовательно, сила R совпадает с направлением радиуса статора, и ее линия действия проходит через точку O_1 . Разложим R на две составляющие P и T . Сила P уравнивается силой $P_{\text{ж}}$, т. е. $P = P_{\text{ж}} = p_{\text{д}} \pi d^2/4$, а сила $T = P_{\text{ж}} \tan \beta$ создает момент на роторе.

При $e/R_p \leq 0,1$ (см. 11.4) с ничтожной погрешностью можно принять $\tan \beta = \sin \beta$. Тогда из теоремы синусов $e/\sin \beta = OB/\sin(\pi - \varphi) = OB/\sin \varphi$, $\sin \beta = e \sin \varphi/OB$, а сила $T = p_{\text{д}} \pi d^2 e \sin \varphi/(4 \cdot OB)$. Момент на роторе

$$M = T \cdot OB = p_{\text{д}} \pi d^2 e \sin \varphi/4. \quad (11.32)$$

Следовательно, сила T и момент M изменяются при вращении ротора по синусоидальному закону, аналогично изменению мгновенной подачи поршневых насосов (см. рис. 11.3). При $\varphi = 0$, $\varphi = \pi$, ... $T = 0$, $M = 0$, поэтому нельзя создать гидромотор с одним или двумя поршнями. Обычно гидромоторы выполняются так же, как роторные насосы, с нечетным числом поршней $z \geq 5$.

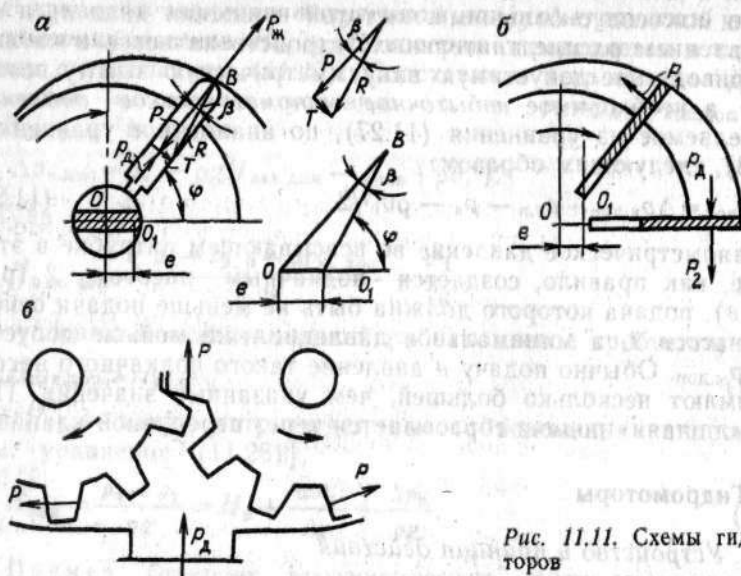


Рис. 11.11. Схемы гидромоторов

Сила P значительно превышает силу T (см. рис. 11.11, а), поэтому внутреннюю поверхность обоймы статора и головки поршней необходимо изготовлять из материала высокой твердости, а так как силе T противодействует сила трения, указанные поверхности должны быть хорошо обработаны (отшлифованы). Нередко вместо головок поршней устанавливают подшипники качения.

Принцип действия аксиально-поршневых гидромоторов аналогичен принципу действия радиально-поршневых.

В пластинчатых гидромоторах (рис. 11.11, б) крутящий момент создается за счет разности сил давления жидкости (P_2 — P_1) на пластины, образующие рабочую камеру гидромотора. Для более плотного прижатия пластин к поверхности обоймы статора в пазы ротора за пластинами подается высокое давление жидкости P_d . При горизонтальном расположении вала гидромотора без подвода этого давления ротор вообще не получит начального момента вращения. В наиболее совершенных гидромашинах в каждом пазу размещают не одну, а две рядом расположенные пластины, что уменьшает утечки в машине и повышает ее КПД.

В шестеренных гидромоторах (рис. 11.11, в) момент на роторе создается за счет разности сил P , действующих на поверхности зуба, находящегося в зацеплении, и зубьев, входящих в полости, образованные внутренними цилиндрическими поверхностями статора.

Во всех гидромоторах распределение жидкости — бесклапанное. Условные графические обозначения гидромоторов приведены в прил. 6.

11.8.2. Основные технические показатели и характеристики гидромоторов

Основными техническими показателями гидромоторов являются рабочий объем, расход, давление, мощность, КПД, момент и частота вращения.

Рабочий объем гидромоторов определяется по тем же формулам, что и рабочий объем соответствующих им насосов [см. уравнения (11.17), (11.19), (11.21), (11.22)].

Расход гидромотора Q_d — это расход через его подводящий патрубок. Из-за утечек ΔQ_d в гидромоторе полезно использовать расход $Q_{д.п}$ меньше подведенного, т. е.

$$Q_{д.п} = Q_d - \Delta Q_d \quad \text{или} \quad Q_{д.п} = q_d n_d. \quad (11.33)$$

Утечки в гидромоторе, как и в насосе, ведут к потерям мощности, поэтому их принято оценивать объемным КПД

$$\eta_{д.о} = Q_{д.п} / Q_d. \quad (11.34)$$

Тогда, в соответствии с уравнениями (11.33) и (11.34), расход гидромотора

$$Q_d = q_d n_d / \eta_{д.о}. \quad (11.35)$$

Давление гидромотора p_d — это используемое полное давление (энергия единицы объема жидкости) гидромотором для создания механической энергии на его валу [см. уравнение (10.4)]. Так как при работе в гидромоторе возникают потери давления Δp_d , полезно используемое давление $p_{д.п}$ меньше подведенного p_d :

$$p_{д.п} = p_d - \Delta p_d.$$

Сложная конфигурация проточной части гидромотора и неустановившееся движение жидкости не позволяют определить расчетным путем величину потерь Δp_d , поэтому гидравлические потери мощности по аналогии с объемными оценивают гидравлическим КПД

$$\eta_{д.г} = p_{д.п} / p_d. \quad (11.36)$$

Входная мощность гидромотора (мощность потока)

$$N_d = p_d Q_d \quad (11.37)$$

больше выходной на валу гидромотора на величину объемных, гидравлических и механических потерь:

$$N_{д.в} = N_d - \Delta N_{д.о} - \Delta N_{д.г} - \Delta N_{д.м}, \quad (11.38)$$

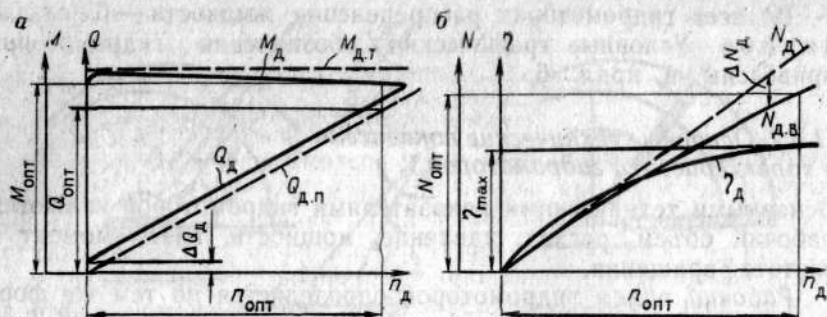


Рис. 11.12. Характеристики гидромотора

или в соответствии с уравнениями (11.34) — (11.38),

$$N_{д.в} = \rho_d Q_d \eta_d, \quad (11.39)$$

где

$$\eta_d = \eta_{д.о} \eta_{д.г} \eta_{д.м} \quad (11.40)$$

— полный КПД гидромотора; $\eta_{д.м}$ — механический КПД гидромотора, зависящий от потерь мощности в подшипниках и уплотнениях. Так как гидравлические и механические потери разделить весьма трудно, то в каталогах приводят значения только η_d и $\eta_{д.о}$.

Зная мощность на валу $N_{д.в}$ и частоту его вращения, можно определить момент на валу. В соответствии с уравнениями (11.35), (11.39) и (11.40)

$$M_d = \frac{N_{д.в}}{\omega_d} = \frac{\rho_d Q_d \eta_d}{2\pi n_d} = \frac{\rho_d q_d \eta_d \cdot \eta_{д.г} \eta_{д.м}}{2\pi}, \quad (11.41)$$

где ω_d — угловая скорость вращения вала.

Пример. Определим момент гидромотора при давлении $p_d = 10$ МПа, рабочем объеме $q_d = 20$ см³ и принятых КПД гидромотора — полном $\eta_d = 0,83$ и объемном $\eta_{д.о} = 0,95$.

В соответствии с уравнением (11.41)

$$M_d = \rho_d q_d \eta_d / (2\pi \eta_{д.о}) = 10^7 \cdot 20 \cdot 10^{-6} \cdot 0,83 / (2 \cdot 3,14 \cdot 0,95) = 27,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Под характеристикой гидромотора понимают зависимости $M_d = f(n_d)$, $N_{д.в} = f(n_d)$, $\eta_d = f(n_d)$ при постоянных давлении p_d , плотности и вязкости жидкости. Последнее ограничение введено по той причине, что при изменении вязкости изменяются утечки ΔQ_d , а следовательно, и сами характеристики. При исследовании систем регулирования важна также характеристика $Q_d = f(n_d)$.

Зависимость $Q_{д.п} = f(n_d)$ в соответствии с уравнением (11.33) представляет собой прямую линию, проходящую через начало координат (рис. 11.12, а). Утечки ΔQ_d при $p_d = \text{const}$ также

постоянны [см. уравнение (8.4)], поэтому характеристика расхода гидродвигателя $Q_d = f(n_d)$ параллельна $Q_{д.п} = f(n_d)$, но смещена по оси ординат на величину утечек ΔQ_d , которые зависят от p_d .

Теоретический момент $M_{д.т} = p_d q_d / (2\pi)$ не зависит от частоты вращения [см. уравнение (11.41)], поэтому график $M_{д.т} = f(n_d)$ — прямая, параллельная оси абсцисс (см. рис. 11.12, а). В соответствии с уравнением (11.41) действительный момент M_d на валу гидромотора меньше теоретического из-за гидравлических и механических потерь, суммарное значение которых невелико. Однако, если при $n_d = 0$ ($Q_d = \Delta Q_d$) гидравлические потери близки к нулю ($\eta_{д.г} \approx 1$) и с ростом n_d незначительно увеличиваются пропорционально Q^m (см. 11.6), где $2 > m > 1$, то механические потери при $n_d = 0$ — максимальны (трение покоя больше трения движения), при этом механический КПД $\eta_{д.м} = 0$. По этой же причине при $n_d = 0$ момент $M_d \approx 0$ [см. уравнение (11.41)]. Но уже после страгивания ротора с места механический КПД, а вместе с ним и момент M_d резко возрастают (см. рис. 11.12, а). Практически это выражается в том, что гидромоторы при частотах вращения близких к нулю работают неустойчиво (вал вращается рывками). Достоверно зависимость $M_d = f(n_d)$ можно получить только экспериментальным путем.

В соответствии с уравнением (11.37) характеристика входной мощности гидромотора $N_d = f(n_d)$ при $p_d = \text{const}$ представляет собой аналогично $Q_{д.п} = f(n_d)$ прямую линию (рис. 11.12, б). Выходная мощность на валу $N_{д.в} = M_{д.в} \omega_d$. Ее характеристика нелинейна и располагается ниже прямой $N_d = f(n_d)$ на величину суммарных потерь ΔN_d (см. рис. 11.12, б). Характеристика КПД $\eta_d = f(n_d)$ определяется по формуле (11.39).

Значения всех параметров при максимальном значении КПД называются *оптимальными*: $Q_{д.опт}$, $M_{д.опт}$, $N_{д.в.опт}$. *Номинальные* (паспортные) значения технических показателей обычно близки к оптимальным.

11.8.3. Высокомоментные гидромоторы

Условно к *высокомоментным гидромоторам* относятся машины с моментом $M_d > 2 \cdot 10^3$ Н·м. Как видно из уравнения (11.41), номинальная частота вращения вала этих гидромоторов незначительная — обычно, $n_d = 30 \div 80$ мин⁻¹ [12].

Высокомоментные гидромоторы благодаря большой передаваемой мощности на единицу массы позволяют создавать компактный привод, что очень важно для горных машин, работающих в стесненных условиях. Это объясняется тем, что габариты асинхронных электродвигателей, наиболее распространенных в горном машиностроении, уменьшаются при увеличении частоты вращения вала. Поэтому приводные электродвигатели горных

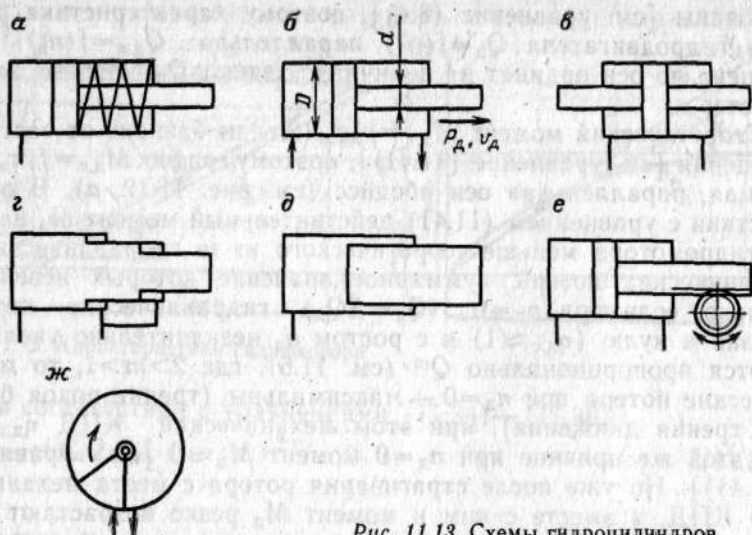


Рис. 11.13. Схемы гидроцилиндров

машин чаще всего имеют частоту вращения близкую к 1450 мин^{-1} . В отличие от них двигатели исполнительных органов горных машин должны иметь малую частоту вращения вала и большой момент [12]. Применение для этой цели зубчатых редукторов приводит к значительному увеличению габаритов всего привода, а следовательно, и машины в целом. Высокомоментные гидромоторы позволяют в принципе отказаться от указанных редукторов.

Обеспечить большой момент гидромотора можно за счет увеличения либо давления p_d , либо рабочего объема q_d [см. уравнение (11.41)]. Современные гидроприводы горных машин работают на высоких давлениях, поэтому основным фактором при создании высокомоментных гидромоторов является рабочий объем. Проще всего можно увеличить q_d в роторных радиально-поршневых гидромоторах, где рабочий объем определяется многими факторами: числом цилиндров в ряду z [см. рис. 11.4 и уравнение (11.17)], числом рядов цилиндров m , кратностью действия k (см. рис. 11.2, в). Например, широко распространенные в механизмах подачи угольных комбайнов высокомоментные гидромоторы типа ДП510 имеют параметры: $z=19$, $m=2$, $k=12$, $q_d=3,6 \text{ дм}^3$, $M_d=5200 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $n_d=38 \text{ мин}^{-1}$ [12].

11.9. Гидроцилиндры и поворотные гидродвигатели

Гидроцилиндры — это объемные гидродвигатели с возвратно-поступательным перемещением выходного звена. Существует большое многообразие конструкций и схем гидроцилиндров (рис. 11.13).

В гидроцилиндре одностороннего действия (а) рабочий ход поршня совершается под действием давления жидкости, а возврат, если требуемое усилие невелико, — под действием пружины или внешних сил.

В гидроцилиндрах двустороннего действия (б) прямой (слева направо) и обратный (справа налево) ходы поршня осуществляются под действием давления жидкости. Такие гидроцилиндры могут быть с односторонним штоком или с двусторонним (в):

Если необходимо обеспечить ход, превышающий длину корпуса цилиндра, то применяют телескопические гидроцилиндры (г), т. е. цилиндры с несколькими штоками. В частности, телескопические гидроцилиндры широко используются в гидрофицированных креплениях, где необходима большая раздвижность гидравлических стоек.

При высоких значениях давления применяют плунжерные гидроцилиндры (д). Гидроцилиндры с реечной передачей (е), преобразующие поступательное движение штоков в возвратно-поворотное движение исполнительного механизма, называются поворотными гидродвигателями. Поворотные гидродвигатели могут быть выполнены по другой схеме (ж), например, в виде поворотного шибера в цилиндре. Поворотные гидродвигатели широко применяются в робототехнике.

Основными техническими показателями гидроцилиндров являются: расход, давление, мощность, КПД, усилие на выходном звене и скорость его движения, а также диаметры поршня D и штока d .

Расход гидроцилиндра [см. формулу (11.35)]

$$Q_d = v_d F_d / \eta_{д.о}, \quad (11.42)$$

где v_d — линейная скорость штока; F_d — рабочая площадь поршня.

Для гидроцилиндра двустороннего действия (см. рис. 11.13, б) при прямом ходе рабочая площадь поршня $F_{д.п} = \pi D^2/4$, а при обратном ходе $F_{д.о} = \pi (D^2 - d^2)/4$.

Усилие на штоке при прямом ходе

$$P_{д.п} = \frac{\pi}{4} [p_1 D^2 - p_2 (D^2 - d^2)] \eta_{д.г} \eta_{д.м}, \quad (11.43)$$

при обратном ходе —

$$P_{д.о} = \frac{\pi}{4} [(D^2 - d^2) p_1 - D^2 p_2] \eta_{д.г} \eta_{д.м}. \quad (11.44)$$

В уравнениях (11.43) и (11.44) $p_1 > p_2$. Если $p_1 \gg p_2$, то эти уравнения можно упростить, подставив в них вместо p_1 и p_2 разность $p_1 - p_2 = p_d$:

$$P'_{д.п} = \pi D^2 p_d \eta_{д.г} \eta_{д.м} / 4, \quad (11.45)$$

$$P'_{д.о} = \pi (D^2 - d^2) p_d \eta_{д.г} \eta_{д.м} / 4. \quad (11.46)$$

В действительности $P'_{д.п}$ меньше $P_{д.п}$ на величину $\pi d^2 p_2 \eta_{д.г} \times \eta_{д.м} / 4$, а $P'_{д.о}$ больше $P_{д.о}$ на величину $\pi d^2 (p_1 - 2p_2) \eta_{д.г} \eta_{д.м} / 4$.

Входная мощность гидроцилиндра определяется аналогично мощности гидромотора по формуле (11.37), а выходная — по формуле (11.39):

$$N_{д.в} = p_d Q_d \eta_d = P_{д.в}. \quad (11.47)$$

Усилие на штоке [см. уравнение (11.41)]

$$P_d = p_d Q_d \eta_d / v_d = p_d F_d \eta_{д.г} \eta_{д.м}. \quad (11.48)$$

Значения объемного, гидравлического и механического КПД зависят от типа применяемых уплотнений. Так, в гидроцилиндрах с резиновыми кольцевыми уплотнениями $\eta_{д.о} = 0,98 \div 0,99$, $\eta_{д.г} \approx 1$ и $\eta_{д.м} = 0,85 \div 0,95$.

Пример. Определим усилие, расход и мощность гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним выходом штока при прямом его ходе со скоростью $v_d = 100$ мм/с. Давление $p_1 = 25$ МПа, $p_2 = 1,6$ МПа, диаметр поршня $D = 100$ мм, диаметр штока $d = 50$ мм. КПД гидроцилиндра принять: $\eta_d = 0,9$, $\eta_{д.о} = 0,99$.

Усилие на штоке [см. уравнение (11.43)]

$$P_{д.п} = \left[25 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \frac{0,1^2}{4} - 1,6 \cdot 10^6 \frac{3,14}{4} (0,1^2 - 0,05^2) \right] \frac{0,9}{0,99} = 169,8 \text{ кН}.$$

По уравнению (11.45)

$$P'_{д.п} = \frac{3,14}{4} \cdot 0,1^2 (25 - 1,6) \cdot 10^6 \cdot \frac{0,9}{0,99} = 167 \text{ кН},$$

что меньше истинного значения на 1,7%.

Расход в поршневой полости [см. уравнение (11.42)]

$$Q_{д.п} = \frac{0,1 \cdot 3,14 \cdot 0,1^2}{4 \cdot 0,99} = 0,000793 \text{ м}^3/\text{с} = 47,6 \text{ л/мин},$$

в штоковой полости —

$$Q_{д.ш} = \frac{0,1 \cdot 3,14}{4 \cdot 0,99} (0,1^2 - 0,05^2) = 0,000595 \text{ м}^3/\text{с} = 35,7 \text{ л/мин}.$$

Мощность на штоке [см. уравнение (11.47)]

$$N_{д.в} = 169,8 \cdot 0,1 = 16,98 \text{ кВт}.$$

Гидроцилиндры широко применяются в горных комбайнах, механизированных крепях, погрузочных машинах, бульдозерах, экскаваторах и других машинах.

Под характеристиками гидроцилиндров понимают те же зависимости, что и для гидромоторов, но в них момент на валу заменен усилием на штоке, а частота вращения — линейной

скоростью, т. е. $P_d = f(v_d)$, $N_{дв} = f(v_d)$, $\eta_d = f(v_d)$, $Q_d = f(v_d)$. По виду эти характеристики не отличаются от кривых, приведенных на рис. 11.12.

Вопросы для самопроверки

1. Из каких основных элементов состоит каждая объемная гидромашина? Каково их назначение?
2. В чем состоит принципиальное различие между насосом и гидродвигателем?
3. Каковы различия между гидромотором, гидроцилиндром и поворотным гидродвигателем?
4. Чем опасно запыление жидкости в замкнутом переменном объеме, возникающее при работе гидромашин? Перечислите и объясните способы предотвращения запыления жидкости в роторных радиально- и аксиально-поршневых, пластинчатых и шестеренных гидромашинах.
5. Дайте определение подачи насоса. Приведите ее уравнение и объясните его смысл.
6. Приведите уравнения входной и выходной мощностей насоса. Какая зависимость существует между ними?
7. Начертите и объясните индикаторную диаграмму поршневого насоса.
8. Составьте уравнение рабочего объема поршневого насоса для наиболее общего случая и объясните его физический смысл.
9. Начертите и объясните графики мгновенной подачи одно-, двух- и трехцилиндрового поршневых насосов. Сравните их между собой по равномерности подачи.
10. Приведите уравнения рабочего объема для роторных аксиально- и радиально-поршневых насосов и объясните их смысл.
11. Приведите уравнения рабочего объема для пластинчатого насоса однократного действия и шестеренного насоса и объясните их смысл.
12. Начертите и объясните полную характеристику насоса. Укажите на графике оптимальные значения параметров.
13. Приведите график для определения рабочего режима насоса. Какие требования предъявляются к режиму?
14. Начертите графики регулирования рабочего режима насоса при изменении характеристики гидросети (гидролинии), дроссельном и объемном регулировании насоса. Сравните способы регулирования между собой.
15. Дайте определения геометрической и вакуумметрической высоты всасывания, приведите уравнения и сравните их между собой.
16. Запишите и объясните условия бескавитационной работы насоса. Какими способами реализуются эти условия?
17. Приведите уравнения входной и выходной мощностей гидромотора и объясните их смысл.
18. Приведите уравнения входной и выходной мощностей гидроцилиндра и объясните их смысл.
19. Проанализируйте причину появления момента на валу радиально-поршневого, пластинчатого, шестеренного гидромоторов.
20. Составьте уравнение момента гидромотора и объясните его физический смысл.
21. Приведите уравнения силы на штоке гидроцилиндра двустороннего действия при прямом и обратном ходе штока, а также уравнение расхода гидроцилиндра для этого случая. Объясните физический смысл этих уравнений.
22. Начертите и объясните полную характеристику гидромотора.
23. Каковы конструктивные особенности высокомоментных гидромоторов? Где применяются эти гидромоторы?

12. ГИДРОАППАРАТУРА, ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА И ГИДРОЛИНИИ

12.1. Классификация гидроаппаратов

Гидропривод, применяемый в машинах, позволяет наиболее рационально автоматизировать процессы машин с помощью гидравлических средств автоматизации — гидроаппаратуры, которая в этом случае является элементной базой автоматизации и выполняет самые разные функции по управлению — от простых до самых сложных.

По назначению всю гидроаппаратуру можно разделить на направляющую и регулирующую. В эту классификацию не входит аппаратура гидравлических вычислительных устройств [8], хотя она имеет, в основном, ту же элементную базу, что и направляющая и регулирующая.

Направляющая гидроаппаратура предназначена для изменения (поддержания) направления потока жидкости путем полного перекрытия (открытия) проходного канала (каналов) в аппарате. *Регулирующая* аппаратура предназначена для изменения давления или расхода (иногда, направления потока) жидкости путем частичного перекрытия проходного канала (каналов) в аппарате.

В свою очередь, регуляторы могут быть *прямого* и *непрямого* действия. К регуляторам прямого действия относятся те, в которых перемещение регулирующего элемента осуществляется за счет энергии регулируемого объекта, т. е. применительно к гидроаппарату — за счет энергии рабочей жидкости. Как правило, регуляторы этого типа просты по конструкции и не требуют большой мощности для управления регулирующим элементом.

Если для перемещения регулирующего элемента необходима значительная мощность (сотни ватт и более), то применяют регуляторы *непрямого* действия, в которых энергия регулируемой среды используется только для управления гидродвигателем, а он уже сам воздействует на регулируемый элемент. При этом мощность сигнала от регулируемой среды незначительна и действует только на чувствительный элемент регулятора. Импульс от чувствительного элемента подается на гидроусилитель, усиливающий сигнал по мощности до значения, необходимого для управления регулирующим элементом.

Таким образом, регулятор *непрямого* действия значительно сложнее регулятора *прямого* действия и состоит, как правило, из трех основных узлов: чувствительного элемента, гидроусилителя и гидродвигателя. Тип гидроусилителя определяет название самого регулятора. Усиление мощности происходит, обычно, в следящем (регулирующем) элементе гидроаппарата за счет подведения к нему энергии от насоса.

Запорно-регулирующий элемент — основная деталь любого гидроаппарата. Конструктивно он может быть выполнен в виде крана, золотника или клапана.

Кран представляет собой симметричное тело вращения цилиндрической, конической, шаровой или другой формы с проходными каналами для жидкости. Характерная особенность крана — его возвратно-поворотное движение около своей оси в корпусе аппарата в процессе работы.

Золотник — это, как правило, цилиндрическое тело вращения с несколькими уплотнительными поясками и проточками между ними для прохода жидкости. Существуют также плоские золотники [7, 12]. Характерная особенность золотника — его возвратно-поступательное перемещение вдоль своей оси в процессе работы.

Клапанный запорный элемент состоит из седла и собственно клапана, который может иметь различные формы (шара, конуса, тарелки и т. д.). Характерная особенность клапанного запорно-регулирующего элемента — его возвратно-поступательное перемещение при работе вдоль оси, перпендикулярной площади живого сечения в седле.

В зависимости от числа подводимых и отводимых гидрوليний гидроаппарат может быть *двухлинейным, трехлинейным* и т. д.

12.2. Направляющая аппаратура

К этой группе аппаратов относятся распределители жидкости, обратные клапаны, гидрозамки и клапаны (выдержки времени, последовательности и логические). В гидроприводе горных машин наиболее распространены распределители жидкости, обратные клапаны и гидрозамки.

12.2.1. Распределители жидкости

В зависимости от числа подводимых и отводимых гидрوليний распределители могут быть двухлинейными, трехлинейными и т. д., в зависимости от числа фиксированных положений запорного элемента — двухпозиционными, трехпозиционными и т. д. Запорный элемент распределителя может приводиться в движение различными источниками энергии, поэтому различают распределители с механическим (ручным), электрическим, гидравлическим и пневматическим управлением.

Крановые распределители в гидроприводе горных машин нашли самое широкое применение. Конструктивно их запорный элемент выполнен в виде цилиндрической, конической, шаровой пробки или в виде плоского поворотного крана. В запорном элементе имеются проходные каналы для жидкости, а в корпусе,

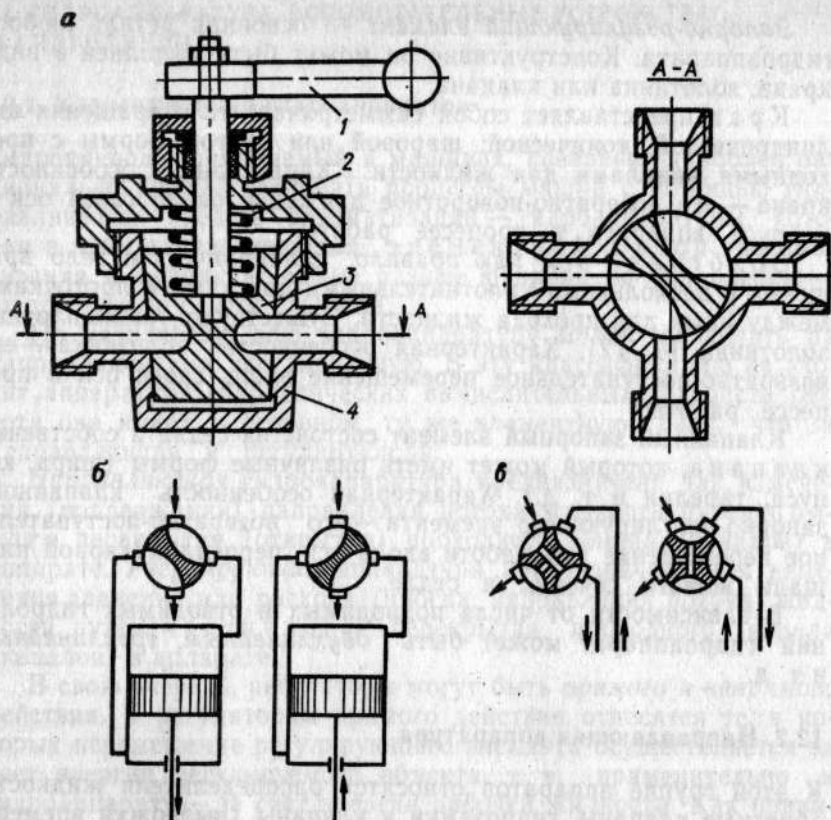


Рис. 12.1. Крановые распределители

кроме каналов, — соответствующие окна для подвода и отвода жидкости к гидролиниям. При совпадении каналов в кране с окнами в корпусе через распределитель протекает жидкость, при перекрытии окон — распределитель заперт.

Основными элементами простейшего кранового распределителя (рис. 12.1, а) являются корпус 4 с патрубками для подвода и отвода жидкости и пробка 3 с рукояткой 1. При повороте пробки осуществляется изменение направления движения жидкости в системе после распределителя (рис. 12.1, б). В пробке конической формы устанавливают пружину 2 (см. рис. 12.1, а), прижимающую пробку к гнезду корпуса. В распределителях с цилиндрической пробкой пружина отсутствует, поэтому, чтобы устранить утечки жидкости, производят точную обработку сопрягаемых деталей.

В гидроприводе горных машин часто применяются крановые распределители с шаровой пробкой типа ЭКШ (в насосных станциях гидрокрепей СНУ5 и др.) [7].

Крановые распределители могут выполняться разгруженными или неразгруженными. В неразгруженных кранах (см. рис. 12.1, б) давление в камере, связанной с линией нагнетания, не уравнивается, что приводит к одностороннему прижатию пробки, увеличению момента для ее поворота и увеличению утечек.

Поэтому при больших значениях давления применяют только разгруженные краны (рис. 12.1, в), в которых диаметрально противоположные полости соединены каналами.

В условных обозначениях распределителей по ГОСТ 2.781—68 число позиций запорного элемента изображают числом квадратов (см. прил. 6), а проходы (каналы) в распределителе — линиями со стрелками, показывающими направления потоков рабочей жидкости в каждой позиции. Запорный элемент изображают в исходной позиции при отсутствии на него управляющего воздействия. Чтобы представить действие распределителя в другой позиции запорного элемента, необходимо мысленно передвинуть соответствующий квадрат на место исходной позиции, оставляя внешние гидролинии в прежнем положении. Управление распределителем указывается на малых сторонах общего прямоугольника, составленного из квадратов.

В гидроприводе горных машин широко используются крановые распределители с плоским краном. Девятилинейный восьмипозиционный распределитель ЭРА1К (рис. 12.2, а), применяемый в гидрокрепях, состоит из корпуса 7, распределительного диска 11 и крана 4, выполненного в виде валика, в торце которого имеются два (иногда больше) гнезда [7], соединенные между собой каналом для прохода жидкости. В гнезда помещены втулки 10, 12, прижимаемые пружинами 8, 13 к распределительному диску 11, неподвижно закрепленному на гидроблоке секции крени или выполненному заодно с блоком. Внутри центрального гнезда кроме втулки смонтирован клапанный распределитель, состоящий из седла 5, шарикового клапана 6, прижимаемого к седлу пружинной 9, и толкателя 1. Клапанный распределитель отключает гидросистему крени от напорной гидролинии после прекращения манипуляций крановым распределителем и, таким образом, уменьшает утечки в системе.

При оттягивании рукоятки 2 вверх толкателем 1 открывается шариковый клапан 6, и рабочая жидкость под давлением поступает через центральную втулку 10 в периферийную втулку 12 и далее в то или иное отверстие распределительного диска 11. Так как гнезда в кране 4 выполнены на выступе торца, жидкость, подводимая к отверстию Н (рис. 12.2, б) в распределителе может быть подана только к одному (иногда, к нескольким) из семи отверстий, в то время как остальные шесть соединяются со сливным отверстием С. Поэтому для запираания жидкости в полостях гидроцилиндра нужны гидрозамки.

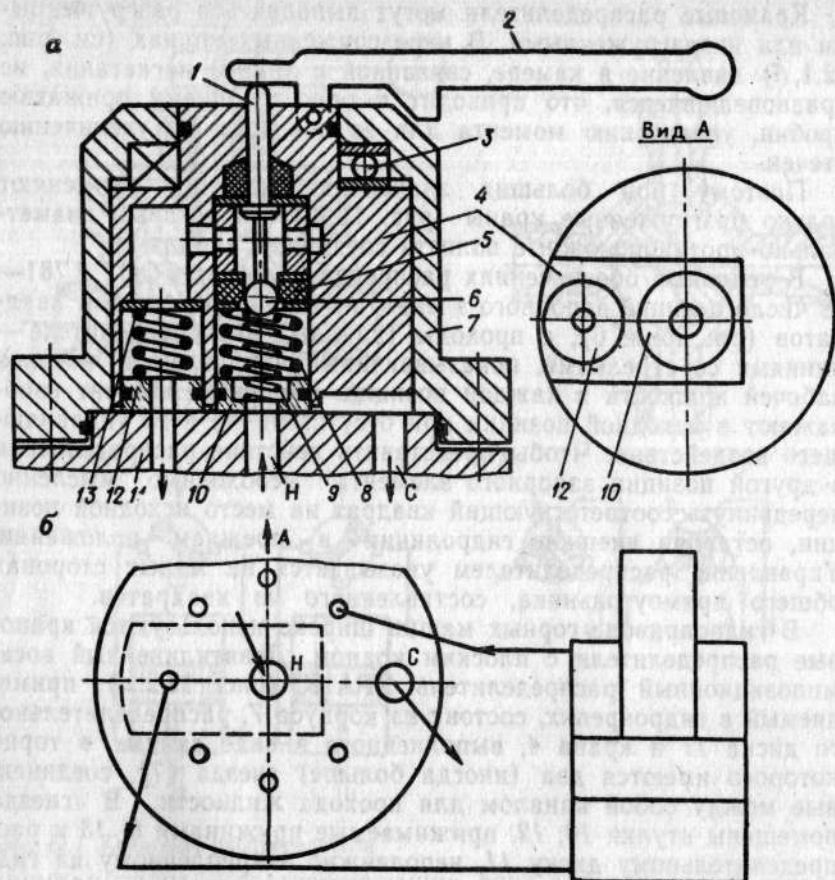


Рис. 12.2. Крановый распределитель типа ЭРАІК:

а — общий вид; б — схема подключения гидроцилиндра

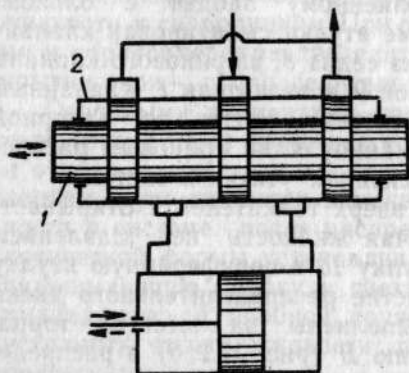


Рис. 12.3. Золотниковый распределитель

Распределитель этого типа является самоуплотняющимся, так как при появлении утечек на плоскости между втулками 10, 12 и диском 11 в щели (согласно уравнению Бернулли) понижается давление, что вызывает увеличение силы прижатия втулок к диску.

Для облегчения поворота рукоятки 2 на валике крана установлен упорный подшипник 3.

Более рационально устроен аналогичный распределитель типа РПК [7], в котором клапанный распределитель установлен перед центральной втулкой, поэтому утечки сведены к минимуму. Выпускаются и более простые распределители типа ЭРА1М без клапанного распределителя [7]. Недостатком рассмотренных распределителей являются их сравнительно малые расходы.

Золотниковые распределители получили наибольшее распространение в гидроприводе благодаря простоте их изготовления, компактности и высокой надежности в работе. Они применяются при весьма высоких значениях давления (до 32 МПа) и значительно больших расходах, чем крановые распределители.

Основные элементы этих распределителей (рис. 12.3) — золотник 1 с поясками и гильза 2 с проточками. Часто встречаются безгильзовые распределители, в которых проточки и каналы для протекания жидкости выполнены непосредственно в корпусе распределителя.

При смещении золотника в ту или иную сторону от нейтрального положения жидкость протекает через распределитель к соответствующим гидролиниям. Протекание жидкости возможно также при расположении золотника в нейтральном положении. Кроме этого существуют несколько десятков различных схем протекания жидкости через золотниковый распределитель [10].

Наиболее распространенными являются четырех- и пятилинейные двух- и трехпозиционные распределители с ручным (механическим) или гидравлическим управлением (см. прил. 6). Дроссели и обратные клапаны в обеих крышках распределителя с гидроуправлением позволяют отдельно регулировать время переключения золотника в каждом направлении. Для малых значений расхода (до 8 л/мин) часто применяют золотники с электрическим (соленоидным) управлением (см. прил. 6).

Недостаток золотниковых распределителей — возможность появления облитерации (см. 5.4). Для предотвращения заедания золотника при облитерации применяют специальные механические и электромеханические устройства, сообщающие колебательные, иногда и вращательные, движения золотнику и, таким образом, разрушающие слой поляризованных молекул. С этой же целью в гидравлических системах с небольшим давлением выполняют пояски золотников с нулевым или отрицательным (неполным) перекрытием окон. В последнем случае увеличиваются утечки через золотник.

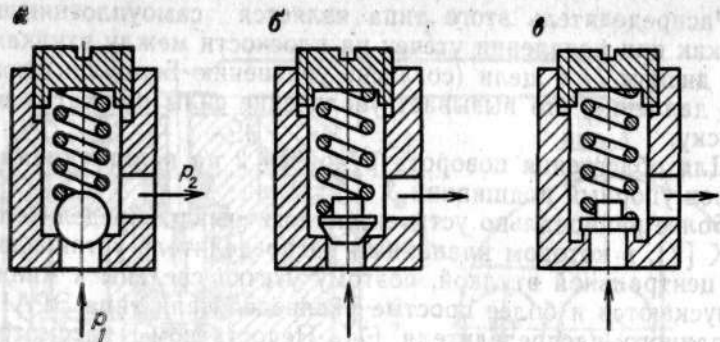


Рис. 12.4. Обратные клапаны

Клапанные распределители применяются, в основном, в гидросистемах, в которых необходимо обеспечить хорошую герметичность. Для этого запорный элемент распределителя выполняют, как правило, в виде конического или шарового клапана (см. рис. 12.2, а).

Преимущества распределителей данного типа — возможность работы при весьма высоких значениях давления (до 32 МПа), большой срок службы; недостатки — значительные усилия, необходимые для управления, и большие габариты при большом числе гидролиний.

В гидроприводе горных машин клапанные распределители применяются для автоматического перекрытия патрубков гидромагистрали очистных комплексов при отключении от них под давлением (например, для ремонта) секций гидрокрепи, для дистанционного или автоматического управления гидрокрепями [8, 12]. В последних случаях управление распределителями, как правило, — электрическое.

12.2.2. Обратные клапаны

Обратные клапаны (рис. 12.4) предназначены для пропуска жидкости только в одном направлении. В зависимости от конструкции запорного элемента они (чаще всего) могут быть шариковыми (а) или коническими (б), реже — тарельчатыми (в). Обратный клапан, установленный во всасывающей линии, иногда называют всасывающим или приемным.

Особенность обратных клапанов — небольшое усилие сжатия пружины, прижимающей запорный элемент к седлу, и большая пропускная способность. Обычно потери давления в серийных клапанах не превышают 0,2 МПа [10], а во всасывающих — на порядок меньше. Иногда для уменьшения потерь давления в клапане пружину не устанавливают. Закрытие клапана в этом

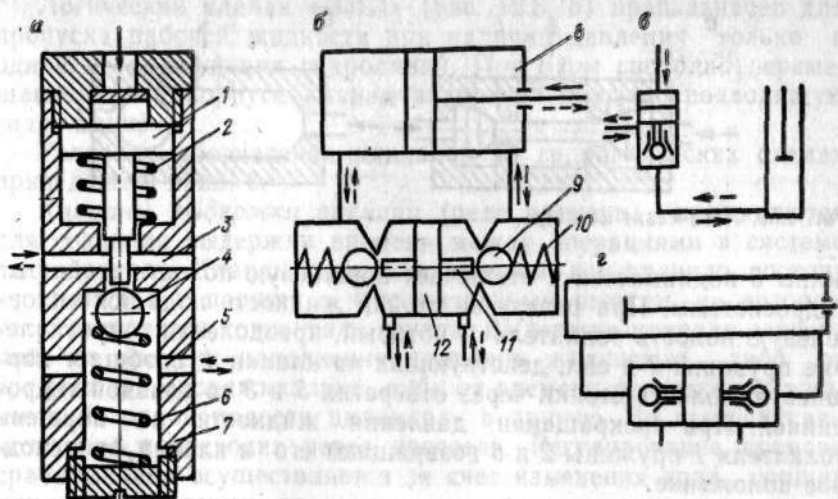


Рис. 12.5. Гидрозамки одностороннего (а) и двустороннего (б) действия и схемы их подключения к гидроцилиндрам (в, г)

случае происходит под действием силы тяжести запорного элемента, для чего клапан располагают вертикально.

Условное обозначение обратного клапана на гидравлических схемах приведено в прил. 6.

Разновидности обратных клапанов — поддерживающие (подпорные) клапаны и напорные золотники [10, 12]. Они применяются в тех случаях, когда рабочую жидкость необходимо пропускать свободно в одном направлении и с некоторым подпором — в противоположном направлении. В таком клапане выполняют два проточных канала для пропускания жидкости в разных направлениях и два запорных элемента, или один элемент в канале, подпружиненный с обеих сторон.

12.2.3. Гидравлические замки

Для запираания полостей гидроцилиндра в заданном положении поршня применяют управляемые обратные клапаны — гидрозамки. Существуют гидрозамки одностороннего и двустороннего действия. В горной практике первые применяются, чаще всего, для запираания поршневых полостей стоек гидрокрепей при распоре их между почвой и кровлей выработки и для отпираания — при разгрузке [8, 12].

При распоре стойки гидрокрепи рабочая жидкость в гидрозамке одностороннего действия (рис. 12.5, а) подается через отверстие 3 в корпусе 7 к клапану 4, перемещает его вниз и поступает через отверстие 5 в поршневую полость стойки. С прекращением подачи жидкости клапан 4 под действием пружины 2 возвращается в исходное положение, закрывая отверстие 5.

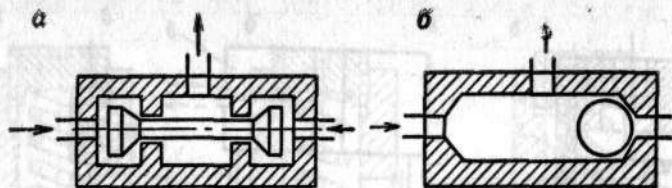


Рис. 12.6. Логические клапаны

жины 6 поднимается и отключает поршневую полость стойки от гидросистемы. При разгрузке стойки жидкость подается в поршневую полость толкателя 1, который, преодолевая сопротивление пружины 2 и сил, действующих на клапан 4, сообщает поршневую полость стойки через отверстия 5 и 3 со сливной гидролинией. При прекращении давления жидкости на поршень толкателя 1 пружины 2 и 6 возвращают его и клапан 4 в исходное положение.

Наибольшее распространение получили гидрозамки одностороннего действия типа КГУ и ЭКОР [12].

Двусторонние гидрозамки широко применяются в угольных комбайнах для запираания рабочей жидкости в гидроцилиндрах, управляющих положением комбайна и его исполнительных органов в пространстве [12].

При подаче жидкости в правую полость двустороннего гидрозамка (рис. 12.5, б) плавающий поршень 12 перемещается влево и своим толкателем 11 открывает левый клапан 9. Одновременно под давлением рабочей жидкости открывается правый клапан 9 гидрозамка, и жидкость поступает в штоковую полость гидроцилиндра 8 и сливается из поршневой полости гидроцилиндра через открытый левый клапан 9. С прекращением подачи жидкости в гидрозамок оба его клапана под действием пружин 10 закрываются, и жидкость запирается в обеих полостях гидроцилиндра 8. При подаче жидкости в левую полость гидрозамка процесс протекает в обратном порядке.

Схемы подключения одностороннего и двустороннего гидрозамков к гидроцилиндрам показаны на рис. 12.5, в, г.

12.2.4. Логические клапаны и клапаны выдержки времени

Логические клапаны «И», «ИЛИ» применяются в схемах автоматики для выполнения соответствующих логических операций [8, 10].

Клапан «И» (рис. 12.6, а) предназначен для пропуска жидкости только при наличии давления во всех подводящих гидролиниях. При этом двусторонний запорный клапан находится в нейтральном положении, и жидкость свободно проходит в отводящую гидролинию,

Логический клапан «ИЛИ» (рис. 12.6, б) предназначен для пропуска рабочей жидкости при наличии давления только в одной из подводящих гидролиний. При этом свободно перемещающийся в корпусе клапан запирает другую подводящую гидролинию.

Условные обозначения клапанов на гидравлических схемах приведены в прил. 6.

Клапаны выдержки времени (реле времени) применяются для создания выдержки времени между операциями в системе гидропривода. Клапан выдержки времени, как правило, состоит из цилиндра и поршня с исполнительным штоком, на котором устанавливается контактная группа. Выдержка клапана зависит либо от времени наполнения цилиндра жидкостью, либо от времени его опорожнения, либо от времени перетекания жидкости из одной полости цилиндра в другую. Во всех случаях истечение происходит через дроссель. Регулирование времени срабатывания осуществляется за счет изменения хода поршня или сопротивления дросселя.

12.3. Регуляторы давления

Регуляторы давления разделяются по назначению на предохранительные, переливные, редукционные клапаны, клапаны разности давления и соотношения.

12.3.1. Предохранительные клапаны

Предохранительный клапан предназначен для ограничения давления в месте его подключения. При повышении давления до настроенного предохранительный клапан срабатывает (открывается) и сбрасывает часть жидкости из гидравлической системы: давление уменьшается, и клапан, как правило, закрывается. Такой режим работы клапана является эпизодическим.

В зависимости от конструкции запорного элемента клапаны разделяются на шариковые, конические, тарельчатые, плунжерные, золотниковые и мембранные. Принципиальные схемы первых трех типов практически не отличаются от схем обратных клапанов (см. рис. 12.4), но в предохранительных клапанах меньшие сечения проходных каналов.

Условное обозначение клапана на гидравлических схемах приведено в прил. 6.

Предохранительный клапан устанавливают как можно ближе к защищаемому объекту (насосу, гидроаккумулятору, гидродомкрату и т. д.), чтобы обеспечить минимальные потери давления до клапана при его срабатывании и, следовательно, минимальное повышение давления по сравнению с настроенным.

Запорный элемент клапана в закрытом положении находится в равновесии под действием сил давления жидкости и реакции седла — с одной стороны, и силы сжатия пружины — с другой стороны. При достижении предельного (настроечного) давления в жидкости пружина сжимается, запорный элемент поднимается над седлом, и через образовавшуюся щель начинает протекать рабочая жидкость. Чем больше давление жидкости перед клапаном, тем больше площадь проходного сечения между седлом и запорным элементом и, следовательно, больше расход через клапан. Расход должен быть достаточным, чтобы исключить в этот момент любое повышение давления в системе сверх настроечного.

Исправный предохранительный клапан до срабатывания должен иметь хороший контакт во всех точках поверхности соприкосновения седла с запорным элементом, а контактное давление должно быть значительно больше перепада давления жидкости на запорном элементе. При отсутствии такого контакта клапан пропускает жидкость при давлении, меньшем давления настройки, т. е. становится негерметичным. Это приводит к появлению утечек в системе гидропривода, а следовательно, и к самопроизвольному изменению рабочего режима насоса и гидродвигателя (см. рис. 11.8). В замкнутых гидравлических системах (например, в гидроцилиндрах с гидрозамками), где отсутствует поступление в них жидкости, негерметичность клапанов вообще недопустима.

Рассмотренный принцип действия предохранительного клапана является упрощенным. Действительный динамический процесс в момент срабатывания клапана значительно сложнее. Суть его сводится к следующему.

Вследствие наличия сил трения в подвижных элементах клапана (запорный элемент, пружина и др.) и их инерционности сила, приложенная со стороны жидкости к запорному элементу в момент срабатывания клапана, будет больше силы сжатия пружины, и он движется ускоренно. С прекращением подъема над седлом запорного элемента исчезают приложенные к нему и направленные против перемещения силы трения и инерции, поэтому под действием избыточной силы со стороны пружины запорный элемент приближается к седлу. Этому способствует также уменьшение давления со стороны жидкости в образовавшейся щели между запорным элементом и седлом. Последнее объясняется значительными скоростями движения жидкости в щели (до 15—20 м/с), что, согласно уравнению Бернулли, приводит к уменьшению давления. Сила, действующая со стороны жидкости на запорный элемент, может уменьшиться до такой степени, что приведет к закрытию клапана. Но если причина, вызвавшая срабатывание предохранительного клапана, к тому времени не исчезла, то повышенное давление вновь приведет к

кратковременному открытию клапана. В гидравлической системе возникнут колебания, которые неблагоприятно сказываются на самом клапане и на всех ее составных элементах, причем амплитуда колебаний будет тем больше, чем больше расход через клапан, меньше коэффициент сопротивления запорного элемента и больше длина щели между седлом и запорным элементом. Влияние последних двух факторов является довольно сильным. Так, в тарельчатых клапанах (см. рис. 12.4, в) из-за значительного коэффициента сопротивления запорного элемента и некоторого увеличения его миделевого сечения после открытия клапана, сила, действующая со стороны жидкости на элемент, как правило, не уменьшается, и колебания быстро затухают. В шариковых и конических клапанах (см. рис. 12.4, а, б), несмотря на некоторое увеличение миделевого сечения запорного элемента, сила, действующая на него со стороны жидкости, как правило, уменьшается вследствие малого коэффициента сопротивления, и клапан закрывается. Но если причина, вызвавшая срабатывание клапана, не исчезла, возникают колебания.

Предохранительные клапаны должны отвечать основным требованиям: высокая герметичность (даже при давлении близком к давлению срабатывания); достаточная пропускная способность во время срабатывания; отсутствие вибрации запорного элемента при срабатывании.

Первые два требования особенно важны для предохранительных клапанов стоек гидрокрепей, работающих в тяжелых условиях. Так, при недостаточной герметичности с повышением нагрузки стойка перестанет выполнять свои функции — поддерживать кровлю горной выработки, при недостаточной пропускной способности может разрушиться, особенно под действием горного удара.

Вышеперечисленные требования обязательно учитываются при разработке конструкций клапанов. Например, в золотниковых и, особенно, в плунжерных клапанах пропускная способность достаточная, колебательные явления почти не возникают, так как уменьшение давления жидкости в щели при открывании клапана почти не вызывает изменения сил на запорном элементе. Однако, золотниковые клапаны негерметичны, поэтому при высоких значениях давления они практически не применяются. В шахтных гидравлических крепях, где давление жидкости достигает 40—60 МПа, с целью герметизации гидросистем часто применяют шариковые и конические клапаны. Колебания в этих случаях устраняются с помощью специальных устройств.

В корпус 8 клапана ЭКП (рис. 12.7, а) помещено подвижное седло 5, проходное отверстие в котором закрыто запорным элементом 6, поджимаемым давлением жидкости и пружиной 7. По мере увеличения давления жидкости седло 5 вместе с запорным элементом перемещается вверх, сжимая тарельчатую пружину.

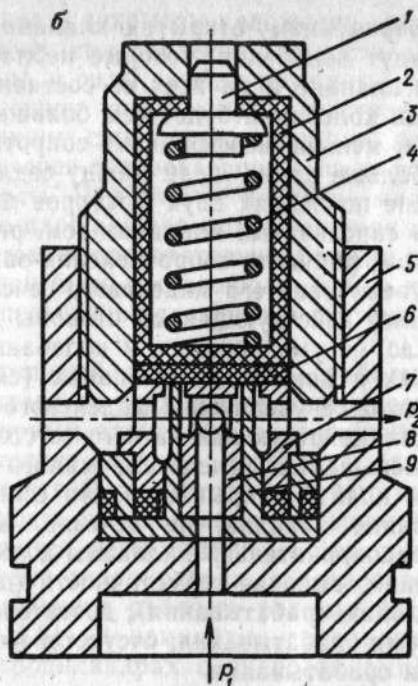
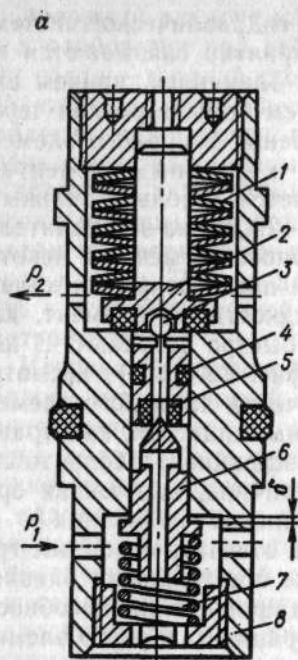


Рис. 12.7. Предохранительные клапаны ЭКП (а) и КГУЗ (б), применяемые в гидрокрепях

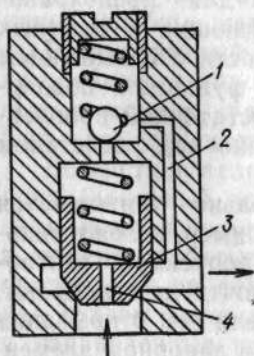


Рис. 12.8. Двухступенчатый клапан

жину 1. При этом увеличивается контактное давление в паре «седло — запорный элемент». После перемещения этой пары на величину δ движение запорного элемента 6 прекращается, а седло, продолжая двигаться, открывает доступ жидкости под тарельчатый запорный элемент 2. При этом происходит четкое открытие клапана, так как сила, действующая на запорный элемент 2, будет значительной вследствие большой поверхности его соприкосновения с жидкостью высокого давления. Уплотнительное кольцо 4 одновременно является демпфером седла 5. Шарик

3 предназначен только для центрирования запорного элемента 2 и передачи усилия от пружины 1 к седлу 5 и не является запорным элементом, так как в торце седла под шариком имеется канавка, обеспечивающая доступ жидкости к запорному элементу 2.

В клапане КГУЗ вместо пружины используется сжатый газ (азот). Клапан (рис. 12.7, б) состоит из корпуса 5 и корпуса газовой камеры 3, в которой находятся резиновый баллон 2 со сжатым газом, слабая пружина 4 и пробка 1. Последние служат для зарядки клапана сжатым газом. К нижнему торцу баллона 2 прилегает пластмассовая мембрана 6, перекрывающая кольцевые щели между седлом 8, втулкой 7 и стаканом 9. При превышении давления (сверх настроенного) рабочей жидкости в полости стойки крепится мембрана 6 отжимается, и жидкость поступает на слив через кольцевые и торцовые щели между седлом 8, втулкой 7 и стаканом 9. Колебание в клапане КГУЗ отсутствует вследствие малой жесткости сжатого газа. Клапан имеет достаточную пропускную способность и сравнительно малый износ контактной пары. Аналогично устроен предохранительный клапан ГВТН [8, 12].

При больших значениях настроенного давления и расхода необходимая жесткость пружины клапана становится настолько значительной, что он может потерять свою чувствительность, т. е. срабатывать при значениях давления с большими отклонениями от настроенного. В этих случаях, как правило, применяют *клапан непрямого действия* (двухступенчатый), состоящий из двух запорных элементов (рис. 12.8): основного — конического 3 (или золотникового) и дополнительного — шарикового 1. При повышении давления до настроенного шариковый клапан, сжимая свою пружину, открывается и сбрасывает жидкость через обводной канал 2. Конический клапан при этом, за счет возникшего на нем перепада давления, также открывается и сбрасывает основную часть жидкости. Наличие жиклерного канала 4 в коническом клапане и большое сопротивление обводного канала 2 исключают колебательные явления в клапане.

Часто в системах гидроавтоматики применяют *реле давления*, принцип действия которых отличается от предохранительных клапанов только тем, что вместо сброса жидкости при настроенном давлении выдается сигнал в систему автоматического управления или телеконтроля.

12.3.2. Переливные клапаны

Переливной клапан предназначен для поддержания заданного давления в месте его подключения за счет непрерывного слива рабочей жидкости. Принципиально переливной клапан отличается от предохранительного только постоянством своего дейст-

вия. Это накладывает на его конструкцию ряд требований: скорость жидкости, протекающей через клапан, должна быть сравнительно небольшой (не более 5—8 м/с); пропускная способность клапана должна быть значительной (в пределе — равной подаче насоса), а чувствительность — высокой; запорный элемент не должен подвергаться колебательным явлениям.

Для повышения чувствительности клапана и стабилизации давления в системе после его срабатывания в качестве переливных чаще всего применяют клапаны непрямого действия (см. рис. 12.8), реже — с дифференциальным золотником. В последнем случае пояски золотника выполняют разного диаметра d_1 и d_2 и давление подводят в полость между поясками. Усилие предварительного сжатия пружины P в этом случае может быть небольшим, так как оно должно уравнивать только силу давления на кольцевую поверхность площадью $(d_1^2 - d_2^2) \times \pi/4$, т. е. $P = p(d_1^2 - d_2^2)\pi/4$.

Для предотвращения колебаний золотника в корпусе имеется обводной канал.

Переливные клапаны устанавливаются чаще всего после подкачных насосов (см. рис. 11.10, а, поз. 3) для сбрасывания избыточного расхода и поддержания постоянного давления в подводящем патрубке основного насоса [10].

12.3.3. Редукционные клапаны

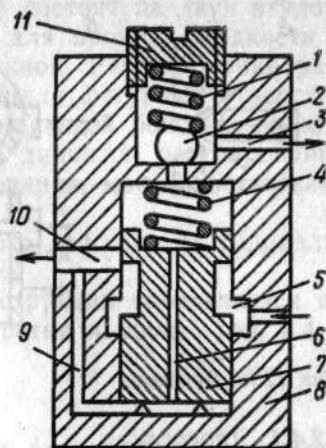
Редукционный клапан предназначен для поддержания заданного более низкого давления рабочей жидкости в отводимом от него потоке по сравнению с давлением в подводимом к нему потоке. Редукционный клапан, как и переливной, при работе нормально открыт и отличается от него тем, что поддерживает постоянное давление жидкости по потоку после себя, а переливной — до себя.

Так как отводимое давление должно быть стабильным, а расход через клапан — значительным, по вышеуказанным причинам для этих условий наиболее применимы клапаны непрямого действия (рис. 12.9).

Клапан состоит из корпуса 8, золотника 7 с дроссельным каналом 6 и шарикового клапана 2. Оба запорных элемента прижаты пружинами 1 и 4. Жидкость повышенного давления подводится в полость 5, а редуцированная (пониженного давления) отводится через канал 10.

Поступающая в клапан жидкость повышенного давления по каналам 10, 9 и 6 подводится к шаровому клапану 2, и он открывается. Под действием перепада давления в дроссельном канале 6 открывается золотник, и жидкость из полости 5 через щелевой дроссель, образованный выступом в корпусе 8 клапана и кромкой нижнего пояска золотника 7, поступает в отводящий

Рис. 12.9. Редукционный клапан



канал 10. При повышении давления в канале 10 сверх настроенного увеличивается давление на торец золотника 7, и он приподнимется вверх, дросселируя зазор между нижним пояском и кромкой кольцевой канавки в корпусе, вследствие чего давление в канале 10 понижается. При понижении давления в отводящем канале 10 падает давление на торец золотника 7, и он пружиной 4 отжимается вниз: зазор между пояском и крышкой в корпусе увеличивается, а перепад давления в зазоре уменьшается. В итоге, давление в отводящем канале 10 повышается до настроенного. Регулирование редуцированного давления осуществляется винтом 11. В процессе работы клапана шарик 2 постоянно открыт, и часть жидкости сливается через отверстие 3.

При небольших расходе и давлении используют одноступенчатые клапаны [10]. Условное обозначение редукционного клапана на гидравлических схемах приведено в прил. 6.

Редукционные клапаны применяются в схемах с несколькими потребителями, требующими разных значений давления, но питающихся от одного насоса. Например, в гидравлической схеме маслонабжения турбокомпрессоров ТК-250 и ТК-500 от одного рабочего насоса осуществляются принудительная смазка подшипников (давление 0,05—0,1 МПа), управление регулятором подачи компрессора и управление антипомпажной защитой (давление 0,4—0,5 МПа) [13].

12.4. Регуляторы управления расходом

Эти регуляторы объединяют устройства, предназначенные для управления расходом рабочей жидкости. К ним относятся дроссели, регуляторы расхода, синхронизаторы расходов и, условно, дросселирующие распределители.

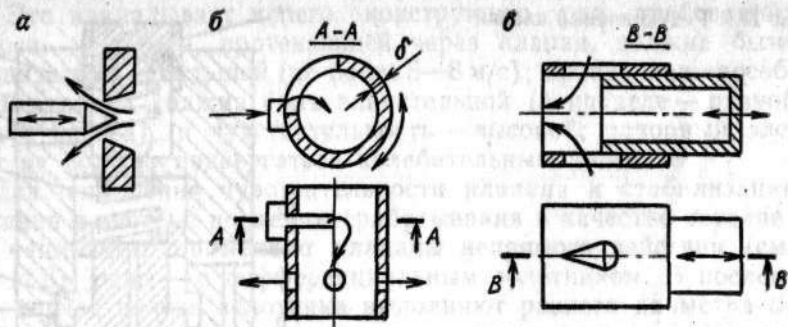


Рис. 12.10. Дроссели

12.4.1. Дроссели

Дроссель представляет собой регулируемое* местное сопротивление, площадь проходного отверстия которого можно изменять в процессе работы, изменяя тем самым расход жидкости.

Различные типы дросселей отличаются друг от друга формой проходного отверстия и конструкцией регулирующего элемента. Распространенными являются игльчатые, щелевые и втулочные дроссели.

Характерные особенности дросселя — форма отверстия и соотношение между его площадью проходного сечения ω и смоченным периметром χ : чем больше ω и меньше χ , тем меньше сказываются облитерация и вязкость жидкости на расход, и тем стабильнее работа дросселя. Поэтому при выборе следует ориентироваться на те дроссели, в которых гидравлический радиус $R = \omega/\chi$ имеет максимальное значение.

Изменение площади проходного отверстия **игльчатых** дросселей (рис. 12.10, а) достигается за счет осевого перемещения иглы. Преимущество дросселя — простота конструкции, недостатки — невысокая точность регулирования и склонность к облитерации при малых расходах вследствие значительного периметра кольцевой щели.

Площадь проходного отверстия **щелевых** дросселей (рис. 12.10, б) изменяется при повороте полой пробки, в которой имеется щель. Так как толщина δ стенки пробки мала, пропускная способность дросселя практически не зависит от вязкости жидкости. В щелевом дросселе не возникает облитерации, однако, вследствие малого сечения щели, расходы через дроссель обычно невелики. Из-за одностороннего подвода жидкости при больших перепадах давления на дросселе возникает боковое прижатие пробки к корпусу (втулке).

* В гидроприводе существуют и нерегулируемые дроссели.

Втулочный дроссель (рис. 12.10, в) состоит из двух втулок: наружной с фигурными отверстиями для прохода жидкости и внутренней, перемещающейся в наружной. Регулирование расхода осуществляется изменением площади фигурных отверстий торцом внутренней втулки, не испытывающей боковых прижатий. Дроссель обеспечивает широкий диапазон регулирования расхода и высокую точность регулирования, мало чувствителен к облитерации.

Условное обозначение регулируемого дросселя на гидравлических схемах приведено в прил. 6.

Расход через дроссель любой конструкции определяется по формуле истечения через малые отверстия и щели (см. 5.4 и 8.1):

$$Q = \mu \omega \sqrt{2\Delta p / \rho},$$

где μ — коэффициент расхода дросселя (для щелевых и втулочных дросселей $\mu = 0,64 \div 0,7$, для игольчатых — $\mu = 0,75 \div 0,8$); ω — площадь проходного отверстия; Δp — перепад давления в дросселе.

Как видно из формулы, расход через дроссель зависит не только от площади проходного отверстия, но и от перепада давления: чем меньше Δp , тем меньше Q , и наоборот. Так как перепад давления зависит от нагрузки, приложенной к исполнительному органу, при переменной нагрузке нельзя получить с помощью одного дросселя стабильную скорость выходного звена гидродвигателя. Поэтому дроссели применяются только в тех гидроприводах, где не требуется высокая точность регулирования, мало изменяется нагрузка на гидродвигателе или допускается уменьшение скорости его выходного звена при увеличении нагрузки, и наоборот.

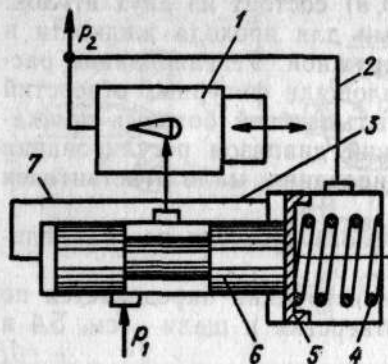
12.4.2. Регуляторы расхода

Регулятор расхода предназначен для обеспечения заданного расхода Q вне зависимости от перепада давления Δp между входным и выходным патрубками аппарата. Он состоит из дросселя и клапана разности давлений, поддерживающего постоянный перепад давления на дросселе.

В регуляторе расхода ПГ55-2 (МПГ55-2) (рис. 12.11) жидкость подводится к втулочному дросселю 1 после клапана разности давлений, состоящего из золотника 6, плавающей втулки 5 и пружины 4, которые размещены вместе с дросселем 1 в одном корпусе [10].

Поддержание постоянного перепада давления на дросселе вне зависимости от изменения значений давления p_1 и p_2 происходит следующим образом. При уменьшении давления p_2 в отводящем патрубке аппарата пониженное давление по обводному

Рис. 12.11. Регулятор расхода ПГ 55-2



каналу 2 передается в полость втулки 5. При этом золотник 6 смещается вправо и своей кромкой дросселирует входное окно гильзы в аппарат (при p_1), следовательно, давление перед дросселем 1 понижается. В итоге — перепад давления на дросселе остается неизменным. При повышении давления p_2 повышается давление в камере втулки 5, а золотник 6, смещаясь влево, уменьшает потерю давления при входе в аппарат. В итоге — перепад давления на дросселе опять остается неизменным.

Если понизится давление на входе p_1 при неизменном значении p_2 , то пониженное давление передается по каналам 3 и 7 в полости втулки золотника 6 и плавающей втулки 5. Вследствие уменьшения давления в указанных полостях золотник под действием пружины 4 смещается влево и увеличивает дроссельное отверстие при входе в аппарат. В результате давление перед дросселем 1 увеличивается, а перепад давления на дросселе остается неизменным. При увеличении давления p_1 увеличится сила давления, действующая на торцы золотника 6 и втулки 5, и золотник, сжимая пружину 4, смещается вправо, дросселируя входное окно. В итоге — давление перед дросселем 1 уменьшается, а перепад давления на дросселе остается неизменным.

Регулирование расхода регулятором осуществляется так же, как втулочным дросселем (см. рис. 12.10, в).

Условное обозначение регулятора расхода на гидравлических схемах приведено в прил. 6.

Промышленностью выпускаются также регуляторы расхода со щелевым дросселем (Г55-2), с предохранительным, редукционным или обратным клапаном [10].

12.4.3. Дросселирующие распределители

Дросселирующие распределители предназначены для изменения расхода и направления потока рабочей жидкости в нескольких гидролиниях одновременно в соответствии с изменением величины внешнего управляющего воздействия. Как правило, они

выполняют роль чувствительного элемента в регуляторах прямого действия с золотниковым гидроусилителем, которые применяются в следящих системах (см. 16.3).

Конструктивно дроселирующий распределитель практически не отличается от золотникового (см. рис. 12.3) с той лишь разницей, что золотник в гильзе не фиксируется и может занимать в ней любое положение. Характерная особенность распределителя — неполное перекрытие окон гильзы поясками золотника в нейтральном положении, что исключает облитерацию жидкости в щелях и повышает чувствительность управления. Дроселирование потока происходит за счет частичного перекрытия окон гильзы поясками золотника так же, как при работе регулятора расхода.

Дроселирующие распределители на схемах изображают аналогично распределителям дискретного действия, но с двумя дополнительными параллельными линиями у длинных сторон прямоугольника, обозначающими бесконечное множество промежуточных рабочих положений запорно-регулирующего элемента.

12.4.4. Синхронизаторы расходов

Синхронизаторы расходов разделяются на сумматоры и делители потока (см. прил. 6). Причем в схемах гидропривода широко распространены последние. Делители предназначены для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в нескольких параллельных потоках. Чаше всего возникает необходимость разделить расход жидкости, поступающий к двум гидродвигателям, на две равные части. Например, от одного насоса осуществляется подвод жидкости к двум гидромоторам, приводящим в движение гусеничный ход машины (каждый двигатель передает движение отдельной гусенице). В этом случае для прямолинейного поступательного движения машины необходимо, чтобы в каждый гидромотор, независимо от нагрузки, поступал одинаковый расход рабочей жидкости. Аналогичная ситуация возникает при подаче жидкости в два гидроцилиндра (например, в механизме подачи проходческого комбайна).

Существует большое разнообразие конструкций синхронизаторов потока [10, 11]. Рассмотрим возможную схему подключения делителя потока к гидроцилиндрам (рис. 12.12). Жидкость с давлением p и расходом Q , подводимая в канал 1, поступает в полый, свободно перемещающийся в цилиндрической расточке, поршень 2. При равенстве давлений в гидравлических цилиндрах 3 и 6 ($p_1 = p_2$) потери давления на участках сети, подводящих жидкость к гидроцилиндрам, будут одинаковыми, как в параллельно включенных трубопроводах (см. 6.4.2), т. е. $\rho g a_1 Q_1^2 = \rho g a_2 Q_2^2$. При равенстве сопротивлений параллельных

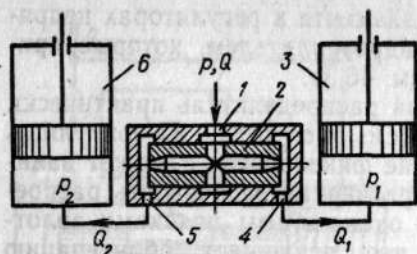


Рис. 12.12. Схема подключения делителя потока к гидроцилиндрам

участков $a_1 = a_2$ расходы в них $Q_1 = Q_2 = Q/2$ (сопротивления a_1 и a_2 выравнивают подбором дроссельных шайб, устанавливаемых в каналах 4 и 5).

В этих условиях на торцы поршня 2 действует одинаковое давление ($p_1 + \rho g a_1 Q_1^2 = p_2 + \rho g a_2 Q_2^2$), и он, находясь в равновесном состоянии, располагается симметрично оси канала 1.

При увеличении усилия на штоке одного из цилиндров, например 3, давление в этом гидроцилиндре увеличится на величину Δp , что приведет к неравенству давления на торцах поршня 2, т. е. $p_1 + \Delta p + \rho g a_1 Q_1^2 > p_2 + \rho g a_2 Q_2^2$. Вследствие этого поршень переместится в направлении гидроцилиндра 6, дросселируя канал 5 и увеличивая в нем потери давления до $\Delta p_n = \Delta p$. В этих условиях вновь наступит равновесное состояние поршня 2 и $Q_1 = Q_2$, т. к. $p_1 + \Delta p + \rho g a_1 Q_1^2 = p_2 + \Delta p_n + \rho g a_2 Q_2^2$. При выравнивании усилий на штоках гидроцилиндров ($\Delta p = 0$) поршень возвратится в исходное положение, и $\Delta p_n = 0$, а $Q_1 = Q_2$.

Недостаток рассмотренного делителя — необходимость изготовления его элементов с очень высокой точностью. В частности, поршень 2 должен быть строго симметричным относительно оси входа 1.

Если в схемах гидропривода необходимо поддерживать заданное соотношение расходов рабочей жидкости в нескольких параллельных потоках при их слиянии, то применяют сумматоры потока.

12.5. Монтаж гидроаппаратов

Существует несколько способов подключения аппаратов к гидротрассам и соединения их между собой: резьбовое, стыковочное и модульное. Способ соединения определяет конструкцию корпуса аппарата и его внешний вид. Один и тот же аппарат, предназначенный для разных способов соединения, имеет разную форму.

Резьбовое соединение является наиболее простым и осуществляется с помощью патрубков, уголков, тройников и т. д. При этом конструктивно гидропривод получается громоздким, сложным в монтаже, неэстетичным.

Стыковочное соединение осуществляется за счет прижатия гидроаппарата к плоскости разъема или размещения его в специальном гнезде того или иного корпуса. При этом возможна быстрая замена аппарата, уменьшаются утечки жидкости, снижается шум, улучшается внешний вид гидропривода. Однако данный способ требует специальных устройств с гнездами для размещения аппаратов или плит, на которых монтируются аппараты. Стыковочные присоединения имеют, например, гидроблоки крепей [8, 12].

Аппараты модульного монтажа, в отличие от стыковочного присоединения, имеют две стыковочные поверхности с одинаковыми координатами и размерами присоединительных отверстий. Эти поверхности расположены сверху и снизу корпуса, что позволяет устанавливать аппараты один на другой — получается пакет аппаратов. Число трубопроводов при этом сокращается до минимума. Недостатки соединения — необходимость уплотнения больших поверхностей разъема и выполнения сквозных отверстий по максимальному расходу.

При проектировании гидропривода следует выбирать оптимальный вариант монтажа. Очевидно, что при монтаже одиночных гидроаппаратов наиболее рационально резьбовое присоединение, при монтаже нескольких аппаратов — стыковочное. Модульный монтаж рекомендуется при наличии большого числа гидроаппаратов.

12.6. Вспомогательные устройства и гидролинии

К вспомогательным устройствам гидропривода условно относят кондиционеры рабочей жидкости, гидроемкости и измерительную аппаратуру.

12.6.1. Кондиционеры

Кондиционеры предназначены для получения необходимых качественных показателей рабочей жидкости. К ним относят гидроочистители и теплообменные аппараты.

Гидроочистители служат для очистки рабочей жидкости от твердых частиц. Твердые частицы ухудшают смазку трущихся поверхностей, приводя к интенсивному их износу и заклиниванию, засоряют проходные отверстия гидроаппаратов, способствуют окислению и разрушению масел, поэтому от чистоты рабочей жидкости зависит срок службы и надежность работы гидропривода.

Жидкость загрязняется как за счет попадания в нее твердых частиц извне, так и за счет продуктов разрушения и износа трущихся поверхностей. В гидроприводах горных машин и кре-

пей основными внешними источниками загрязнения жидкости являются измельченная горная масса и рудничная пыль. Так как загрязнение жидкости в процессе работы происходит непрерывно, для очистки необходимы постоянно действующие очистители.

Очистка жидкости от твердых частиц может осуществляться либо в силовом поле (сепараторами), либо в пористом материале (фильтрами).

Очистка в силовом поле (центробежном, гравитационном, магнитном и т. п.) происходит за счет разного силового взаимодействия твердых частиц и жидкости с полем, в результате чего они движутся в очистителе по разным траекториям, что позволяет выводить твердые частицы из потока жидкости.

Очистка жидкости от твердых частиц в центробежных и гравитационных очистителях тем эффективнее, чем больше размеры частиц и разница в плотности частиц и рабочей жидкости. Такие очистители широко применяют в пневмоприводе (см. 15.1).

Магнитные очистители эффективно задерживают ферромагнитные и сцепленные с ними немагнитные частицы очень малых размеров (0,5 мкм и меньше), которые другими очистителями обычно не задерживаются. Источниками магнитного поля, как правило, служат постоянные магниты из спецсплавов. Магнитный очиститель обычно выполняют в одном корпусе с пористым.

Гидроочистители из пористого материала (фильтры) могут задерживать твердые частицы любых физических свойств, но определенной крупности. В качестве фильтрующих материалов используются металлические сетки и пластинки, ткань, войлок, бумага, керамика, и т. д. Чем меньше поры, тем лучше очистка жидкости, однако, с уменьшением пор увеличивается сопротивление фильтра, и уменьшается его пропускная способность. Фильтрующий материал должен также обладать достаточной механической прочностью, иначе, разрушаясь, он будет загрязнять жидкость, поэтому для очистки водомасляных эмульсий не применяют фильтры из картона и бумаги.

Степень очистки оценивается по наименьшему размеру d частиц, задерживаемых фильтром. По степени очистки условно различают фильтры грубой ($d \geq 0,1$ мм), нормальной ($d \geq 0,01$ мм) и тонкой ($d \geq 0,005$ мм) очистки.

Для грубой очистки применяются сетчатые и пластинчатые фильтры. Пластинчатый фильтр (рис. 12.13) состоит из корпуса 3 и крышки 1. В крышке на оси 4 гайкой 5 закреплен фильтрующий пакет из пластин 2 с прокладками. На стойке 7 закреплен пакет скребков 8, состоящий из пластин, входящих в щели между пластинами фильтра. При повороте фильтрующего пакета вместе с осью 4 неподвижно закрепленные скребки 8 очищают кольцевые щели между пластинами фильтрующего пакета. Снятая грязь удаляется из корпуса фильтра через отверстие,

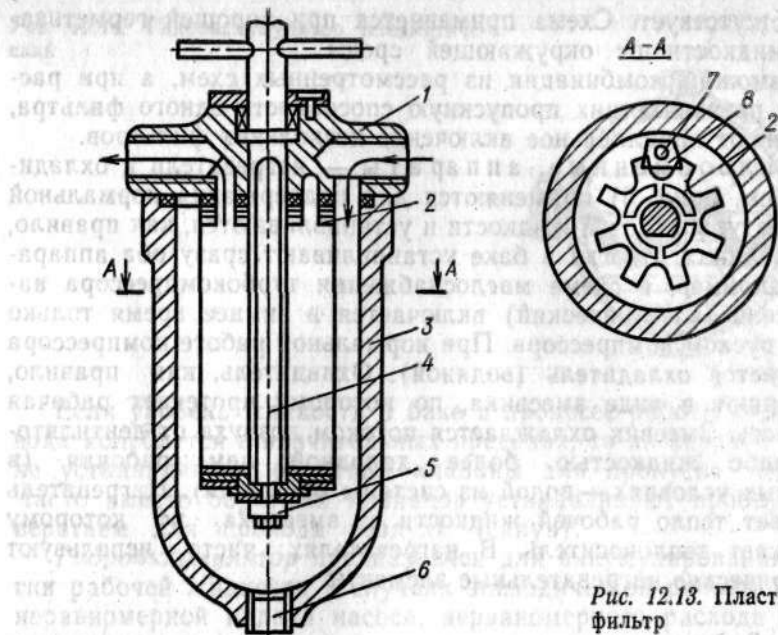


Рис. 12.13. Пластина́тый
фи́льтр

закрытое пробкой 6. Условное обозначение фильтра на гидравлических схемах приведено в прил. 6.

В гидроприводе горных машин широко применяются также сетчатые и магнитосетчатые фильтры [8, 12], а для защиты отдельных аппаратов — встраиваемые местные фильтры.

Возможны три схемы включения фильтров:

во всасывающую линию насоса. При этом весь гидропривод работает на очищенной жидкости, а фильтр находится под малым давлением. Так как фильтр значительно увеличивает сопротивление всасывающей линии, может возникнуть кавитация, поэтому применяют только фильтры грубой очистки (приемные). Данная схема включения используется, как правило, в погружных насосах;

в напорную линию после насоса. При этом только насос работает на неочищенной жидкости. Сам фильтр должен быть рассчитан на высокое давление, но дополнительно, для защиты его от высокого давления, перед ним устанавливают предохранительный клапан, который срабатывает при засорении фильтра. Эта схема используется для очистки жидкости, подаваемой подпиточным насосом;

в сливную линию (обычно в гидробаке). При этом сам фильтр работает под малым давлением, а перепад давления на нем допускается значительный (при загрязнении). Однако, в данном случае непосредственная очистка жидкости в гидропри-

воде отсутствует. Схема применяется при хорошей герметизации жидкости от окружающей среды.

Возможны комбинации из рассмотренных схем, а при расходах, превышающих пропускную способность одного фильтра, применяют параллельное включение нескольких фильтров.

Теплообменные аппараты — нагреватели и охладители (см. прил. 6) применяются для поддержания нормальной температуры рабочей жидкости и устанавливаются, как правило, в гидробаках. Иногда в баке устанавливают сразу оба аппарата. Например, в схеме маслоснабжения турбокомпрессора нагреватель (электрический) включается в зимнее время только перед пуском компрессора. При нормальной работе компрессора включается охладитель (водяной). Охладитель, как правило, выполняют в виде змеевика, по которому протекает рабочая жидкость. Змеевик охлаждается потоком воздуха от вентилятора, либо жидкостью более холодной, чем рабочая (в шахтных условиях — водой из системы орошения). Нагреватель передает тепло рабочей жидкости от змеевика, по которому протекает теплоноситель. В нагревателях часто используют электрические нагревательные элементы.

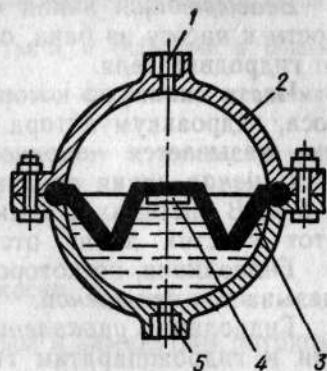
12.6.2. Гидроемкости

К гидроемкостям относятся гидробаки и гидроаккумуляторы.

Гидробак (см. прил. 6) предназначен для питания гидропривода рабочей жидкостью. Его размеры должны быть такими, чтобы жидкость, циркулирующая в гидроприводе, успевала отстояться и отдать избыток тепла в окружающую среду. Для этого объем бака принимают равным двух-—трехминутной подаче насоса. Обычно бак выполняют сварным со съемной верхней крышкой, в которой имеется отверстие с пробкой и сетчатым съемным фильтром для заливки жидкости. В баке установлена перегородка, отделяющая линию слива от всасывающей линии и предназначенная для успокоения жидкости и улучшения условий ее отстоя от частиц. Конец всасывающего трубопровода располагают в нижней части бака на небольшом удалении от дна. При этом возможна работа насоса с некоторым подпором и исключено засасывание осевших на дно твердых частиц. Сливная линия подведена обычно на высоте, равной $1/3$ высоты бака от дна, а ось ее трубопровода расположена параллельно дну. При этом уменьшается вероятность вспенивания жидкости и взмучивания осевших на дно частиц.

В баках устанавливают фильтры и теплообменные аппараты, а также устройство для контроля уровня жидкости, которое выполнено в виде смотрового стекла или поплавка. Для смены рабочей жидкости и слива отстоя бак снабжается спускным отверстием с пробкой.

Рис. 12.14. Гидроаккумулятор пневматический



Если уровень жидкости в баке в процессе работы гидропривода колеблется в значительных пределах, то на верхней крышке устанавливают обратные клапаны для пропуска воздуха. Часто вместо обратных клапанов устанавливают пробку с отверстием для прохода воздуха (сапун).

Гидроаккумулятор предназначен для аккумулирования энергии рабочей жидкости в случаях эпизодической работы насоса, неравномерной подачи насоса, неравномерного расхода в гидроприводе.

Первый случай характерен для гидравлических тормозов подъемных машин и лебедок. За счет применения гидроаккумуляторов в тормозных системах значительно повышается надежность работы подъемно-транспортных установок. Неравномерность расхода в гидроприводе чаще всего возникает при неодновременной работе гидродвигателей, подключенных к одному (двум) насосам, например, в насосных станциях гидрокрепей.

В зависимости от того, как происходят накопление потенциальной энергии и ее возврат, различают грузовые, пружинные и пневматические гидроаккумуляторы (см. прил. 6).

Пневматический гидроаккумулятор (рис. 12.14) состоит из корпуса 2, частично заполненного сжатым газом, частично — рабочей жидкостью. Диафрагма 3 изолирует жидкость от газа, который может растворяться в ней. Штуцер 5 предназначен для подключения аккумулятора к гидрولينии, штуцер 1 — для подзарядки аккумулятора газом. Металлическая шайба 4 предохраняет резиновую диафрагму 3 от продавливания газом при полной разрядке аккумулятора.

12.6.3. Гидролинии

Гидролинии предназначены для прохождения рабочей жидкости в процессе работы гидропривода. В общем случае гидролиния состоит из всасывающей, напорной и сливной линий. Кроме того, в гидроприводе часто имеются гидролинии управления и дренажная.

Всасывающая линия служит для подведения рабочей жидкости к насосу из бака, от распределителя или непосредственно от гидродвигателя.

Часть линии, по которой рабочая жидкость движется от насоса, гидроаккумулятора или гидромагистрالی к гидродвигателю, называется **напорной**.

Сливная линия предназначена для слива рабочей жидкости в бак. В системах с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости этот участок линии отсутствует.

Гидролиния, по которой отводятся утечки рабочей жидкости, называется **дренажной**.

Гидролиния управления предназначена для подвода жидкости к гидроаппаратам гидропривода (предохранительным и переливным клапанам и т. д.).

Все гидролинии могут выполняться из жестких металлических труб стальных бесшовных холоднодеформированных и горячедеформированных с неподвижными или подвижными соединениями или из гибких рукавов-шлангов из резины с металлической или нитяной оплетками [10, 12]. Применение медных труб нежелательно, так как в них происходит старение масла. Трубы чаще всего соединяют с помощью специальных муфт с резиновыми уплотнениями, муфт-угольников, тройников и т. д. [10].

На гидравлических схемах всасывающая, напорная и сливная гидролинии показываются толстыми сплошными линиями, линии управления — сплошными тонкими, дренажные — тонким пунктиром.

Вопросы для самопроверки

1. Чем отличаются регуляторы прямого и непрямого действия?
2. Чем отличаются крановые и золотниковые запорно-регулирующие элементы?
3. Перечислите способы предотвращения облитерации в золотниковых распределителях.
4. Приведите графическое условное обозначение четырехлинейного трехпозиционного распределителя с ручным, гидравлическим и электрическим управлением.
5. Что общего между предохранительными и обратными клапанами, в чем их отличие?
6. В чем заключаются отличия логических клапанов «И» и «ИЛИ»?
7. Чем отличаются гидрозамки одностороннего и двустороннего действия? Приведите их условные графические обозначения.
8. Перечислите требования, предъявляемые к предохранительным клапанам.
9. Приведите условные графические обозначения предохранительного, переливного и редукционного клапанов.
10. Перечислите типы наиболее распространенных дросселей.
11. Каково назначение клапана разности давления в регуляторе расхода? Объясните его принцип действия.
12. Чем отличается дросселирующий распределитель от обычного?

13. Проанализируйте преимущества и недостатки мест установки фильтров в гидравлических схемах приводов.

14. Какие элементы гидропривода монтируются в гидробаке в общем случае?

15. Проведите сравнительный анализ грузовых, пружинных и пневматических гидроаккумуляторов.

13. ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД

13.1. Системы циркуляции рабочей жидкости

Гидроприводы могут быть с разомкнутым и замкнутым потоком рабочей жидкости.

При *разомкнутой* циркуляции (см. рис. 10.2) насос 2 засасывает жидкость из бака 7 и подает ее в гидроцилиндр 5, откуда отработавшая жидкость сливается снова в бак. Здесь, в гидробаке, размыкается поток жидкости. В случае чрезмерных давлений срабатывает предохранительный клапан 8, и жидкость из напорной линии 3 сбрасывается в тот же бак.

При *замкнутом* потоке (см. рис. 10.3, а) насос и гидродвигатель включены в кольцевую гидролинию, в которой жидкость может циркулировать в любом направлении. Отработавшая жидкость из гидродвигателя поступает непосредственно в насос. Часто для компенсации возможных утечек в кольцевую гидролинию под определенным давлением подается специальным подпиточным насосом рабочая жидкость.

Каждая система циркуляции имеет свои преимущества и недостатки. Преимущества разомкнутой циркуляции — простота, удобство наблюдения за состоянием рабочей жидкости, хорошие условия ее охлаждения и отстоя. Недостатки: давление при всасывании обычно меньше атмосферного, что ограничивает применение быстроходных насосов вследствие возможной кавитации; большие габариты установки; вакуум во всасывающей линии являются причиной проникновения воздуха в гидросистему, что ухудшает работу гидропривода (нарушается плавность движения рабочих органов машин, уменьшается подача насоса, возникает вибрация, интенсивно окисляется рабочая жидкость).

Преимущества замкнутой циркуляции: давление при всасывании значительно больше атмосферного, что исключает кавитацию и позволяет применять более быстроходные и, следовательно, малогабаритные насосы; исключено попадание воздуха в гидросистему; направление потока в кольцевой гидролинии может быть любым. Недостатки: при наличии подпиточного насоса система сложнее, чем разомкнутая; плохие условия охлаждения и очистки рабочей жидкости, а также контроля за ее состоянием.

Обычно разомкнутая циркуляция жидкости применяется в многодвигательном гидроприводе (в частности, в механизированных гидрокрепях), а также в гидроприводе с гидроцилиндрами и поворотными гидромоторами.

Замкнутая циркуляция жидкости, как правило, используется в мощных гидроприводах с гидромотором (в частности, в механизмах подачи комбайнов). В практике часто встречаются смешанные системы циркуляции.

13.2. Управление приводом и его регулирование

По типу применяемых гидродвигателей весь объемный гидропривод можно разделить на привод с гидромоторами, гидроцилиндрами и поворотными гидродвигателями. Последние в гидроприводе горных машин почти не применяются.

Гидропривод с гидроцилиндрами по характеру управления выходным звеном можно разделить на три группы:

первая — движение выходного звена происходит без регулирования скорости, а его положение фиксируется только распределителем. К этой группе относится гидропривод для перемещения различных узлов машин и механизмов, например, гидродомкраты передвижки секций крепи, конвейеров, перегружателей, толкателей и т. д.;

вторая — движение выходного звена происходит без регулирования скорости, но с четкой фиксацией его положения гидрозамками. Сюда относятся устройства для ориентации корпуса очистного комбайна в пространстве и регулирования исполнительного органа по мощности пласта, устройства для распора проходческого комбайна в выработке, гидравлические стойки крепи и др.;

третья — с регулируемой скоростью движения выходного звена. Сюда относится гидропривод проходческих комбайнов и буровых станков для подачи исполнительного органа на забой и др.

Все три группы гидроприводов имеют разомкнутую систему циркуляции рабочей жидкости и единую принципиальную схему насосной станции, состоящей из нерегулируемого насоса, гидроемкости, фильтров, обратного и предохранительного (или переливного, подпорного) клапанов и манометра.

Особую группу представляет гидропривод крепей очистных комплексов [8, 12], который объединяет в себе первые две группы и состоит из насосной станции (одной или двух) и секций гидрокрепи (стоек, домкратов передвижки и вспомогательных гидроцилиндров), соединенных между собой магистральной линией. Кроме пульта управления станцией каждая секция крепи имеет свой блок управления. Характерными особенностями гидропривода крепей являются:

высокое рабочее давление в гидромагистрали — до 32 МПа (еще большее давление возникает в стойке, отключенной от гидромагистрали, — до 50÷60 МПа);

тщательная герметизация рабочей жидкости в стойке, отключенной от гидромагистрали;

колебание давления в гидромагистрали вследствие подключения к ней и отключения от нее секций гидрокрепи;

применение в качестве рабочей жидкости водомасляной эмульсии в большом объеме (до 3 м³);

большая рассредоточенность гидроцилиндров (по всей длине лавы) и значительная протяженность гидромагистрали.

В горной промышленности гидропривод с гидромоторами применяется чаще всего для передвижения машин (механизмы подач угольных комбайнов, предохранительные лебедки). При этом, обычно, используются высокомоментные гидромоторы, а система циркуляции рабочей жидкости в этих приводах, как правило, замкнутая.

В практике нередко встречаются комбинированные схемы: от одного или от группы насосов питаются как гидромоторы, так и гидроцилиндры.

По способу управления гидропривод может быть с ручным или автоматическим управлением. Иногда автоматизируется только один какой-либо процесс, повторяющийся чаще других в эксплуатации машины (например, качание исполнительного органа проходческого или нарезного комбайна). Нередко, в схемах гидропривода с постоянно работающим насосом применяется его автоматическая разгрузка от давления (насос на определенное время отключается от сети и работает вхолостую).

Регулирование скорости выходного звена гидродвигателя в гидроприводе горных машин осуществляется, как правило, при неизменной скорости входного звена насоса. В общем случае расход гидродвигателя

$$Q_d = Q_n - \Delta Q, \quad (13.1)$$

где Q_n — подача насоса; ΔQ — утечки в гидролинии (в том числе регулируемые).

Из уравнения (13.1) видно, что расход гидродвигателя, а следовательно, и скорость его выходного звена, можно регулировать либо изменением ΔQ , либо Q_n . При этом скорость выходного звена гидроцилиндра

$$v_d = Q_d \eta_{д.о} / F_d,$$

гидромотора —

$$n_d = Q_d \eta_{д.о} / q_d. \quad (13.2)$$

Из уравнения (13.2) видно, что скорость выходного звена гидромотора можно регулировать также изменением его рабочего объема q_d (для гидроцилиндров $F_d = \text{const}$).

Так как регулирование насоса [при $\Delta Q = \text{const}$ (см. уравнение (13.1))] осуществляется (аналогично регулированию гидромотора) за счет изменения его рабочего объема q , все способы регулирования можно разделить на два вида: *дроссельное* — за счет частичного сброса жидкости из системы при постоянной подаче насоса; *объемное* — изменением рабочего объема насоса или гидромотора.

Дроссельное регулирование энергетически менее экономичное, чем объемное, так как при нем ухудшается общий КПД гидропривода за счет уменьшения объемного КПД. Однако, объемное регулирование требует более сложного, а следовательно и более дорогостоящего оборудования — регулируемого насоса или гидромотора. Кроме того, при очень малом q_n скорость выходного звена — неравномерная, а при малом q_d — малый момент M_d . Поэтому существует предельный *диапазон регулирования* — $n_{d \min}/n_{d \max}$. При изменении q_n диапазон регулирования скорости вращения составляет 1:500, при изменении q_d — 1:3, при одновременном регулировании насоса и гидромотора — 1:1500. Обычно, в практике диапазон регулирования не превышает 1:1000.

Как правило, в горном машиностроении гидроприводы с гидроцилиндрами имеют дроссельное регулирование, а в схемах с гидромоторами применяют объемное регулирование, используя регулируемые насосы.

13.3. Дроссельное регулирование

При дроссельном регулировании применяют насосы постоянной подачи, а регулирование скорости выходного звена гидродвигателя осуществляют изменением утечек в гидролинии с помощью дросселя. При этом получают весьма простые гидравлические схемы привода. Дроссель может быть установлен последовательно с гидродвигателем или параллельно ему.

13.3.1. Последовательное включение дросселя

При последовательном включении (рис. 13.1, а) дроссель может быть установлен в напорной или сливной гидролинии (показан пунктиром). Давление p_n , создаваемое насосом, определяется настройкой переливного клапана и в процессе работы остается постоянным. Обычно, это давление выбирают из условия максимума допустимой нагрузки на гидроцилиндр:

$$p_d = P_{d \max} / (F_d \eta_{д.г} \eta_{д.м}) = \text{const.}$$

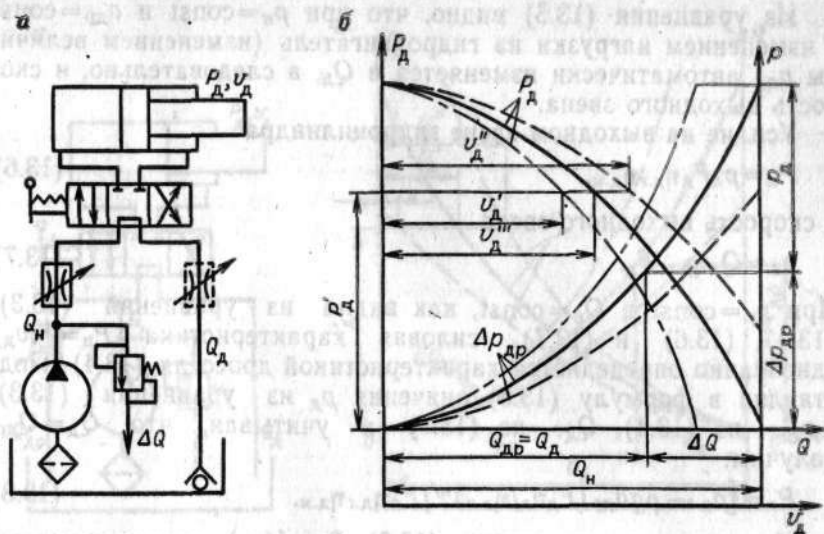


Рис. 13.1. Принципиальная схема последовательного включения дросселя и гидродвигателя (а) и их характеристики (б)

При этом мощность насоса также постоянна независимо от нагрузки на выходном звене гидроцилиндра:

$$N_{н.в} = p_n Q_n / \eta_n = \text{const},$$

что явно нерационально, так как ведет к перерасходу энергии.

Без учета потерь давления и утечек в гидрочинии давление гидродвигателя

$$p_d = p_n - \Delta p_{др}, \quad (13.3)$$

а расход

$$Q_d = Q_n - \Delta Q,$$

где $\Delta p_{др}$ — перепад давления на дросселе; ΔQ — регулируемые утечки через переливной клапан.

$$\Delta p_{др} = \rho g a_{др} Q_{др}^m, \quad (13.4)$$

где $a_{др}$, $Q_{др}$ — соответственно сопротивление и расход дросселя; m — показатель степени, зависящий (как и $a_{др}$) от режима движения жидкости в дросселе. Обычно $m=2$.

Решая совместно уравнения (13.3) и (13.4) относительно $Q_{др}$ и учитывая, что при последовательном соединении двигателя и дросселя $Q_d = Q_{др}$, получим:

$$Q_d = \sqrt[m]{\frac{p_n - p_d}{\rho g a_{др}}}. \quad (13.5)$$

Из уравнения (13.5) видно, что при $p_n = \text{const}$ и $a_{др} = \text{const}$ с изменением нагрузки на гидродвигатель (изменением величины p_d) автоматически изменяется и Q_d , а следовательно, и скорость выходного звена.

Усилие на выходном звене гидроцилиндра

$$P_d = p_d F_d \eta_{д.г} \eta_{д.м}, \quad (13.6)$$

а скорость выходного звена

$$v_d = Q_d \eta_{д.о} / F_d. \quad (13.7)$$

При $p_n = \text{const}$ и $Q_n = \text{const}$, как видно из уравнений (13.3), (13.4), (13.6) и (13.7), силовая характеристика $P_d = f(v_d)$ однозначно определяется характеристикой дросселя (13.4). Подставляя в формулу (13.6) значения p_d из уравнения (13.3), $\Delta p_{др}$ — из (13.4), Q_d — из (13.7) и учитывая, что $Q_d = Q_{др}$, получим:

$$P_d = [p_n - \rho g a_{др} (F_d v_d / \eta_{д.о})^m] F_d \eta_{д.г} \eta_{д.м}. \quad (13.8)$$

Как видно из уравнения (13.8) $P_d = f(v_d)$ является ветвью параболы m -й степени с вершиной при $v_d = 0$ и $P_d = \text{max}$ (рис. 13.1, б). При изменении $a_{др}$ изменяется кривизна параболы, что позволяет при $P_d' = \text{const}$ получить различные значения скорости v_d , и наоборот.

Зная зависимость $P_d = f(v_d)$, можно получить другие характеристики гидропривода: $N_{д.в} = f(v_d)$, $N_{н.в} = f(v_d)$, $\eta = f(v_d)$.

Силовая характеристика не зависит от места расположения дросселя [см. уравнение (13.8)], однако при установке его в сливной линии могут возникнуть рывки поршня в начале его движения после перерыва в работе, если за время стоянки жидкость частично вытекла из гидроцилиндра. Вместе с тем, дроссель, подключенный таким образом, находится под меньшим давлением, чем подключенный в напорную линию. В конце сливной линии при этом устанавливают подпорный или обратный клапан, исключающий произвольное вытекание из нее жидкости.

13.3.2. Параллельное включение дросселя

При параллельном включении дросселя и гидродвигателя (рис. 13.2, а) расход последнего до срабатывания предохранительного клапана

$$Q_d = Q_n - Q_{др}. \quad (13.9)$$

Пренебрегая потерями давления в гидрролинии, в соответствии с законом параллельных соединений (см. 6.4) можно записать:

$$p_d = p_n = \Delta p_{др}. \quad (13.10)$$

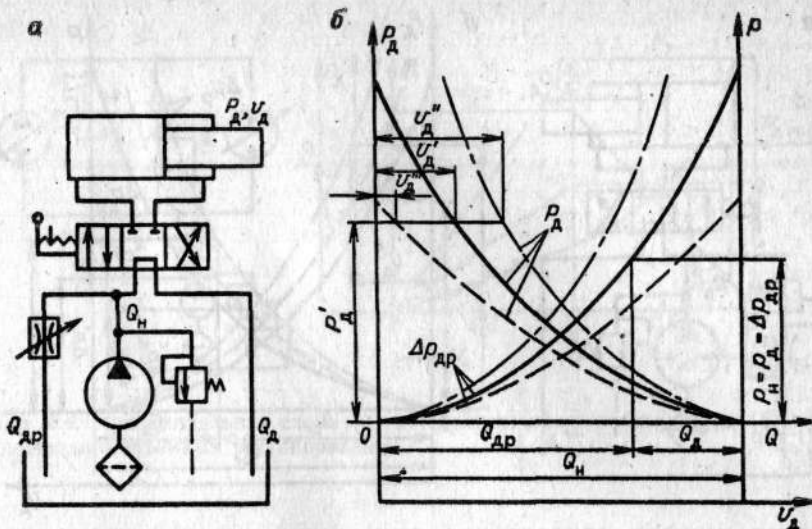


Рис. 13.2. Принципиальная схема параллельного включения дросселя и гидродвигателя (а) и их характеристики (б)

Таким образом, с изменением нагрузки изменяется давление, развиваемое насосом, а значит, и его мощность $N_{н.в} = p_H Q_H / \eta_H$. Поэтому такая схема более экономична, чем схема с последовательным включением дросселя. Подставляя значение $Q_{др}$ из уравнения (13.4) в уравнение (13.9) и решая его относительно Q_d с учетом равенства (13.10), получим:

$$Q_d = Q_H - \sqrt[m]{\frac{p_d}{\rho g a_{др}}} \quad (13.11)$$

Как видно из уравнения (13.11), эта схема регулирования при $a_{др} = \text{const}$ также не обеспечивает постоянной скорости выходного звена гидродвигателя при переменной нагрузке (изменяется давление p_d).

Согласно равенству (13.10), подставляя в уравнение (13.6) вместо p_d значение $\Delta p_{др}$ из уравнения (13.4), в котором заменим $Q_{др}$ его значением из (13.9), а Q_d — значением из (13.7), получим:

$$p_d = \rho g a_{др} (Q_H - F_d v_d / \eta_{д.о})^m F_d \eta_{д.г} \eta_{д.м}. \quad (13.12)$$

Из уравнения (13.12) видно, что силовая характеристика двигателя $p_d = f(v_d)$, так же как при последовательном включении дросселя и гидродвигателя, является ветвью параболы m -й степени (рис. 13.12, б), но с вершиной при $v_{д \max} = Q_d \eta_{д.о} / F_d$ ($Q_{др} = 0$) и $p_d = 0$ (так как в реальных условиях p_d не может быть равной нулю, точка вершины параболы не может быть рабочей).

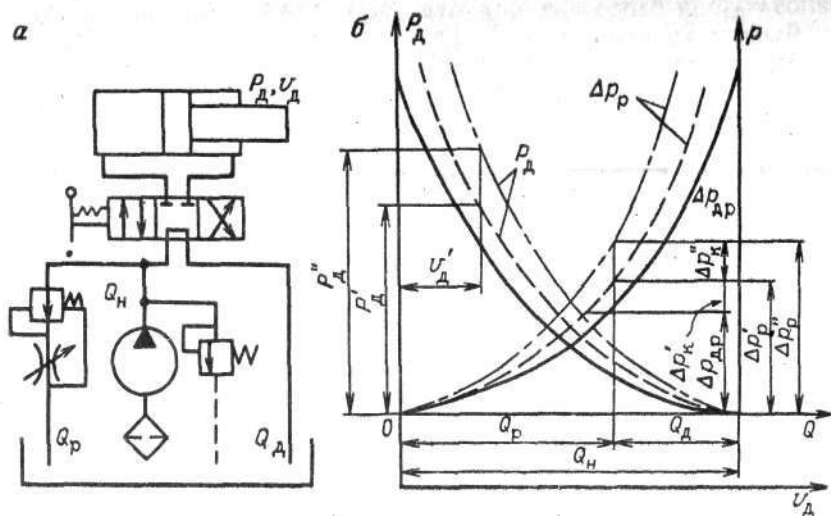


Рис. 13.3. Принципиальная схема параллельного включения регулятора расхода и гидродвигателя (а) и их характеристики (б)

Изменяя сопротивление дросселя $a_{др}$, можно получить семейство кривых $P_d = f(v_d)$ при той же вершине, т. е. иметь разные значения скорости v_d при $P_d' = \text{const}$, и наоборот (см. рис. 13.2, б).

Зная зависимость $P_d = f(v_d)$, можно получить другие характеристики гидропривода: $N_{д.в} = f(v_d)$, $N_{н.в} = f(v_d)$.

С уменьшением нагрузки P_d уменьшается и зона регулирования скорости v_d (см. рис. 13.2, б). При последовательном включении дросселя и гидродвигателя зона регулирования v_d уменьшается с увеличением нагрузки P_d (см. рис. 13.1, б). Таким образом, при выборе схемы регулирования следует учитывать как ее экономичность, так и диапазон регулирования.

Схема с последовательным включением дросселя и гидродвигателя широко применяется в общем машиностроении, а в горном практически не встречается.

Так как обе рассмотренные схемы не обладают постоянством скорости выходного звена гидродвигателя при переменной нагрузке, гидропривод с дроссельным регулированием используется, главным образом, в машинах с мало изменяющейся нагрузкой или в тех случаях, когда при увеличении нагрузки необходимо уменьшить скорость исполнительного органа, и наоборот (например, буровые станки).

Если необходимо дроссельное регулирование с независимой от нагрузки скоростью выходного звена гидродвигателя, то применяют регуляторы расхода (см. 12.4.2). При этом по усло-

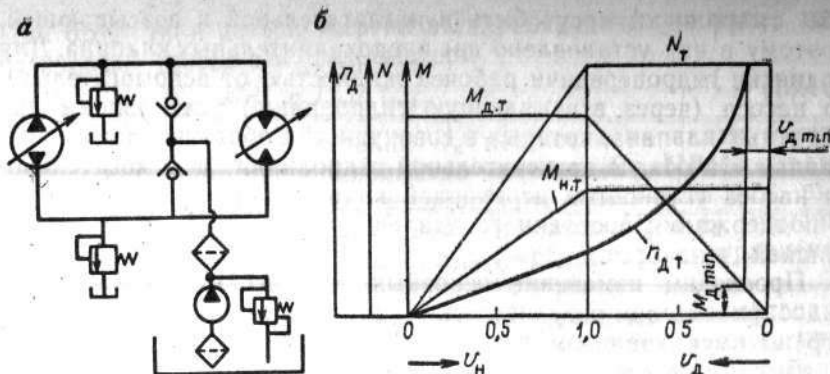


Рис. 13.4. Принципиальная схема (а) и теоретические характеристики (б) гидропривода с объемным регулированием

виям экономичности, используют, как правило, схему с параллельным включением регулятора (рис. 13.3, а).

Как и для схемы с дросселем, для этой схемы справедливы уравнения (13.9) и (13.10), но вместо $Q_{др}$ и $\Delta p_{др}$ в них следует подставить расход через регулятор $Q_p = Q_{др}$ и перепад давления на регуляторе Δp_p , т. е. $Q_d = Q_n - Q_p$, $p_d = p_n = \Delta p_p$. Но $\Delta p_p = \Delta p_{др} + \Delta p_k$, где Δp_k — перепад давления на клапане разности давлений регулятора.

При постоянном сопротивлении дросселя и переменной нагрузке p_d перепад давления на регуляторе Δp_p изменяется только за счет Δp_k . Поэтому расход через регулятор в этих условиях определяется только сопротивлением дросселя, что позволяет при переменной P_d получить постоянную скорость $v_{д.т.п}'$ (рис. 13.3, б).

Подобные схемы регулирования широко применяются в гидроприводах горных машин (проходческих и нарезных комбайнов, буровых станков), однако вследствие малых КПД гидропривода (из-за утечек) они используются при мощности гидродвигателя не более 3 кВт.

13.4. Объемное регулирование

Объемное регулирование осуществляется изменением рабочего объема или насоса, или гидродвигателя, или того и другого одновременно.

Рассмотрим принципиальную схему гидропривода с объемным регулированием (рис. 13.4, а). Так как система циркуляции жидкости — замкнутая, а насос и гидромотор — реверсивные,

обе гидролинии могут быть и нагнетательной и всасывающей, поэтому в них установлено два предохранительных клапана. Для подпитки гидropередачи рабочей жидкостью от вспомогательного насоса (через всасывающую гидролинию) установлены два обратных клапана, которые в совокупности образуют логический клапан «ИЛИ». В нагнетательной гидролинии вспомогательного насоса установлен переливной клапан для защиты фильтра и поддержания постоянного давления подпитки за счет сброса лишней жидкости.

Проследим изменение основных технических показателей гидропривода при регулировании, причем для упрощения задачи ограничимся анализом только их теоретических значений.

При отсутствии утечек теоретическая подача насоса $Q_{н.т}$ равна полезному расходу гидромотора $Q_{д.п}$. Учитывая, что $Q_{н.т} = q_n n_n$, а $Q_{д.п} = q_d n_d$, получим:

$$n_d = n_n q_n / q_d. \quad (13.13)$$

Характеристики гидропривода при регулировании удобно выразить в зависимости от параметра регулирования U . Тогда при $q = U q_{\max}$ (11.1)

$$n_d = n_n U_n q_{n \max} / (U_d q_{d \max}). \quad (13.14)$$

Как видно из уравнения (13.14), при изменении U_n насоса частота вращения ротора гидромотора изменяется по линейному закону от нуля при $U_n = 0$ до максимума при $U_n = 1$ (рис. 13.4, б). При изменении рабочего объема гидромотора частота вращения его ротора изменяется от минимальной при $U_d = 1$ (соответствующей максимуму при изменении q_n насоса) до бесконечности при $U_d = 0$ по гиперболическому закону.

Теоретический момент на валу гидромотора (11.41)

$$M_{д.т} = p_d q_d / (2\pi) = p_d U_d q_{d \max} / (2\pi).$$

При постоянном давлении p_d и при изменении рабочего объема насоса $M_{д.т}$ остается постоянной величиной независимо от скорости вращения гидромотора (см. рис. 13.4, б). При изменении рабочего объема гидромотора момент на его валу будет изменяться пропорционально U_d по линейному закону.

Теоретический момент на валу насоса

$$M_{н.т} = p_n q_n / (2\pi) = p_n U_n q_{n \max} / (2\pi).$$

При тех же условиях он изменяется по линейному закону при изменении U_n насоса и остается постоянным при регулировании гидромотора (см. рис. 13.4, б).

Теоретическая мощность насоса

$$N_{н.т} = p_{н.т} n_n q_n = p_{н.т} n_n U_n q_{n \max}. \quad (13.15)$$

При отсутствии потерь энергии в гидropередаче она равна теоретической мощности гидромотора

$$N_{д.т} = p_{д.т} n_d q_d = p_{д.т} n_d U_d q_{д \max}. \quad (13.16)$$

Следовательно, при изменении U_n мощность на валах машин изменяется прямо пропорционально изменению рабочего объема насоса. При изменении U_d мощность не изменяется (см. рис. 13.4, б), так как $N_{д.т} = N_{н.т} = \text{const}$. При этом U_d и n_d изменяются так, что $n_d U_d q_{д \max} = n_n U_n q_{н \max} = \text{const}$ [см. уравнения (13.15) и (13.16)].

Следовательно, при регулировании n_d с помощью насоса и самого гидромотора теоретически можно изменять частоту вращения вала от нуля до бесконечности. На практике максимальная частота вращения вала гидромотора имеет предел, так как с уменьшением U_d уменьшается и крутящий момент M_d . Максимальная скорость вращения обычно ограничена значением $U_{д \min} \approx 0,3$ (см. рис. 13.4, б), соответствующим минимальному значению момента $M_{д \min}$.

При регулировании и насоса, и гидромотора предварительно устанавливают минимальную подачу насоса при минимально допустимой частоте вращения вала гидромотора и максимальном моменте на его валу ($U_d = 1$). Для дальнейшего повышения скорости вращения ротора гидромотора увеличивают подачу, а следовательно, и мощность насоса, и лишь после достижения максимальной подачи насоса ($U_n = 1$) дальнейшее увеличение скорости происходит за счет уменьшения U_d .

Таким образом, при совместном регулировании скорость вращения ротора гидромотора вначале регулируют за счет изменения подачи насоса при $M_{д.т} = \text{const}$, а затем — за счет изменения рабочего объема гидромотора при $N_t = \text{const}$.

В горных машинах регулирование, как правило, осуществляется только за счет изменения рабочего объема насоса.

Рассмотрим действительные характеристики гидропривода при регулировании подачи насоса Q_n . При отсутствии утечек скорость вращения вала гидромотора прямо пропорциональна подаче насоса Q_n (рис. 13.5, а, штриховая линия). С учетом утечек действительная характеристика $n_d = f(Q)$ проходит не через начало координат, а смещена вправо на величину суммарных утечек в гидроприводе ΔQ , так как $n_d = (Q_{н.т} - \Delta Q) / q_d$. Прямая $n_d = f(Q)$ параллельна теоретической. Вместе с тем, чем больше давление в гидроприводе, тем больше утечки ΔQ [см. (10.8)].

Вследствие потерь давления в гидropередаче $\Delta p = p_{н.т} - p_{д.т} = f(Q)$ [см. уравнение (6.12)], момент на валу гидромотора $M_d = p_d q_d \eta_{д.г} \eta_{д.м} / (2\pi)$ с увеличением Q (или с увеличением n_d) несколько уменьшается (рис. 13.5, б). Из-за потерь энергии в гидropередаче мощность на валу гидромотора $N_{д.в} = p_d Q_d \eta_d =$

$=\omega_d M_d$ (так же, как M_d) с увеличением скорости ω_d уменьшается.

При регулировании объемный КПД гидропривода

$$\eta_o = (Q_{н.т} - \Delta Q) / Q_{н.т} = 1 - \Delta Q / Q_{н.т}. \quad (13.17)$$

При постоянном моменте $M_d (p_d = \text{const})$ постоянны и утечки ΔQ , поэтому зависимость $\eta_o = f(Q)$ определяется только расходом в гидropередаче. Но так как этот расход, а следовательно, и утечки не могут быть больше подачи насоса, то [см. уравнение (13.17)] $\eta_o = 0$ при $Q_{н.т} = \Delta Q$ (см. рис. 13.5, а). С увеличением Q (или n_d) объемный КПД увеличивается, а гидравлический КПД η_r , зависящий от потерь давления в гидropередаче, — уменьшается. При $Q = 0$, $\eta_r = 1$. Полный КПД $\eta = \eta_o \eta_r \eta_m$ практически определяется двумя первыми составляющими.

Зона экономичного регулирования ЗЭР (см. рис. 13.5, а) ограничивается минимальным значением Q , а следовательно, и минимальной частотой вращения вала гидромотора n_d .

При изменении момента сопротивления на валу гидромотора мощность $N_{д.в}$ изменяется при весьма незначительном изменении $n_d = f(Q)$, т. е. кривая $M_d = f(n_d)$ перемещается параллельно самой себе в направлении оси ординат, а $N_{д.в} = f(n_d)$ образует пучок кривых (рис. 13.5, б). С увеличением момента происходит некоторое уменьшение КПД за счет увеличения утечек, и наоборот.

В горных машинах объемный гидропривод с регулируемым насосом применяется в механизмах подач угольных комбайнов и в предохранительных лебедках [12].

13.5. Совместная работа гидропривода и приводного двигателя

Основное назначение гидропривода — преобразование приведенной к его выходному звену механической характеристики приводного двигателя в соответствии с требованиями нагрузочной характеристики рабочей машины или механизма. При этом широкие возможности объемного гидропривода позволяют использовать в качестве привода почти любой машины или механизма наиболее простой и дешевый нерегулируемый трехфазный асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором.

Рассмотрим совместную работу этого двигателя, используемого в качестве приводного, и объемного гидропривода. Пусть вал электродвигателя соединен непосредственно с валом насоса, т. е. момент на обоих валах и частота их вращения одинаковы: $M_a = M_n$, $n_a = n_n$. Для упрощения допустим, что и вал гидромотора непосредственно соединен с валом машины или механизма, т. е. $M_d = M_m$, $n_d = n_m$. Определим рабочий режим гидромотора и электродвигателя при заданной нагрузке на валу машины.

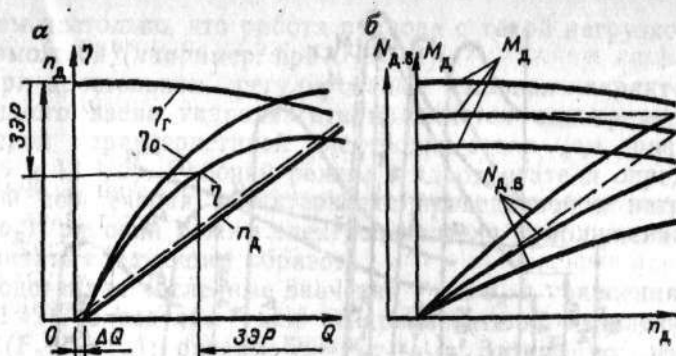


Рис. 13.5. Действительные характеристики при объемном регулировании насоса

Для решения поставленной задачи целесообразно привести (пересчитать) моментную характеристику электродвигателя $M_э = f(n)$ к валу гидромотора. Тогда, решив уравнение приведенной характеристики $M_д = f(n)$ совместно с уравнением нагрузочной характеристики $M_м = f(n)$, определим рабочий режим гидромотора. Затем, зная рабочий режим гидромотора, обратным пересчетом определим рабочий режим электродвигателя. Пересчет характеристик следует выполнять по уравнению (10.17), которое в этом случае будет иметь вид:

$$\eta = k_m i = M_m n_m / (M_э n_э), \quad (13.18)$$

где передаточное отношение i определяется техническими показателями гидромашин:

$$i = Q_д q_n \eta_{д.о} \eta_{н.о} / (Q_n q_д). \quad (13.19)$$

Приведение моментных характеристик электродвигателя к валу гидромотора и определение рабочих режимов машин могут быть выполнены графически. При пересчете характеристики $M_э = f(n)$ по уравнению (13.18) примем $\eta = 1$, $k_m = 1/i = \text{const}$, а при построении — $k_m = 2$. Затем, из приведенной теоретической характеристики $M_{д.т} = f(n)$ вычтем момент сопротивления ΔM , соответствующий потерям мощности в гидроприводе:

$$\Delta M = \Sigma \Delta N / \omega_д, \quad (13.20)$$

где $\Sigma \Delta N$ — суммарные потери мощности (см. 10.11).

Тогда приведенная к валу гидромотора моментная характеристика будет иметь вид кривой $M_д = f(n)$ при $U_n = U_д = 1$ (рис. 13.6): моментная характеристика в рабочей зоне стала еще более жесткой, чем характеристика электродвигателя (при значительном изменении момента $M_д$ частота $n_д \approx \text{const}$); значительно увеличился максимальный момент $M_{д.т.м.}$ двигателя, однако пусковой момент $M_{д.п.}$ остался небольшим.

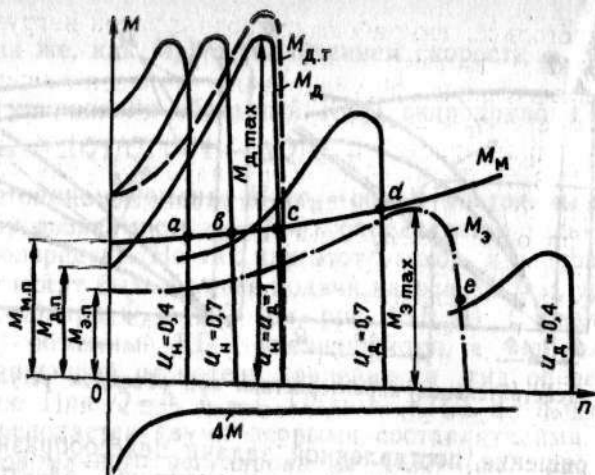


Рис. 13.6. Графический способ определения рабочих режимов гидромотора и асинхронного двигателя

Рабочий режим гидромотора определяется точкой пересечения характеристик $M_d = f(n)$ и $M_m = f(n)$ (см. рис. 13.6, точка c) при $U_n = 1$. Для определения рабочего режима электродвигателя (точка e) достаточно воспользоваться координатами точки c и уравнением (13.18).

При регулировании подачи насоса ($U_n = \text{var}$) момент на валу гидромотора почти не изменяется (см. рис. 13.5, б), поэтому также почти неизменным останется общий вид характеристики $M_d = f(n)$. При изменении частоты вращения за счет уменьшения параметра U_n происходит параллельное перемещение этой характеристики влево (см. рис. 13.6, искусственные характеристики при $U_n = 0,7$ и $U_n = 0,4$). В действительности с уменьшением подачи насоса значения моментов несколько уменьшаются вследствие увеличения значений ΔM . Однако, $M_{d \max}$ при этом имеет достаточно большое значение. Этим пользуются на практике для увеличения пускового момента гидромотора при включении его под нагрузкой.

При изменении рабочего объема гидромотора момент на его валу с увеличением частоты вращения уменьшается (см. рис. 13.4, б), поэтому моментная характеристика $M_d = f(n)$ смещена от естественной ($U_n = U_d = 1$) вправо и вниз (см. рис. 13.6, кривые при $U_d = 0,7$ и $U_d = 0,4$).

При регулировании частоты вращения гидромотора точка, определяющая его рабочий режим, перемещается по кривой $M_m = f(n)$: точки a — при $U_n = 0,4$, b — при $U_n = 0,7$ и d — при $U_d = 0,7$. Дальнейшее уменьшение рабочего объема гидромотора может привести к еще большему снижению значения M_d .

причем настолько, что работа привода с такой нагрузкой станет невозможной (например, при $U_d=0,4$).

При дроссельном регулировании силовая характеристика выходного звена гидродвигателя является одновременно приведенной характеристикой электродвигателя (см. рис. 13.1, б, 13.2, б и 13.3, б). Рабочий режим гидродвигателя определяется точкой пересечения характеристик приведенной и нагрузочной (P_d, v_d), рабочий режим электродвигателя приближенно можно рассчитать следующим образом.

Подставляя численные значения P_d и v_d в уравнения (11.48) и (11.42), определим для гидродвигателя: давление $p_d = P_d / (F_d \eta_{дг} \eta_{дм})$; расход $Q_d = F_d v_d / \eta_{д.о.}$. Затем по известным p_d и Q_d определим рабочий режим насоса (p_n, Q_n). При последовательном включении дросселя и гидродвигателя давление насоса $p_n = p_d + \Delta p_{др}$ [см. (13.3)], подача $Q_n = Q_d + \Delta Q$ [см. (13.1)], при параллельном включении — $p_n = p_d$ [см. (13.10)], $Q_n = Q_d + Q_{др}$ [см. (13.9)]. Значения $\Delta p_{др}$, ΔQ , $Q_{др}$ получим по механическим характеристикам (см. рис. 13.1, б и 13.2, б), а значения КПД гидродвигателя примем номинальными. Наконец, по параметрам рабочего режима насоса определим его входную мощность, а следовательно, и мощность на валу электродвигателя: $N_{н.в} = p_n Q_n / \eta_n$.

При последовательном расположении дросселя и гидродвигателя мощность насоса, а следовательно, и электродвигателя, постоянна при изменении нагрузки на выходном звене гидродвигателя (при $\Delta Q > 0$), поэтому электродвигатель работает с постоянными моментом и скоростью на валу, зависящими от давления, на которое настроен переливной клапан. При расположении дросселя параллельно гидродвигателю мощность насоса, а следовательно, и электродвигателя изменяется при изменении нагрузки на выходном звене гидродвигателя, поэтому происходит также некоторое изменение частоты вращения вала электродвигателя и подачи насоса. Таким образом, при изменении нагрузки характеристику, приведенную к выходному звену гидродвигателя, можно считать постоянной только приближенно.

13.6. Основы проектирования гидропривода

Проектирование — это этап создания изделия. При проектировании разрабатывают принципиальные схемы, технические характеристики, рассчитывают основные рабочие и конструктивные параметры отдельных элементов, составляют рабочую документацию.

Проектирование начинается с технико-экономического обоснования и разработки *технического задания* (ТЗ). ТЗ на разработку гидравлического привода составляют на основе техни-

ческих характеристик проектируемого изделия, нормативных документов отрасли и предприятия и научно-технического опыта. ТЗ на проектирование гидропривода должно содержать полные характеристики нагрузки, режим работы, условия эксплуатации, требования охраны труда и окружающей среды. Там же должны быть указаны число, тип и характер движения исполнительных механизмов для привода их гидродвигателями, взаиморасположение и взаимозависимость этих механизмов, а также необходимость их регулирования или фиксации в пространстве. В некоторых случаях необходимо составить циклограмму (или гистограмму) нагрузок P_d на гидроцилиндре или моментов M_d на гидромоторе, скоростей выходного звена v_d или частоты его вращения n_d . Если между исполнительным органом и гидродвигателем имеется механическая передача, то указанные параметры должны быть пересчитаны для звена после этой передачи. Для сложных ответственных изделий иногда последовательно выполняют все стадии проектирования: ТЗ, техническое предложение, технический проект, рабочая документация. Однако, чаще ограничиваются только некоторыми из них. Например, ТЗ, технический проект, рабочая документация.

Составление принципиальной схемы предшествует расчетам и выбору элементов гидропривода. Желательно одновременно с гидравлической схемой составлять кинематическую схему механизмов (иногда, электрическую) проектируемого изделия.

Схема определяется исходными данными, на базе которых принимается решение о системе циркуляции рабочей жидкости, числе насосов, гидродвигателей, гидроаппаратов, их расположении в схеме. При этом следует всегда ориентироваться на серийно выпускаемое оборудование.

Важно выбрать оптимальный способ регулирования, если он необходим. Дроссельное регулирование, как правило, применяется в системах с гидроцилиндрами, объемное — в системах с гидромоторами. Дроссельное регулирование с последовательным включением дросселя и гидродвигателя менее экономично, чем с параллельным включением. Регулирование с последовательным включением имеет больший диапазон регулирования при малых нагрузках на гидроцилиндр, с параллельным включением — при больших нагрузках. Объемное регулирование в горном машиностроении, как правило, осуществляется только изменением рабочего объема насоса (см. 13.4).

Если скорость холостого хода механизма значительно больше скорости рабочего (на порядок и более), то в гидравлическую схему включают дополнительный насос, но при этом необходимо предусмотреть выключение этого насоса из схемы (чаще всего, сбросом жидкости в гидробак и переводом насоса на холостой ход) во время основной работы гидропривода. Ана-

логично следует поступать при кратковременной остановке гидродвигателей.

При частых повторно-кратковременных включениях гидродвигателей в схемах необходимы гидроаккумуляторы.

Следует помнить, что предохранительный клапан является неотъемлемым элементом объемного гидропривода и устанавливается он, как правило, сразу за насосом (если не включен в саму конструкцию насоса). В схемах с дроссельным регулированием при последовательной установке дросселя и гидродвигателя, а также за подкачными насосами вместо предохранительного клапана устанавливают переливной (напорный золотник). Расположение фильтров в гидросистемах подробно описано в 12.6.1.

В схеме с несколькими гидродвигателями, имеющими разное давление и питающихся от одного насоса, необходимо устанавливать редукционные клапаны, а для синхронизации движения выходных звеньев гидродвигателей — делители потока.

Энергетические расчеты гидропривода и выбор оборудования рекомендуется выполнять в следующей последовательности.

Выбрать стандартное давление в соответствии с ГОСТ 12445—80. При выборе давления необходимо руководствоваться техническими характеристиками серийно выпускаемых гидромашин и аппаратов, которые предполагается использовать в проектируемом гидроприводе. Для гидропривода мощных машин и механизмов рекомендуются значения давления 20, 25 и 32 МПа, для привода вспомогательного оборудования — 6,3 и 10 МПа.

Если в качестве гидродвигателя используется гидроцилиндр, то по заданному усилию P_d и принятому давлению по уравнению (11.43) определяют диаметры поршня и штока. Расчетные диаметры округляют до стандартных (ГОСТ 12447—80) и обратным расчетом по уравнению (11.43) определяют действительное необходимое давление. Затем, по заданной скорости штока v_d и стандартным диаметрам по уравнению (11.42) определяют расход гидроцилиндра Q_d , а по уравнению (11.47) — его мощность.

Если в качестве гидродвигателя используется гидромотор, то по заданному моменту M_d и принятому давлению p_d по уравнению (11.41) определяют расчетный рабочий объем q_d и округляют его до стандартного (по ГОСТ 13824—80) или по p_d и q_d выбирают серийно выпускаемый гидромотор [10]. Затем по заданной частоте вращения n_d по формуле (11.35) определяют расход гидромотора Q_d , а по уравнению (11.39) — его мощность.

При большом заданном моменте ($M_d > 200$ Н·м) и малой частоте вращения вала ($n_d < 200$ мин⁻¹) рекомендуются, как правило, радиально-поршневые гидромоторы. При меньших

моментах и частоте вращения вала, изменяющейся в большом диапазоне ($n_d = 20 \div 1800 \text{ мин}^{-1}$), — аксиально-поршневые. Пластинчатые и шестеренные гидромоторы рекомендуются при частоте вращения не менее 300 мин^{-1} и сравнительно малом моменте ($M_d < 200 \text{ Н} \cdot \text{м}$), причем, первые имеют несколько больший момент, чем вторые, но могут работать при давлении не более 6,3 МПа.

По подаче насоса $Q_n \geq Q_d$ и давлению $p_n = (1,05 \div 1,1) p_d$ (с учетом потерь в гидролинии) выбирают насос. Если требуются большая подача и давление насоса, нет необходимости в его регулировании и отсутствуют ограничения в габаритах машины, то рекомендуются эксцентриковые поршневые насосы. Если к указанным требованиям добавляется регулирование подачи, то — радиально-поршневые. Аксиально-поршневые насосы более компактны, чем радиально-поршневые, позволяют создать большое давление (до 32 МПа), но требуют более качественной очистки масла. Пластинчатые и шестеренные насосы создают меньшие подачу и давление, чем поршневые. Так как шестеренные насосы — нерегулируемые, они применяются чаще всего на вспомогательных операциях.

Если в схеме несколько гидродвигателей, работающих не одновременно, то перед выбором насосов необходимо предварительно построить гистограмму расходов, определить число параллельно работающих насосов и установить необходимость использования гидроаккумуляторов. Затем определяют мощность насоса и выбирают приводной двигатель.

По техническим характеристикам выбранных гидромашин, учитывая требования окружающей среды, выбирают рабочую жидкость.

По значениям давления и расхода, соответствующим месту установки в схеме, выбирают серийные гидроаппараты, фильтры, гидробак, манометры. Если необходимо определить потери давления в гидроаппарате или в кондиционере при отсутствии соответствующих коэффициентов сопротивлений в справочнике, то потери определяют из условия автомодельности потока жидкости по формуле:

$$\Delta p_m = \Delta p_{m, \text{ном}} (Q_m / Q_{m, \text{ном}})^2,$$

где Δp_m , $\Delta p_{m, \text{ном}}$ — соответственно, потери давления при данном расходе Q_m и номинальном (паспортном) $Q_{m, \text{ном}}$.

Внутренний диаметр труб определяют по уравнению расхода и в соответствии с оптимальными значениями скорости, рекомендуемыми: для напорных гидролиний — $3 \div 5 \text{ м/с}$, для сливных — $2 \div 3 \text{ м/с}$, для всасывающих — $0,7 \div 1,2 \text{ м/с}$. Необходимая расчетная толщина стенки труб

$$\delta_R = \delta_1 + \delta_2,$$

где δ_1, δ_2 — части толщины, обеспечивающие соответственно необходимые прочность и долговечность трубы. Согласно ГОСТ 3845—75

$$\delta_1 = p_p d_p / (2\sigma_{\max}) = p_p d_p / (0,8\sigma_B),$$

где p_p — расчетное давление на прочность, $p_p = 1,25 p$ (p — необходимое давление в соответствующей гидрелинии); $\sigma_{\max}$ — допустимое напряжение, равное 40% от временного сопротивления разрыву σ_B . Для наиболее распространенных марок сталей, предназначенных для изготовления труб, $\sigma_B = 350 \div 420$ МПа. Обычно принимают $\delta_2 = 1$ мм, полагая, что скорость коррозии составляет 0,1 мм в год, а срок службы установки — 10 лет. По условиям механической прочности (случайные удары и т. д.) $\delta \geq 2$ мм.

Окончательно внутренний и наружный диаметры и толщину стенки выбирают по ГОСТ 8734—75 для стальных холоднодеформированных труб.

В качестве гибких трубопроводов при высоком давлении (свыше 10 МПа) применяют резиновые рукава с металлическими оплетками (ГОСТ 6286—73), при низком давлении — резиновые рукава с нитяными оплетками (ГОСТ 10362—76).

Потери давления в трубах в случае необходимости определяют по уравнениям Дарси — Вейсбаха [см. (5.2) и (5.3)].

Кроме вышеперечисленного, необходимо выполнить тепловой расчет гидропривода, чтобы выяснить необходимость использования теплообменных аппаратов, а также проверить насос по условию бескавитационной работы. В некоторых случаях выполняют другие расчеты [10].

Пример 1. Рассчитаем и выберем основное оборудование для гидравлической схемы, приведенной на рис. 13.3, а, при условии, что при максимальной скорости движения штока гидроцилиндра $v_d = 100$ мм/с усилие на нем $P_d = 15$ кН. Примем скорость холостого хода штока $v_{d,x} = 1,8 v_d$.

По ГОСТ 12445—80 выберем стандартное давление $p = 10$ МПа.

Расчетный диаметр поршня гидроцилиндра

$$D_p = \sqrt{\frac{4P_d}{\pi \cdot p \cdot \eta_{д.г} \cdot \eta_{д.м}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 15 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 10^7 \cdot 0,95}} = 0,0448 \text{ м.}$$

По ГОСТ 12447—80 выберем стандартный диаметр $D_d = 50$ мм. Тогда необходимое максимальное давление

$$p_d = 4P_d / (\pi D_d^2 \eta_{д.г} \eta_{д.м}) = 4 \cdot 15 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 0,95) = 8,046 \text{ МПа.}$$

Максимальный расход гидроцилиндра при рабочем ходе штока

$$Q_d = \pi D_d^2 v_d / (4 \eta_{д.о}) = 3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 0,1 / (4 \cdot 0,99) = 0,000198 \text{ м}^3/\text{с} = 11,89 \text{ л/мин,}$$

при холостом ходе штока

$$Q_{д.х} = \pi (D_d^2 - d_d^2) v_{д.х} / (4 \eta_{д.о}),$$

где d_d — стандартный диаметр штока по ГОСТ 12447—80, принимаемый из условия $Q_{д.х} \approx Q_{д.х}$; $d=32$ мм. Тогда

$$Q_{д.х} = 3,14(0,05^2 - 0,032^2)1,8 \cdot 0,1 / (4 \cdot 0,99) = 0,00021 \text{ м}^3/\text{с} = 12,6 \text{ л/мин.}$$

По давлению $p=1,05 \cdot p_d=1,05 \cdot 8,046=8,45$ МПа и расходу $Q_{д.х}=12,6$ л/мин выберем [10] шестеренный насос типа НШ-10Е с номинальным давлением 10 МПа и подачи 13,3 л/мин при $n_n=1450$ мин⁻¹. Рабочая жидкость — масло индустриальное И-50А.

По соответствующим расходу и давлению выберем гидроаппаратуру [10]: золотниковый распределитель с ручным управлением типа Г74-22 — номинальное давление 20 МПа, номинальный расход 18 л/мин; регулятор потока с предохранительным клапаном типа Г55-42А — номинальное давление 12,5 МПа, номинальный расход 12 л/мин; фильтр приемный типа 0,16с 41-21 с номинальным расходом 25 л/мин и тонкостью фильтрации 160 мкм; гидробак — номинальная вместимость 25 дм³.

Расчетные диаметры труб:
всасывающей

$$d_{p.в} = \sqrt{\frac{4 \cdot 13,3 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 60 (0,7 \div 1,2)}} = 0,02 \div 0,015 \text{ м,}$$

напорной

$$d_{p.н} = \sqrt{\frac{4 \cdot 13,3 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 60 (3 \div 5)}} = 0,0097 \div 0,0075 \text{ м,}$$

сливной

$$d_{p.с} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,85 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 60 (2 \div 3)}} = 0,0091 \div 0,0075 \text{ м,}$$

где расход в сливной гидролинии

$$Q_{сл} = Q_n(D_d^2 - d_d^2)/D_d^2 = 13,3(50^2 - 32^2)/50^2 = 7,85 \text{ л/мин.}$$

Необходимая расчетная толщина стенки напорной трубы

$$\delta_p = \delta_1 + \delta_2 = 0,35 + 1 = 1,35 \text{ мм,}$$

$$\text{где } \delta_1 = \frac{1,25 \cdot 8,046 \cdot 0,0097}{0,8 (350 \div 420)} = 0,00035 \div 0,00029 \text{ м —}$$

— часть толщины, обеспечивающая необходимую прочность; $\delta_2=1$ мм — часть толщины, обеспечивающая необходимую долговечность трубы. По условию механической прочности для всех труб принимаем $\delta=2$ мм.

В соответствии с ГОСТ 8734—75 выберем окончательно: для всасывающей трубы — наружный диаметр 22 мм, толщину стенки 2 мм; для напорной и сливной труб — наружный диаметр 14 мм, толщину стенки 2 мм.

Пример 2. Выберем основное оборудование и определим его технические показатели для гидросхемы с объемным гидроприводом (см. рис. 13.4, а) при условии, что номинальный момент на валу гидромотора $M_d=5 \cdot 10^3$ Н·м, а частота вращения n_d изменяется от 5 до 30 мин⁻¹.

По заданным M_d и n_d выбираем серийно выпускаемый высокомоментный гидромотор ДП510И [12] с рабочим объемом $q_d=3,6$ дм³ и номинальными техническими показателями: $p_d=10$ МПа, $M_d=5,2$ кН·м, $n_d=2 \div 31,8$ мин⁻¹, $N_{д.в}=18$ кВт, $\eta_{д.о}=0,92$, $\eta_d=0,87$. Рабочая жидкость — масло индустриальное И-40А.

Мощность гидромотора при заданных M_d и n_d

$$N_{d \min} = \frac{M_{d \max}}{30} = 5 \cdot 10^3 \frac{3,14 \cdot 5}{30} = 2,62 \text{ кВт},$$

$$N_{d \max} = 5 \cdot 10^3 \frac{3,14 \cdot 30}{30} = 15,7 \text{ кВт}.$$

Расход гидромотора

$$Q_{d \min} = q_{d \max} / \eta_{d.o} = 3,6 \cdot 5 / 0,92 = 19,6 \text{ л/мин},$$

$$Q_{d \max} = 3,6 \cdot 30 / 0,92 = 117,2 \text{ л/мин}.$$

Давление гидромотора

$$p_d = \frac{2 \pi M_d \eta_{d.o}}{q_d \eta_d} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5 \cdot 10^3 \cdot 0,92}{0,0036 \cdot 0,87} = 9,22 \text{ МПа}.$$

Расчетный диаметр труб гидролинии

$$d = \sqrt{\frac{4 Q_{d \max}}{\pi v_0}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1172}{3,14 \cdot 60 (3 \div 5)}} = 0,0289 \div 0,0224 \text{ м}.$$

Принимаем по ГОСТ 8734—75: $d_n = 36$ мм (d_n соответствует диаметрам патрубков гидромашин), $\delta = 5$ мм, $d_{вн} = 26$ мм.

Потери давления в гидролинии (ориентировочно)

$$\Delta p_n = 0,01 p_d = 0,01 \cdot 9,22 = 0,0922 \text{ МПа}.$$

Так как давление, развиваемое насосом, больше давления гидромотора на величину потерь давления в гидролинии, то

$$p_n = p_d + \Delta p_n = 9,22 + 0,0922 \approx 9,31 \text{ МПа}.$$

По p_n и $Q_{d \max}$ выбираем серийно выпускаемый радиально-поршневой насос 1НП120 [12] с рабочим объемом 0,9 дм³ и номинальными техническими показателями: $Q_n = 120$ л/мин, $p_n = 10$ МПа, $n_n = 1470$ мин⁻¹, $N_{н.н} = 25$ кВт, $\eta_{н.o} = 0,92$, $\eta_n = 0,85$. В насосе 1НП120 имеется свой подпиточный насос, предохранительные и обратные клапаны, фильтры, поэтому необходимость в выборе гидроаппаратуры отпадает.

Вопросы для самопроверки

1. Сравните схемы гидропривода с замкнутой и разомкнутой системами циркуляции рабочей жидкости.
2. Почему на практике применяют комбинированные системы циркуляции рабочей жидкости?
3. Приведите примеры использования в горной технике гидропривода с гидроцилиндрами.
4. Перечислите особенности гидропривода крепей очистных комплексов.
5. Приведите примеры использования в горной технике гидропривода с гидромоторами.
6. Перечислите преимущества и недостатки гидроприводов с дроссельным и объемным регулированием.
7. Какие технологические операции наиболее часто автоматизируются в гидроприводах горных машин?
8. Сравните между собой схемы с дроссельным регулированием при последовательной установке дросселя и гидродвигателя; при параллельной установке.

9. Начертите и проанализируйте механические характеристики гидропривода при дроссельном регулировании.

10. Начертите и проанализируйте механические характеристики гидропривода при объемном регулировании.

11. Из каких условий определяют диаметр и толщину стенок труб гидротрунников?

12. Как определяют потери давления в серийно выпускаемых гидроаппаратах при расходах отличающихся от номинальных?

14. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

14.1. Принципиальные схемы гидродинамических передач

Гидродинамическая передача (рис. 14.1) в отличие от объемной предназначена только для передачи крутящего момента. Ее основные рабочие элементы — колеса лопастных гидромашин.

Мощность от приводного двигателя подводится к насосному колесу 1, при вращении которого механическая энергия преобразуется в гидравлическую (создается напор) вследствие силового взаимодействия его лопаток с жидкостью (см. 9.3). В колесе происходит приращение как статического, так и скоростного напоров, причем последний составляет 20—30% от полного. Это вызывает необходимость в частичном преобразовании скоростного напора в статический с целью уменьшения потерь напора в самом насосе и в нагнетательном трубопроводе 3. Напор преобразуется в отводе 2, куда жидкость поступает после колеса 1. Конструктивно отвод может быть выполнен в виде спирального канала или лопаточного направляющего аппарата, но в обоих случаях поток в отводе должен быть диффузорным (см. 8.3), что является необходимым условием правильного направления вращения насосного колеса.

Из трубопровода 3 жидкость поступает в подвод турбины 4, где происходит частичное преобразование статического напора в скоростной (поток должен быть конфузорным). В колесе турбины 5 напор жидкости вследствие ее силового взаимодействия с лопатками колеса преобразуется в механическую энергию, которая через вал передается рабочей машине. Увеличение скоростного напора перед турбинным колесом необходимо для эффективного преобразования в нем энергии (с более высоким КПД). Для этого доля скоростного напора перед колесом турбины должна быть примерно такой, как после колеса у насоса.

Из турбины рабочая жидкость возвращается по отсасывающей трубе 6 в резервуар, откуда забирается насосом по всасывающему трубопроводу 7, и весь процесс повторяется.

Отвод и подвод в рассмотренной гидropередаче, необходимые для преобразования скоростного напора в статический и обратно, увеличили габариты и стоимость установки, а сам процесс

Рис. 14.1. Гидродинамическая передача

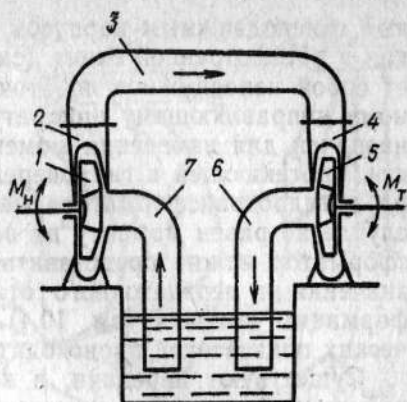
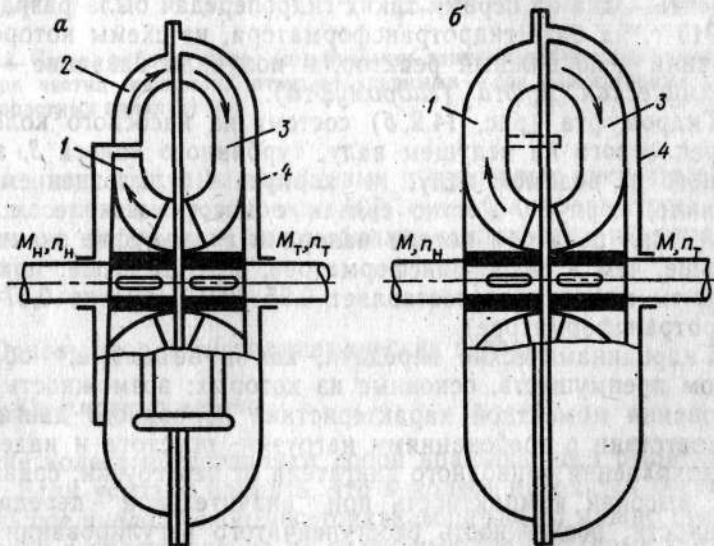


Рис. 14.2. Гидротрансформатор (а) и гидромуфта с тором (б)



преобразования в них напора сопровождается его потерями. Поэтому в современной гидродинамической передаче отсутствуют трубопроводы и все устройства для преобразования скоростного напора в статический и обратно, за исключением рабочих колес, помещенных в общий корпус (рис. 14.2, а). Такая схема была впервые предложена проф. Г. Феттингером в 1902 г. для передачи больших мощностей (сотни киловатт) от приводных быстроходных судовых двигателей к гребным винтам, требующих сравнительно малых скоростей вращения и больших моментов, а сама конструкция позже получила название — *гидротрансформатор*.

Основными элементами гидротрансформатора являются насосное колесо 1, турбинное колесо 3 и реактор 2, жестко связан-

ный с неподвижным корпусом 4. Назначение колес — такое же, как в рассмотренной схеме (см. рис. 14.1). Реактор представляет собой неподвижное лопаточное колесо аналогичное лопаточному направляющему аппарату лопастных гидромашин и предназначен для изменения момента количества движения жидкости, протекающей в гидропередаче. Благодаря наличию реактора в гидротрансформаторе момент на ведущем валу в общем случае не равен моменту на ведомом валу, поэтому гидротрансформатор можно представить как редуктор с переменными значениями передаточного отношения и коэффициента трансформации момента (см. 10.4). Причем, изменение этих технических показателей происходит плавно, бесступенчато.

Существуют передачи, в которых необходимо изменение только передаточного отношения при постоянном передаваемом моменте. Одна из первых таких гидропередач была разработана в 1910 г. на базе гидротрансформатора, из схемы которого исключили неподвижный реактор, и получила название — *гидродинамическая муфта (гидромуфта)*.

Гидромуфта (рис. 14.2, б) состоит из насосного колеса 1, закрепленного на ведущем валу, турбинного колеса 3, закрепленного на ведомом валу, и корпуса 4 с уплотнением. Как правило, корпус жестко связан с насосным колесом. Из-за отсутствия реактора потери напора в гидромуфте значительно меньше, чем в гидротрансформаторе, а КПД выше: при номинальном моменте он составляет 0,95—0,97 (против 0,87—0,9 в гидротрансформаторе).

Гидродинамические передачи, как и объемные, обладают рядом преимуществ, основные из которых: возможность преобразования моментной характеристики приводного двигателя в соответствии с требованиями нагрузки; простота и надежность предохранения приводного двигателя от перегрузки; сравнительно высокая компактность при значительной передаваемой мощности; возможность бесступенчатого регулирования скорости выходного звена.

В гидродинамических передачах менее жесткая связь между валами, чем в объемных, что способствует сглаживанию пиковых нагрузок и колебаний при вращении. Гидродинамические передачи конструктивно проще объемных, и поэтому надежнее в эксплуатации. Они менее требовательны к чистоте рабочей жидкости и ее смазочным свойствам. Кроме того, давление жидкости в них меньше, чем в объемных передачах.

К недостаткам гидродинамических передач относятся: нагрев рабочей жидкости в процессе эксплуатации; интенсивное уменьшение КПД при перегрузках; утечки жидкости, особенно в аварийных случаях.

Гидродинамические передачи широко применяются в различных отраслях промышленности: гидромуфтами снабжены приво-

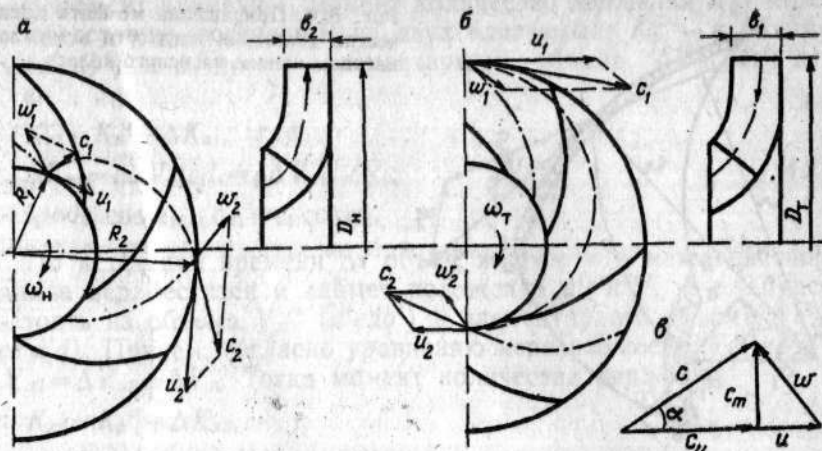


Рис. 14.3. Схемы рабочих колес (штриховыми линиями обозначены траектории движения частиц жидкости, штрих-пунктирными — оси элементарных струек в межлопастных каналах)

да почти всех шахтных скребковых и некоторых ленточных конвейеров, струговые установки [12]; гидротрансформаторы устанавливают на мощных автомобилях, тепловозах и кораблях [2, 11].

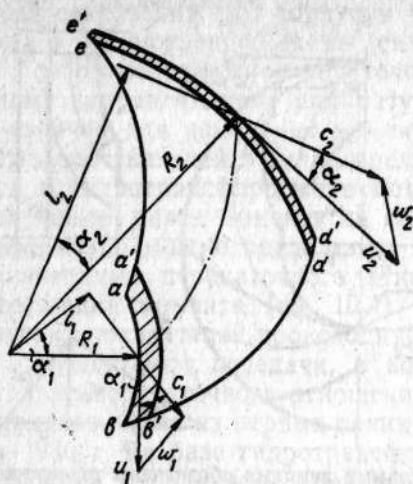
14.2. Основы теории гидродинамических передач

14.2.1. Кинематика потока

Рабочие колеса представляют собой вращающиеся решетки лопаток. Если условно принять, что в колесе находится бесконечно большое число бесконечно тонких лопаток, то можно считать, что поток в колесе разбит на отдельные элементарные струйки, форма которых определяется конфигурацией межлопастных каналов. Это дает возможность применить к теории гидродинамических передач струйную модель потока (см. 3.2).

Допустим, что в рабочих колесах отсутствуют потери напора и утечки, т. е. преобразование энергии происходит без потерь. Такую гидropередачу впредь будем называть теоретической. Проходя через рабочее колесо (рис. 14.3, а, б), частицы жидкости совершают сложное движение: переносное (вместе с лопатками колеса) с окружной скоростью $u = \omega R$, направленной по нормали к радиусу R , и относительное (относительно лопаток колеса) со скоростью w , направленной по касательной к профилю лопатки. Абсолютная скорость движения любой частицы жидкости $\vec{c}$ равна геометрической сумме составляющих, т. е. $\vec{c} =$

Рис. 14.4. Приращение момента количества движения жидкости в межлопастном канале насосного колеса



$\vec{u} = \vec{u} + \vec{\omega}$. Спроектировав скорость $\vec{c}$ на радиальное и тангенциальное направления, получим ее составляющие: меридиональную скорость c_m и скорость закручивания c_u (рис. 14.3, в).

Условимся обозначать в дальнейшем все параметры (размеры, скорости и т. д.): во входном сечении колеса — с индексом 1, а в выходном сечении — с индексом 2; для насосного колеса — с индексом «н», для турбинного — с индексом «т».

Рассмотрим кинематику потока в наиболее распространенных для гидродинамических передач типах колес: центробежного колеса насоса (см. рис. 14.3, а) и центробежного (радиально-осевого) колеса турбины (см. рис. 14.3, б). Так как поток жидкости движется в замкнутой рабочей полости, входные кинематические параметры каждого последующего колеса определяются выходными кинематическими параметрами предыдущего колеса (в том числе реактора). Следовательно, скоростной напор на выходе из предыдущего колеса используется в последующем колесе, и поэтому отпадает необходимость преобразования его в статический, как это происходит, например, в центробежных насосах.

14.2.2. Уравнения моментов

Для вывода уравнения моментов (M) воспользуемся теоремой об изменении момента количества движения (K):

$$M = dK/dt. \quad (14.1)$$

Вычислим предварительно момент количества движения K_L для объема жидкости, заключенной в канале между лопастями ae и bd насосного колеса (рис. 14.4).

В момент времени t_1 момент количества движения $K_{л1}$ можно представить состоящим из двух слагаемых: $K_{л1}'$ — в объеме $V_{л1}'(a'edb')$ и $\Delta K_{л1}$ — в элементарном объеме $\Delta V_{л1}(aa'b'b)$, т. е.

$$K_{л1} = K_{л1}' + \Delta K_{л1}, \text{ где}$$

$$\Delta K_{л1} = \rho \Delta V_{л1} c_{u1} l_1 = \rho \Delta V_{л1} c_{u1} R_1; \quad (14.2)$$

$$l_1 = R_1 \cos \alpha_1, \quad c_{u1} = c_1 \cos \alpha_1.$$

По истечении времени Δt объем жидкости в межлопастном канале переместится и займет положение $a'e'd'b'$, т. е. будет состоять из объема $V_{л1}''(a'edb')$ и элементарного объема $\Delta V_{л1}(ee'd'd)$. Причем, согласно уравнению неразрывности, $V_{л1}' = V_{л1}''$, $\Delta V_{л1} = \Delta V_{л2} = \Delta V_{л}$. Тогда момент количества движения

$$K_{л2} = K_{л1}'' + \Delta K_{л2},$$

где $\Delta K_{л2}$ по аналогии с уравнением (14.2) определяется по формуле

$$\Delta K_{л2} = \rho \Delta V_{л2} c_{u2} R_2. \quad (14.3)$$

При установившемся движении скорости, а следовательно, и моменты количества движения объема жидкости, заключенного в пространстве $a'edb'$, одинаковы для двух рассматриваемых моментов времени, поэтому приращение момента количества движения в межлопастном канале за время Δt с учетом уравнений (14.2) и (14.3) будет составлять:

$$\Delta K_{л} = \rho \Delta V_{л} (R_2 c_{u2} - R_1 c_{u1}).$$

Для всего насосного колеса

$$\Delta K = \rho \Delta V (R_2 c_{u2} - R_1 c_{u1}), \quad (14.4)$$

где $\Delta V = \Sigma \Delta V_{л}$.

Согласно уравнениям (14.1) и (14.4) теоретический момент на валу насосного колеса

$$M_{н.т} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta K}{\Delta t} = \rho Q_{н.т} (R_2 c_{u2} - R_1 c_{u1}), \quad (14.5)$$

где $\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta V}{\Delta t} = Q_{н.т}$ — теоретическая подача насоса.

Таким образом, действующий на насосное колесо момент внешних сил увеличивает главный момент количества движения жидкости. Действительный момент на ведущем валу должен быть больше теоретического вследствие гидравлических и механических потерь в насосе [см. (10.4)].

В турбинном колесе главный момент количества движения жидкости, протекающей через колесо, уменьшается, так как по-

ток приводит колесо во вращение и создает теоретический крутящий момент

$$M_{т.т} = M_{т.т1} - M_{т.т2} = \rho Q_{т.т} (R_1 c_{u1} - R_2 c_{u2}). \quad (14.6)$$

Действительный момент на ведомом валу меньше $M_{т.т}$ также вследствие гидравлических и механических потерь [см. (10.4)].

В реакторе главный момент количества движения массового расхода жидкости может уменьшаться или увеличиваться в зависимости от соотношения моментов $M_{н.т}$ и $M_{т.т}$, поэтому

$$M_{р.т} = \rho Q_{р.т} (R_1 c_{u1} \pm R_2 c_{u2}). \quad (14.7)$$

В уравнениях (14.5) — (14.7) $Q_{н.т} = Q_{т.т} = Q_{р.т} = Q_t$.

14.2.3. Уравнения расхода (подачи) и напоров

Исходя из уравнения расхода (3.12), и в соответствии с кинематикой скоростей в рабочем колесе турбины (см. рис. 14.3, б) ее теоретический расход

$$Q_{т.т} = \pi D_1 b_1 c_{m1} k_{c1}, \quad (14.8)$$

где k_{c1} — коэффициент стеснения потока лопастями колеса.

Соответственно теоретическая подача насоса

$$Q_{н.т} = \pi D_2 b_2 c_{m2} k_{c2}. \quad (14.9)$$

Реальное значение расхода Q_n будет меньше, а Q_t — больше расходов, определяемых уравнениями (14.8) и (14.9), из-за утечек в проточной части гидروпередачи [см. (10.4)].

При отсутствии потерь энергии в насосном колесе его теоретический напор можно определить, приравняв значение мощности на ведущем валу $N_{н.т}$ к значению мощности потока жидкости, протекающей в колесе, $N_{н.т} = N_{н.п}$, или

$$N_{н.т} = \omega_n M_{н.т} = \omega_n \rho Q_{н.т} (R_2 c_{u2} - R_1 c_{u1}).$$

Так как $\omega R = u$, то $N_{н.т} = \rho Q_{н.т} (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})$, а мощность потока $N_{н.п} = \rho g H_{н.т} Q_{н.т}$. Решая совместно эти уравнения относительно $H_{н.т}$, получим напор для насосного колеса

$$H_{н.т} = (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) / g. \quad (14.10)$$

Соответственно для турбинного колеса

$$H_{т.т} = (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) / g. \quad (14.11)$$

Это уравнение было впервые получено в 1754 г. академиком Л. Эйлером и называется турбинным уравнением Эйлера.

Действительное значение напора H_n будет меньше, а H_t — больше значений, определяемых из уравнений (14.10) и (14.11), из-за потерь напора и наличия вихрей в межлопастных каналах колес [2].

Напор в реакторе в отличие от момента не изменяется (если пренебречь потерями), т. е. реактор может изменять только момент количества движения жидкости, не изменяя мощности потока.

Как видно из уравнений (14.10) и (14.11), напор в различных точках *меридионального сечения** будет различным. Изменение статического напора в рабочих колесах, а следовательно, и давления прямо пропорционально изменению полного напора. Вследствие этого давление будет наименьшим при входе в насосное колесо и максимальным на выходе из него, поэтому подвод рабочей жидкости в рабочую полость (питание гидropередачи) осуществляется как можно ближе к оси вращения колеса, а отвод ее — на максимальном радиусе. Это необходимо также потому, что в случае возникновения в гидropередаче кавитации она появляется прежде всего на минимальном радиусе колеса.

Из-за неравенства площадей проекций дисков рабочих колес на плоскость перпендикулярную оси вращения, а также из-за неравномерности распределения давлений по меридиональному сечению и неравенства динамических сил от натекания жидкости на диски рабочих колес (см. 9.1) при работе гидродинамических передач возникают осевые усилия, значения которых зависят от величины неуравновешенной площади, рабочего режима гидropередачи, давления подпитки и плотности жидкости [2]. Для восприятия осевых сил в гидродинамических передачах предусмотрены соответствующие подшипники.

14.2.4. Основы подобия

Исходя из общих условий подобия движения жидкостей, лопастные машины можно считать полностью подобными, если в них соблюдается геометрическое, кинематическое и динамическое подобие потоков (см. 4.8).

Геометрическое подобие характеризуется равенством отношений всех сходственных геометрических размеров рассматриваемых машин, включая значения шероховатости поверхностей и зазоров.

Кинематическое подобие заключается в постоянстве отношений скоростей в сходственных точках геометрически подобных машин (в частности, треугольников скоростей).

Динамическое подобие выражается постоянством отношений сил одинаковой природы, действующих в сходственных точках кинематически подобных машин. В гидродинамических передачах основными являются силы инерции, давления и трения. Как известно, критериями подобия в этом случае будут

* Сечение рабочей полости плоскостью, проходящей через ось гидродинамической передачи,

числа Эйлера и Рейнольдса [2, 4]. Если течение жидкости в проточной части машины находится в области автомодельности (см. 5.5), то для соблюдения подобия достаточно постоянства числа Эйлера.

Установим соотношения между основными техническими показателями подобных машин. Предварительно заметим, что у подобных машин все сходственные относительные величины и, в частности, КПД* равны, т. е.

$$\eta_{01} = \eta_{02}, \quad \eta_{r1} = \eta_{r2}, \quad \eta_{m1} = \eta_{m2}, \quad \eta_1 = \eta_2. \quad (14.12)$$

Согласно уравнениям (11.3) и (14.9) подача насоса

$$Q_n = \pi D_2 b_2 c_{m2} k_{c2} \eta_{n.o.} \quad (14.13)$$

Заменив в уравнении (14.13) $c_{m2} = c_{u2} \operatorname{tg} \alpha_2$ и отнеся все геометрические размеры к D_2 , а скорости — к u_2 , получим:

$$Q_n = \pi D_2^2 u_2 \bar{b}_2 \bar{c}_{u2} \operatorname{tg} \alpha_2 k_{c2} \eta_{n.o.} \quad (14.14)$$

где $\bar{b}_2 = b_2/D_2$; $\bar{c}_{u2} = c_{u2}/u_2$.

Подставив в уравнение (14.14) $u_2 = \pi D_2 n$, получим

$$Q_n = \bar{Q}_n D_2^3 n, \quad (14.15)$$

где $\bar{Q}_n = \pi^2 \bar{b}_2 \bar{c}_{u2} \operatorname{tg} \alpha_2 k_{c2} \eta_{n.o.}$ — относительная подача насоса.

Уравнение (14.15) справедливо для любой лопастной машины, поэтому индексы в нем можно опустить. Для подобных машин в уравнение (14.15) $\bar{Q} = \text{idem}$, поэтому

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3, \quad (14.16)$$

где D_1, D_2 — сходственные диаметры рабочих колес.

Следует отметить, что для соблюдения равенства (14.16) достаточно кинематического подобия [2].

Согласно уравнениям (11.6) и (14.10) напор насоса при $c_{u1} = 0$

$$H_n = u_2 c_{u2} \eta_{n.r} k_{ц} / g, \quad (14.17)$$

где $k_{ц}$ — коэффициент циркуляции, учитывающий уменьшение H_n вследствие конечного числа лопаток колеса. Преобразуя уравнение (14.17) аналогично уравнениям (14.13) или (14.14), получим

$$H_n = \bar{H}_n D_2^2 n^2 / g, \quad (14.18)$$

где $\bar{H}_n = \pi^2 \bar{c}_{u2} \eta_{n.r} k_{ц}$ — относительный напор насоса.

* Механический КПД определяется кулоновыми силами трения, которые не поддаются законам гидродинамического подобия. Поэтому равенства механических, а следовательно, и полных КПД являются приближенными [2].

Уравнение (14.18) также справедливо для любой лопастной машины, следовательно [по аналогии с уравнением (14.15)]

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2. \quad (14.19)$$

Следует отметить, что относительный напор $\bar{H}_H$ является критерием Эйлера для лопастной машины, так как из уравнения (14.18) имеем

$$\bar{H}_H = \frac{\rho g H_H}{\rho D^2 n^2} = \frac{p_H}{\rho u^2} = Eu,$$

что соответствует уравнению (4.44).

Следует также отметить, что в неавтомодельной зоне ($Re < 10^5$) подобие не будет соблюдаться даже для одной и той же машины, работающей на одной и той же жидкости, но с разными скоростями. Это объясняется тем, что невозможно поддержать $Re = uD/\nu = idem$.

Действительно, из последнего равенства видно, что при $u_2 = u_1$ и $\nu = idem$ для соблюдения подобия необходимо изменить диаметр D_2 . Так как мощность машины (например, турбины) $N_T = \rho g H_T Q_T \eta_T$, то для подобных машин, с учетом уравнений (14.12), (14.16) и (14.19),

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\rho_1 g H_1 Q_1 \eta_1}{\rho_2 g H_2 Q_2 \eta_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5. \quad (14.20)$$

Отношение моментов на валах гидромашин согласно уравнению (11.10) составляет $M_1/M_2 = (N_1 n_2)/(N_2 n_1)$, поэтому для подобных машин, с учетом уравнения (14.20), имеем

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5. \quad (14.21)$$

Уравнения (14.16) и (14.19) — (14.21) определяют отношения между основными техническими показателями подобных лопастных машин или гидродинамических передач. Для последних характерным размером, обычно, является *активный диаметр* D (наибольший диаметр рабочей полости).

Для одной и той же лопастной машины или гидродинамической передачи ($D = idem$), работающей на одной и той же жидкости ($\rho = idem$) в автомодельном режиме, уравнения пересчета имеют более простой вид:

$$Q_1/Q_2 = n_1/n_2, \quad H_1/H_2 = (n_1/n_2)^2, \\ N_1/N_2 = (n_1/n_2)^2, \quad M_1/M_2 = (n_1/n_2)^2.$$

Из уравнения (14.20)

$$\frac{N_1}{\rho_1 n_1^3 D^5} = \frac{N_2}{\rho_2 n_2^3 D^5} = \lambda_N = idem,$$

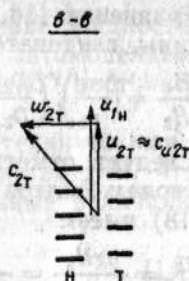
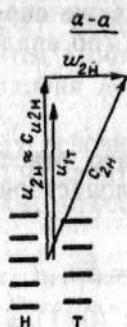
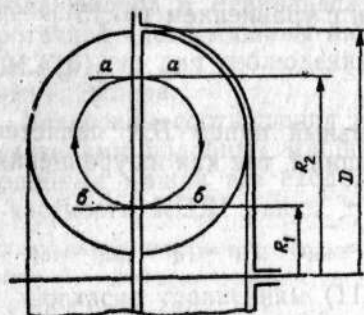


Рис. 14.5. Гидромуфта без тора

тогда

$$N = \lambda_N r l^3 D^5, \quad (14.22)$$

где λ_N — коэффициент мощности.

Аналогично, из уравнения (14.21) получим

$$M = \lambda_M r l^2 D^5, \quad (14.23)$$

где λ_M — коэффициент момента.

Уравнения пересчета основных технических показателей подобных машин имеют очень большое значение. Зная их, можно определить, как изменятся показатели гидropередачи при изменении частоты вращения колес, и наоборот, какую частоту вращения колес необходимо обеспечить, чтобы получить требуемые технические показатели.

14.3. Общие сведения о гидромуфтах

14.3.1. Внутренние процессы и основные технические показатели

Гидромуфты выпускаются с тором (см. рис. 14.2, б) и без него (рис. 14.5). Опыт эксплуатации показал, что последние имеют лучшие показатели, так как поток жидкости в них при изменении режима работы может принимать конфигурацию, которая обеспечивает наименьшие потери напора.

Рабочие колеса обычно имеют одинаковую лопастную систему. Лопатки обоих колес, чаще всего, плоские, устанавливаемые по радиусу, что кроме унификации изделий позволяет получить неизменные характеристики гидромуфт в том случае, если в процессе эксплуатации ведущий и ведомый валы функционально взаимозаменяемы (например, при спуске груза). Во избежание колебательных явлений число лопаток на каждом колесе должно быть неодинаковым (обычно насосное колесо

имеет на 3—5 лопаток больше). Для уменьшения потерь напора в гидромуфте обеспечивают минимальный осевой зазор между колесами (2—3 мм).

Рассмотрим процесс преобразования энергии в гидромуфте вдоль средней линии меридианального сечения рабочей полости (см. рис. 14.5).

На выходе из турбины и при входе в насос энергия потока на радиусе R_1 минимальна. Жидкость за счет подводимой механической энергии и силового взаимодействия с лопатками перемещается в насосном колесе от малого радиуса R_1 к большому R_2 , при этом механическая энергия преобразуется в гидравлическую: создается напор, который достигнет максимального значения на радиусе R_2 . Из колеса насоса жидкость поступает в колесо турбины и, по мере протекания в нем от радиуса R_1 к R_2 , напор жидкости уменьшается, преобразуясь в механическую энергию ведомого вала за счет силового взаимодействия с лопатками турбины.

Так как в гидромуфте между насосным и турбинным колесами нет каких-либо элементов, имеющих внешнюю опору, при установившемся режиме работы моменты на валах будут равны, т. е.

$$M_n = M_t. \quad (14.24)$$

Момент M_t складывается из момента на валу и механических потерь, а момент M_n — из двух предыдущих слагаемых и вентиляционных потерь.

Коэффициент трансформации момента [см. (10.17)] $K_M = M_t/M_n = 1$. Тогда КПД гидромуфты

$$\eta = N_t/N_n = (\omega_t M_t)/(\omega_n M_n) = i. \quad (14.25)$$

Вследствие момента сопротивления ведомый вал отстает при вращении (проскальзывает) от ведущего, т. е. на любом радиусе $u_n > u_t$ (см. рис. 14.5). Скольжение

$$s = \frac{n_n - n_t}{n_n} = 1 - \frac{n_t}{n_n} = 1 - i. \quad (14.26)$$

Подставляя значение i из формулы (14.26) в уравнение (14.25), получим

$$\eta = 1 - s. \quad (14.27)$$

Момент, передаваемый гидромуфтой, полностью заполненной жидкостью, при скольжении 3—5%, считается номинальным $M_{ном}$. Как следует из уравнения (14.27), КПД при этом $\eta_{ном} = 0,97 \div 0,95$.

В наиболее распространенных гидромуфтах с плоскими радиальными лопатками (см. рис. 14.5) при постоянной скорости вращения ведущего вала напор, развиваемый насосным коле-

сом, изменяется весьма незначительно (теоретический напор остается постоянным независимо от подачи насоса, действительный — несколько уменьшается при увеличении подачи [2]). Поэтому, как видно из уравнений (14.5), (14.6) и (14.24), малому моменту сопротивления на ведомом валу соответствует малый расход в рабочей полости муфты, а этому режиму соответствует малая мощность потока $N = \rho g H Q$.

С ростом момента сопротивления на ведомом валу увеличивается расход в рабочей полости, а следовательно, и мощность потока. При этом значение скольжения s между колесами также возрастает. Расход в рабочей полости достигает максимального значения при работе гидромукты в тормозном режиме ($s=1$, $n_r=0$). Передаваемый гидромуктой момент в этом случае также максимальный. На этом основана работа гидравлических тормозов [2].

Кроме этого, при $s=1$ максимальны потери напора в рабочей полости, которые, в конечном итоге, преобразуются в тепло, что обуславливает необходимость охлаждения гидромукты.

Кавитация в гидромуктах практически не представляет опасности, так как из-за неодинакового расширения жидкости и корпуса при нагревании, гидромукта никогда полностью не заполняется жидкостью. Гидромукта считается полностью заполненной, если объем жидкости составляет 90—95% объема рабочей полости. Свободное пространство необходимо для расширения жидкости при нагревании, а также выделения из нее паров и газов при работе гидромукты. Наличие газов в рабочей полости резко уменьшает кавитационный износ [2].

14.3.2. Характеристики

Характеристики необходимы для оценки энергетических и эксплуатационных качеств гидромукты. Различают внешние, универсальные и приведенные (безразмерные) характеристики.

Внешняя характеристика представляет собой зависимость момента, мощности и КПД от частоты вращения турбины или от передаточного отношения (или от скольжения) при постоянных значениях частоты вращения насосного колеса и вязкости жидкости (рис. 14.6, а). Она строится, обычно, по результатам опытных испытаний гидромукты. В некоторых случаях на характеристику наносят значения осевых сил. Часто ограничиваются только моментной характеристикой, так как значения мощности и КПД можно получить расчетным путем.

Как указывалось выше, при $s=0$ ($i=1$) $M=0$. С ростом значения скольжения момент увеличивается и достигает своего максимума при $s=1$ ($i=0$). Для полностью заполненных гидромукт в зависимости от их конструкции $M_{\max} = (5 \div 7) M_{\text{ном}}$.

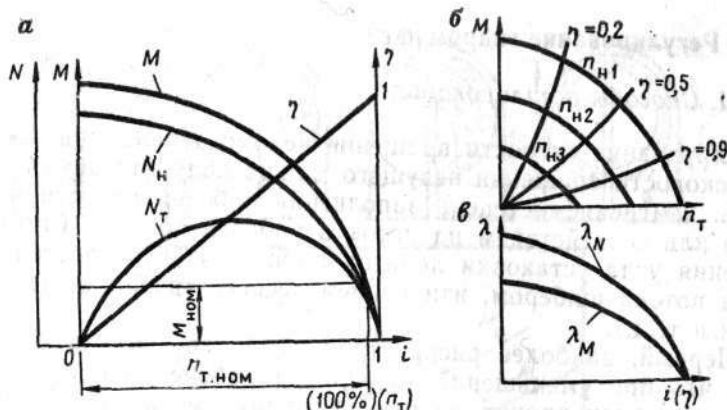


Рис. 14.6. Характеристики гидромуфта:
а — внешняя; б — универсальная; в — приведенная

По условию $n_n = \text{const}$, поэтому согласно формуле $N_n = \omega_n M$ кривая мощности на ведущем валу должна иметь тот же вид, что и кривая момента. Мощность на ведомом валу $N_T = \omega_T M$ равна нулю при $i=0$ ($n_T=0$) и $M=0$ ($n_T=n_n$), а максимальная — в промежутке между $n_T=0$ и $n_T=n_n$.

Зависимость $\eta = i$ представляет собой прямую линию, проходящую через начало координат. Так как даже при холостом ходе момент на валу не равен нулю, то и КПД не может быть равным единице ($\eta_{\max} = 0,99 \div 0,995$). С ростом нагрузки (момента) КПД интенсивно падает, что является недостатком гидромуфта.

Универсальная характеристика в отличие от внешней представляет собой зависимости момента, мощности и КПД от i , n_T или s при разных частотах вращения ведущего вала n_n . Она строится на основании серии внешних характеристик, полученных опытным путем при разных частотах вращения насосного колеса. Обычно, на эту характеристику наносят только значения моментов и линии равных КПД (рис. 14.6, б).

Приведенная характеристика представляет собой зависимость коэффициентов мощности λ_N и момента λ_M от передаточного отношения или КПД (рис. 14.6, в). Обычно, она строится путем пересчета по уравнениям (14.22), (14.23) и эталонным значениям ($D=1$ м, $n_n=100$ мин⁻¹, $\rho=10^3$ кг/м³) на основании внешних характеристик. Приведенные характеристики служат для сопоставления между собой эксплуатационных свойств гидромуфт различных конструкций и размеров, работающих при разных частотах вращения насосного колеса и на разных жидкостях, или для выбора размеров гидромуфт из ряда подобных данной конструкции.

14.4. Регулирование гидромуфта

14.4.1. Способы регулирования

Регулирование скорости вращения ведомого вала при постоянной скорости вращения ведущего можно получить двумя способами: изменением степени заполнения рабочей полости жидкостью или воздействием на поток в рабочей полости (путем изменения угла установки лопаток рабочих колес, дросселированием потока шибером, изменением осевого зазора между колесами и т. д.).

Первый, наиболее распространенный способ, основан на том, что при уменьшении заполнения рабочей полости жидкостью при всех прочих равных условиях уменьшается расход, следовательно, с ростом скольжения снижается значение передаваемого момента [см. уравнение (14.5)]. При условии, что изменение скольжения зависит только от объема заполнения V рабочей полости жидкостью, характеристики получаются монотонными (рис. 14.7, а), а режимы — устойчивыми. Так, при работе гидромуфты с какой-либо машиной, нагрузочная характеристика которой $M_m = f(i)$, можно получить режимы, определяемые точками 1—3.

Регулирование гидромуфт воздействием на поток в рабочей полости практически осуществляется либо за счет поворота лопаток одного из рабочих колес, либо за счет дросселирования потока специальным шибером [2] (см. 14.2, б, штриховая линия), при выдвигении которого из внутреннего тора возрастают потери напора в проточной части, уменьшается Q , увеличивается скольжение и снижается передаваемый гидромуфтой момент примерно так же, как при уменьшении заполнения рабочей полости (см. рис. 14.7, а).

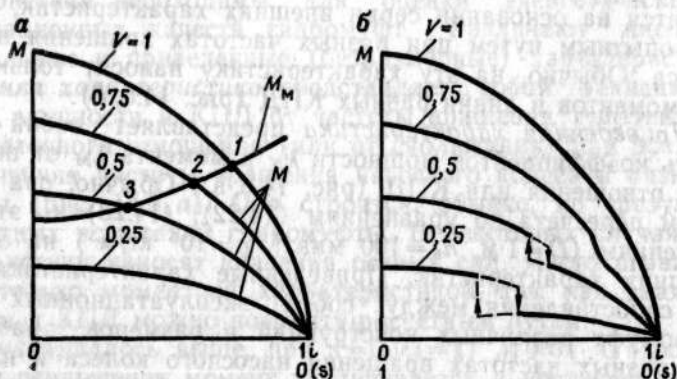


Рис. 14.7. Моментные характеристики гидромуфты

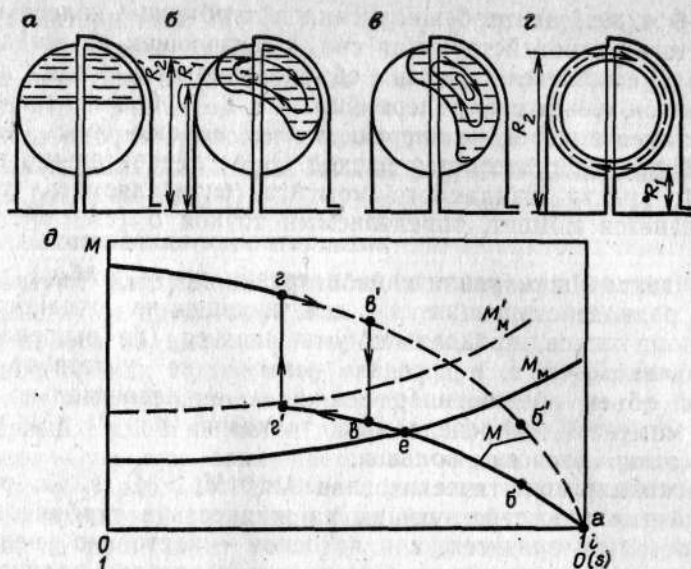


Рис. 14.8. Распределение жидкости в рабочей полости (а—г) гидромукты без тора и график изменения момента гидромукты при ее частичном заполнении (д)

14.4.2. Немонотонность характеристик

Действительные моменты характеристики гидромукт, неполностью заполненных жидкостью, изменяются не монотонно, а содержат перегибы и даже разрывы сплошности, особенно при малых заполнениях (см. рис. 14.7, б). Это объясняется тем, что при частичном заполнении рабочей полости форма потока жидкости определяется не только конфигурацией внутренней поверхности рабочих колес, но и силами, действующими на жидкость.

Согласно уравнению (14.5) при нагрузке $M=0$, $s=0$ расход $Q=0$, т. е. в рабочей полости отсутствует циркуляция жидкости между колесами, следовательно под действием центробежных сил жидкость отжата к периферии колес, а поверхности равных давлений представляют собой концентрические цилиндры (рис. 14.8, а). На моментной характеристике $M=f(i)$ этому режиму соответствует точка а (рис. 14.8, д).

С увеличением нагрузки до $M_0 > 0$, $s_0 > 0$ и $Q_0 > 0$ в рабочей полости появляется циркуляция жидкости, на которую действует, кроме центробежной, гидродинамическая сила взаимодействия жидкости с лопатками колес. В насосном колесе обе эти силы направлены от оси вращения к периферии, а в турбинном гидродинамическая сила имеет обратное направление. Так как

при $s > 0$ $n_n > n_t$ центробежная сила в турбинном колесе меньше, в итоге равнодействующая сил, действующих на жидкость, также уменьшается. Часть объема жидкости под действием рассмотренных сил перемещается в турбинное колесо и не участвует в передаче энергии между валами (рис. 14.8, б). По этой причине снижается расход Q , а следовательно, и момент M : вместо ожидаемого момента, определяемого точкой б', передается момент, определяемый точкой б (см. рис. 14.8, д).

При дальнейшем увеличении нагрузки до $M_s > M_0$, $s_s > s_0$ и $Q_s > Q_0$ равнодействующая сил, действующих на жидкость в турбинном колесе, продолжает уменьшаться (по вышеназванным причинам), т. е. в передаче энергии не участвует еще больший объем жидкости (рис. 14.8, в), а следовательно, значения моментов, определяемых точками в и в' (см. рис. 14.8, д) отличаются еще больше.

При каких-то критических значениях $M_s > M_0$, $s_s > s_0$ равнодействующая сил, действующих на жидкость в турбинном колесе, настолько снизится, а в насосном — настолько увеличится, что жидкость достигнет уровня минимального радиуса R_1 , и произойдет ее всасывание насосным колесом (рис. 14.8, г). После этого в меридианальном сечении рабочей полости жидкость создает кольцо (тор), прижатое к чашам колес. При этом резко увеличивается передаваемый момент [см. уравнение (14.5)], как за счет увеличения Q (весь объем жидкости участвует в передаче энергии, $Q_s \gg Q_0$), так и за счет разности $R_2 c_{u2} - R_1 c_{u1}$.

Переход от одной формы движения жидкости к другой происходит скачкообразно, поэтому на моментной характеристике появляется разрыв (см. рис. 14.8, д). Вместо режима, определяемого точкой г', возникает режим, определяемый точкой г ($M_s \gg M'_s$).

При дальнейшем увеличении нагрузки участок моментной характеристики $M = f(i)$ от точки г до $i = 0$ остается стабильным и соответствует расчетному моменту при определенной степени заполнения рабочей полости жидкостью.

Гидромуфта с частично заполненной рабочей полостью может работать неустойчиво. Так, при работе под нагрузкой, определяемой характеристикой $M_m = f(i)$, рабочий режим — устойчивый (см. рис. 14.8, д, точка е), а при увеличении нагрузки до $M'_m = f(i)$ — режим неустойчивый. Действительно, с ростом нагрузки резко увеличивается скольжение, и рабочий режим из точки е проследует через точки в, г', г. Но в точке г момент $M_s > M'_m$, поэтому начинается разгон системы, и режим проследует через точки г, в', в, а так как в точке в $M_s < M'_m$, вновь происходит замедление системы, и весь процесс повторяется, причем он будет изменяться до тех пор, пока статичес-

кие характеристики $M=f(i)$ и $M_m=f(i)$ не пересекутся правее точки β или левее точки α .

На практике неустойчивость режима выражается колебанием значений моментов и скорости в приводе: чем меньше заполнение рабочей полости гидромуфты, тем больше амплитуда колебаний момента, и тем больше диапазон неустойчивых режимов (см. рис. 14,7, б).

14.4.3. Сглаживание характеристик

Существуют следующие способы сглаживания моментных характеристик и предотвращения неустойчивых режимов: установка порога на выходе из турбинного колеса или на входе в насосное колесо; применение гидромуфт с внутренним тором; удаление рабочей полости от оси вращения.

Первый способ является наиболее эффективным и рациональным. Суть его заключается в том, что порог в рабочей полости (см. рис. 14.10, б) не позволяет формироваться жидкости в кольцевой поток при больших скольжениях, а следовательно, не происходит резкого увеличения момента. Значение минимального входного радиуса R_1 для насосного колеса в этом случае ограничивается высотой порога. Меридиональное сечение такой гидромуфты асимметричное. По различным рекомендациям [2, 11] отношение диаметра порога к активному диаметру должно находиться в пределах 0,4—0,5. Степень заполнения рабочей полости гидромуфты должна быть такой, чтобы при длительном эксплуатационном режиме (малое скольжение) вся рабочая жидкость циркулировала выше порога. Однако, установка порога приводит к увеличению потерь напора в муфте и ее перегреву.

Гидромуфты с внутренним тором при определенной степени заполнения, как и муфты с порогом, также исключают перестроение потока в рабочей полости при изменении нагрузки. Однако, тор в этих условиях (см. рис. 14.2, б и 14.8, б, в) является дополнительным гидравлическим сопротивлением в рабочей полости. Кроме того, он усложняет конструкцию. Поэтому гидромуфты такого типа почти не получили распространения.

Удаление рабочей полости от оси вращения уменьшает разность радиусов R_2 и R_1 (см. рис. 14.8, г), а следовательно, и разность моментов при перестроении потока [см. уравнение (14.5)]. При этом отсутствуют дополнительные гидравлические сопротивления в рабочей полости гидромуфты. Однако эффективность сглаживания характеристик из-за возможного перестроения потока в рабочей полости невелика, а активный диаметр гидромуфты увеличивается. Чаще всего этот способ применяется в совокупности с установкой небольшого порога.

14.5. Основные типы гидромуфт

Все гидромуфты можно разделить на *регулируемые* и *нерегулируемые*. Независимо от принадлежности к той или иной группе, гидромуфты могут быть *постоянного* или *переменного* заполнения жидкостью. Кроме того, различают *предохранительные* гидромуфты (для защиты приводного двигателя от перегрузок) и гидромуфты, предназначенные только для *сглаживания* нагрузок на валу приводимой машины.

14.5.1. Регулируемые гидромуфты

Регулируемые гидромуфты постоянного заполнения с шибером (см. рис. 14.2, б) или с поворотными лопатками одного из колес не имеют внешнего отвода жидкости из рабочей полости (замкнутые гидромуфты), поэтому при работе таких гидромуфт выделяется большое количество тепла. Это обстоятельство приводит к уменьшению вязкости жидкости, увеличению утечек, а также к возможному возгоранию масла в случае его использования в качестве рабочей жидкости. Такие гидромуфты применяются только при небольших значениях передаваемой мощности или при малом диапазоне регулирования.

Более совершенными являются незамкнутые гидромуфты, в которых в рабочей полости и дополнительных внутренних вращающихся полостях жидкость во время работы заменяется путем внешнего отвода и подвода. Отбор жидкости из полостей осуществляется, как правило, черпательной трубкой (аналог трубки Пито).

Гидромуфта с черпательной трубкой (рис. 14.9) состоит из насосного 1 и турбинного 3 колес, внутреннего 4 и наружного 5 кожухов. Между кожухами расположена черпательная трубка 7, закрепленная в неподвижной втулке 8, которая не связана жестко ни с валом турбинного колеса, ни с кожухом 5.

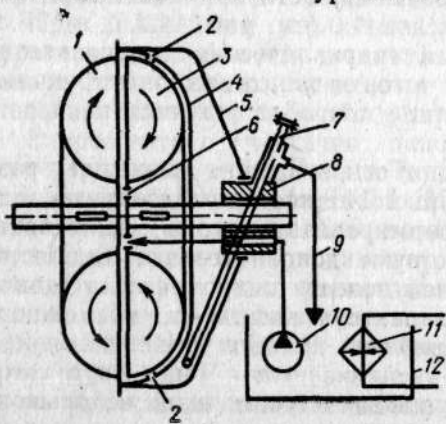


Рис. 14.9. Гидромуфта с черпательной трубкой

При работе гидромуфты жидкость под давлением в рабочей полости через отверстие 2 поступает в пространство между кожухами 4 и 5. Кожухи вращаются с угловой скоростью, равной угловой скорости насосного колеса, поэтому жидкость в полости между ними также вращается с этой скоростью.

Загнутый открытый конец черпательной трубки направлен навстречу вращению жидкости. Через него происходит отбор жидкости во внешнюю систему. Отобранная жидкость по сливной гидролинии 9 попадает в бак 12, где охлаждается холодильным аппаратом 11. Охлажденная жидкость насосом 10 через осевой канал во втулке 8 и отверстия 6 в ступице турбинного колеса вновь подается в рабочую полость гидромуфты.

Степень заполнения рабочей полости гидромуфты определяется разностью между подачей насоса и расходом, отбираемым черпательной трубкой. Последний, в свою очередь, определяется местом расположения загнутого конца черпательной трубки: чем больше удаление указанного конца трубки от оси вращения колес, тем больше через нее расход и большее опоражнивание рабочей полости, и наоборот. Для полного опоражнения рабочей полости конец черпательной трубки должен находиться на радиусе большем радиуса колеса. Трубка в процессе регулирования гидромуфты совершает линейное перемещение вдоль своей оси.

Существуют и другие конструкции. В частности, с поворотной и двойной (реверсивной) черпательными трубками [2]. В схемах некоторых гидромуфт насос 10 отсутствует (см. рис. 14.9). В этом случае рабочая жидкость во внешней сети движется под напором, отбираемым черпательной трубкой, а сама внешняя сеть представляет собой замкнутый контур с холодильным аппаратом.

14.5.2. Нерегулируемые гидромуфты

Нерегулируемые гидромуфты постоянного заполнения имеют очень жесткую характеристику, поэтому применяются только для сглаживания нагрузок.

В шахтной практике широко используются предохранительные гидромуфты с *внутренним самоопоражниванием* рабочей полости в специальную камеру. Самоопоражнивание полости обусловлено требованиями, предъявляемыми к моментной характеристике такой муфты: на рабочем участке характеристики двигателя скольжение между валами муфты должно быть минимальным; максимально передаваемый муфтой момент должен быть не больше соответствующего момента двигателя.

Выполнение первого требования обеспечивает при нормальной нагрузке работу муфты с высоким КПД, второго — предохранение двигателя от перегрузок.

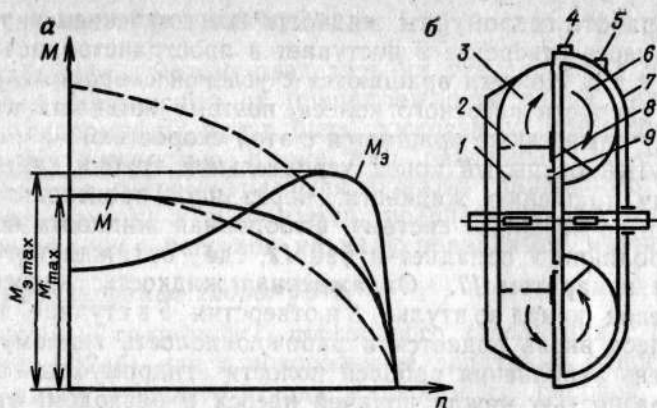


Рис. 14.10. Моментные характеристики (а) и схема предохранительной гидромукты (б)

При работе гидромукты с асинхронным двигателем (рис. 14.10, а) первое требование сводится к тому, чтобы на линейном участке характеристики двигателя $M_3=f(n)$ разность n_3-n_T была бы минимальной, второе — к тому, чтобы $M_{\max} \leq (0,9 \div 0,95) M_{3\max}$ (10—5% запас на случай возможного падения напряжения в электрической сети).

Для выполнения указанных требований гидромукта при нормальной нагрузке должна работать с полностью заполненной рабочей полостью, а при приближении нагрузки к максимально допустимой — опоражняться так интенсивно и в такой степени, чтобы совокупность ее искусственных характеристик составила бы характеристику $M=f(n)$. Последнюю получить весьма трудно, так как участок характеристики $M=f(n)$ между двумя штриховыми линиями (см. рис. 14.10, а), составленный из искусственных характеристик при разной степени заполнения рабочей полости, изменяется во времени и может содержать провалы, обуславливающие различные негативные явления (колебание режима, его возможная неустойчивость и др.).

Сглаживание характеристик осуществляют с помощью порога (иногда в совокупности с удалением рабочей полости от оси вращения).

Предохранительная гидромукта (рис. 14.10, б) состоит из насосного 3 и турбинного 6 колес и жестко связанного с насосным колесом кожуха 7. За диском насосного колеса имеется дополнительная камера 1, соединенная отверстиями 2 и 9 с рабочей полостью. Колеса асимметричны, так как лопатки насосного колеса подрезаны на входе. В этом месте к насосному колесу крепится порог 8. Отверстие 5 с пробкой предназначено для заливки мукты жидкостью. Тепловая защита мукты обес-

печивается плавкой одноразовой пробкой 4 с температурой срабатывания около 120°C . При расплавлении пробки жидкость из гидромufты выбрасывается. В некоторых конструкциях пробка 5 также имеет плавкую вставку (вторая ступень защиты), срабатывающую при температуре около 150°C . Заливочная пробка 5 устанавливается на таком радиусе, чтобы гидромufту было невозможно полностью заполнить жидкостью.

При нормальной работе гидромufты дополнительная полость 1 в колесе насоса практически не заполнена жидкостью. С приближением значения нагрузки к максимально допустимому жидкость из турбинного колеса начинает поступать в дополнительную камеру (см. рис. 14.8, в). Во избежание провалов на моментной характеристике опоражнивание рабочей полости не должно быть чрезмерно интенсивным. Для этого на входе в дополнительную камеру (см. рис. 14.10, б) установлен порог 8, который в совокупности с подрезанными лопатками насосного колеса не позволяет при перегрузках переформироваться потоку в рабочей полости в тор. В некоторых конструкциях на пороге установлены отбойные лопатки. В этом случае жидкость, вытекающая из турбинного колеса, взаимодействует с лопатками крыльчатки, в результате чего создается встречный поток, уменьшающий интенсивность опоражнения рабочей полости. Кроме того, под действием этого потока увеличивается радиус входа жидкости в насосное колесо. Одновременное снижение Q и $(R_2c_{u2} - R_1c_{u1})$ [см. уравнение (14.5)] приводит к значительному уменьшению момента, передаваемого гидромufтой. Опоражнение дополнительной камеры 1 через отверстия 2 происходит под действием центробежных сил.

Рассмотренная гидромufта обеспечивает также плавное нарастание момента при пуске двигателя за счет пуска гидромufты со значительно опорожненной рабочей полостью с последующим медленным ее заполнением из камеры 1. Пуск привода совершается в два этапа: на первом — происходит быстрый разгон двигателя и насосного колеса, что обусловлено заполнением рабочей полости, на втором — при увеличении степени заполнения рабочей полости — плавный разгон конвейера за счет увеличения передаваемого мufтой момента.

Рассмотренная принципиальная схема соответствует широко распространенным гидромufтам типа ГПЭ400 и ГП480 [12], применяемым в приводах шахтных скребковых конвейеров.

14.6. Совместная работа гидромufты с приводным двигателем

Рассмотрим совместную работу гидромufты с асинхронным двигателем. Пусть насосное колесо непосредственно связано с валом электродвигателя ($M_2 = M_n$, $n_2 = n_n$), а турбинное — с

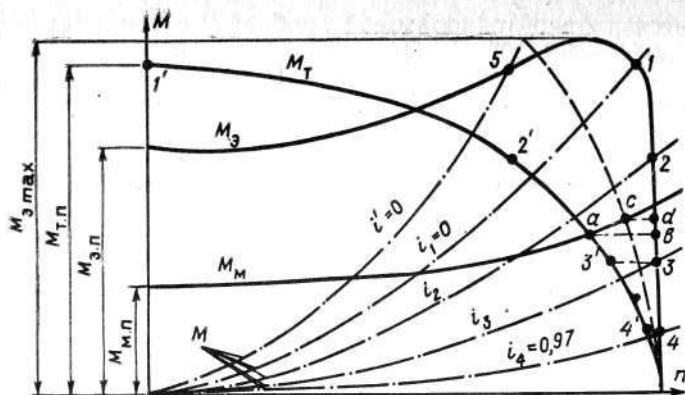


Рис. 14.11. Графический способ определения рабочих режимов гидромукты и асинхронного двигателя

приводимой машиной ($M_T = M_M$, $n_T = n_M$). Определим рабочий режим гидромукты и двигателя. Для этого приведем моментную характеристику двигателя $M_3 = f(n)$ к ведомому валу гидромукты в соответствии с законом изменения момента, передаваемого гидромуктой, при изменении частоты вращения ведущего вала [см. уравнение (14.23)]:

$$M = \lambda_{M\rho} n_n^2 D^5.$$

Задаваясь конкретным значением передаточного отношения, по единому графику для подобных гидромукт (см. рис. 14.6, в) найдем соответствующее значение величины λ_M и вычислим для принятого i постоянную величину $b = \lambda_{M\rho} D^5$. Тогда

$$M = b n_n^2. \quad (14.28)$$

Таким образом, момент, передаваемый гидромуктой, зависит только от частоты вращения ведущего вала и передаточного отношения.

По этому же закону передаваемый момент изменяется при переходных процессах в приводе ($n_n = \text{var}$). При установившемся режиме $M_3 = M_n = M_T = M_M$, а сам режим соответствует точке пересечения характеристик $M_3 = f(n)$ и $M = f(n)$, определяемого по формуле (14.23), при $i = \text{const}$.

Для приведения $M_3 = f(n)$ к валу турбинного колеса достаточно воспользоваться координатами точек пересечения указанных характеристик и уравнениями (14.24) и (14.25), т. е. $M_n = M_T$, $i = n_T/n_n$.

Полученные кривые $M = f(n)$ построены по уравнению (14.28) при разных значениях i (рис. 14.11). Точки пересечения этих кривых 1—4 с характеристикой $M_3 = f(n)$ определяют зна-

чения моментов, передаваемых гидромуфтой в установившемся режиме при соответствующих значениях i , точки $1'—4'$ получены пересчетом по уравнениям (14.24) и (14.25), и по ним построена приведенная характеристика двигателя $M_T = f(n)$.

Полученная приведенная характеристика менее жесткая, чем характеристика на рабочем участке электродвигателя, так как с увеличением момента на ведомом валу частота вращения n_T заметно падает при незначительном уменьшении частоты n_3 . В пределе частота вращения ведомого вала гидромуфты равна нулю (точка $1'$), а двигатель при этом еще работает со значительной частотой $n_3 > n_{3,кр}$, развивая момент близкий к максимальному $M_{э,мах}$ (точка 1). Последнее обстоятельство благоприятно для пуска двигателя с гидромуфтой, так как разгон системы, жестко связанной с турбинным колесом, осуществляется при моменте, близком к $M_{э,мах}$, большем пускового $M_{э,п}$, а нагрузка на электродвигатель возрастает по кривой $M = f(n)$ при $i_1 = 0$.

Однако выбрать гидромуфту с передаваемым моментом при $i = 0$, проходящим через точку максимума кривой $M_3 = f(n)$ или левее ее, нельзя, так как при этом возможно превышение момента сопротивления при пуске $M_{м,п}$ над моментом, передаваемым гидромуфтой при $i' = 0$ (точка 5). В результате, двигатель не способен развернуть турбинное колесо, хотя он будет потреблять значительный пусковой ток, и может выйти из строя. Подобный случай может произойти и в процессе работы при $M_m > M_{э,мах}$.

Рабочий режим гидромуфты определяется точкой пересечения характеристик $M_T = f(n)$ и $M_m = f(n)$ (см. рис. 14.11, точка a), а электродвигателя (точка $в$) — пересчетом по уравнениям (14.24) и (14.25).

Рабочий режим гидромуфты характеризуется большим скольжением (значительная разность $n_n - n_T$), для приближения которого к номинальному ($s_{ном} = 3 \div 5\%$) необходимо осуществлять пуск муфты при частично опорожненной рабочей полости с последующим ее заполнением после разгона системы. Например, в данном случае после разгона системы необходимо довести характеристику $M_T = f(n)$ до положения кривой, обозначенной штриховой линией (см. рис. 14.11). Рабочий режим гидромуфты при этом определяется точкой c , а двигателя — точкой d . Однако, если гидромуфта не самоопоражнивающаяся, то после заполнения рабочей полости она теряет свои защитные свойства.

Рассмотренная совместная работа двигателя и гидромуфты является упрощенной, так как при неполностью заполненной рабочей полости зависимость $\lambda_m = f(i)$ может быть немонотонной или, даже, содержать разрывы, что приводит на практике к соответствующему течению приведенной характеристики $M_T =$

$=f(n)$, а при пересчете — затрудняет определение значения передаваемого момента [см. уравнение (14.23)].

Для гидромуфт с внутренним самоопораживанием заполнение рабочей полости в процессе пуска изменяется, поэтому нарастание передаваемого ими момента происходит не по квадратичной параболе (14.28) с постоянной $b = \text{idem}$, а вследствие изменения заполнения рабочей полости переходит с одной параболы на другую, соответствующую большему заполнению (значение b увеличивается).

14.7. Выбор гидромуфт

Расчет конструктивных размеров гидромуфты представляет значительные трудности [2], поэтому ее проектируют лишь тогда, когда нужен совершенно новый образец, принципиально отличающийся от уже известных. В остальных случаях при расчете гидромуфты пользуются *методом подобия* (см. 14.2.4), при этом необходимо знать геометрические размеры и приведенную характеристику гидромуфты (см. рис. 14.6, в), принятой за модель.

Перед выбором гидромуфты необходимо установить номинальную мощность приводного двигателя, его частоту вращения, требуемое значение КПД или скольжение гидромуфты, ее назначение (предохранительная, пуско-предохранительная и т. д.) и условия работы (сочленение с валами двигателя и машины, пожароопасность окружающей среды и т. д.).

Основываясь на техническом задании, выбирают рабочую жидкость определенной плотности и вязкости, типовую конструкцию гидромуфты и приведенную характеристику для выбранной серии. Далее по приведенной характеристике для заданного значения скольжения ($s_{\text{ном}} = 2 \div 5\%$) находят коэффициенты мощности λ_N или момента λ_M и по уравнениям (14.22) или (14.23) определяют активный диаметр гидромуфты

$$D = \sqrt[5]{\frac{N_n}{\lambda_N \rho n^3}} \quad \text{или} \quad D = \sqrt[5]{\frac{M}{\lambda_M \rho n^2}}.$$

Остальные размеры проточной части определяют из условий геометрического подобия относительно активного диаметра [2]. Значения активного диаметра для всех гидромуфт регламентированы ГОСТ 17172—71. Кроме этого, основные размеры регулируемых гидромуфт выбирают по ГОСТ 14151—69.

После выбора основных размеров регулируемых и пуско-предохранительных гидромуфт рекомендуется определить для них максимально допустимую степень заполнения рабочей полости, исходя из условий нормального пуска двигателя: $M_{\text{т.п}} \leq (0,9 \div 0,95) M_{\text{зmax}}$, где $M_{\text{т.п}}$ — максимально допустимый передаваемый гидромуфтой момент при заторможенном тур-

бинном колесе (см. рис. 14.11). Затем по $M_{т.п}$ и уравнению (14.23) определяют максимально допустимый коэффициент момента $\lambda_{M\max} = M_{т.п}/(\rho n^2 D^5)$.

Пользуясь приведенной характеристикой (см. рис. 14.6, в) и допуская, что коэффициент λ_M при $i=0$ прямо пропорционален объему заполнения рабочей полости, определяют максимально допустимую степень заполнения муфты в момент пуска.

В некоторых случаях необходим расчет гидромуфты по нагреву. Потери мощности в гидромуфте $\Delta N = N_n(1-\eta)$, а температура гидромуфты при работе

$$t = t_0 + \Delta N / (kF), \quad (14.29)$$

где t_0 — температура окружающего воздуха; k — коэффициент теплоотдачи [для гидромуфт, имеющих окружную скорость около 30 м/с, $k=58$ Вт/(м²·К)]; F — площадь поверхности охлаждения.

При нормальной нагрузке $t \leq 80 + 90^\circ\text{C}$. При $t > 90^\circ\text{C}$ необходимо применять специальные средства охлаждения. В частности, для регулируемых гидромуфт с переменным заполнением следует определить расход рабочей жидкости, циркулирующей через охладитель, и степень ее охлаждения [2].

Иногда необходимо построить внешние характеристики выбранной гидромуфты. При известной зависимости $\lambda_M = f(i)$ характеристика $M = f(i)$ строится по формуле (14.23), а принцип построения остальных характеристик подробно описан в 14.3.2.

Пример. Выберем предохранительную гидромуфту для шахтного скребкового конвейера. Номинальная мощность приводного двигателя 55 кВт, частота вращения 1475 мин⁻¹. Двигатель соединен непосредственно с валом насосного колеса.

По условиям пожарной безопасности принимаем водомасляную эмульсию плотностью $\rho = 10^3$ кг/м³ с присадкой ВНИИП-117. Согласно ГОСТ 17172—71 номинальное скольжение для предохранительных гидромуфт $s_{\text{ном}} = 5\%$. Для серийных гидромуфт этому значению соответствует коэффициент мощности $\lambda_N = 0,37$.

По формуле (14.22)

$$D = \sqrt[5]{\frac{55 \cdot 10^3 \cdot 60^3}{0,37 \cdot 10^3 \cdot 1475^3}} = 0,398 \text{ м.}$$

Расчетному диаметру наиболее соответствует серийно выпускаемая гидромуфта ГПЭ400 с активным диаметром 400 мм и номинальной передаваемой мощностью 55 кВт при КПД 97% [12].

Температура гидромуфты, длительно работающей при температуре окружающей среды $t_0 = 25^\circ\text{C}$ (ориентировочная поверхность охлаждения 0,66 м²), согласно уравнению (14.29)

$$t = 25 + \frac{55 \cdot 0,03 \cdot 10^3}{58 \cdot 0,66} = 68,1^\circ\text{C}.$$

Расчетная температура меньше допустимой $t = 90^\circ\text{C}$, поэтому нет необходимости в дополнительных средствах охлаждения.

Вопросы для самопроверки

1. Укажите назначение и перечислите преимущества и недостатки гидродинамических передач.

2. Что общего между гидромуфтами и гидротрансформаторами и в чем их различие?

3. Вычертите треугольники скоростей для центробежного насоса и центробежной турбины.

4. Выведите уравнения моментов и напора.

5. Как при подобных режимах изменяются подача, напор, момент и мощность лопастной гидромашины при изменении частоты вращения рабочего колеса?

6. Какой момент гидромуфты считается номинальным?

7. Начертите и проанализируйте механические характеристики гидромуфты: внешнюю, универсальную и приведенную.

8. Перечислите и сравните способы регулирования гидромуфт.

9. Каковы причины разрывов на искусственных механических характеристиках? Какие способы применяются для их сглаживания?

10. Как происходит самоопораживание и последующее заполнение рабочей полости в предохранительных гидромуфтах?

11. Как осуществляется тепловая защита гидромуфт с внутренним самоопораживанием?

12. Покажите на графике совместной работы асинхронного двигателя и гидромуфты как изменяются скорости вращения ведомого и ведущего валов гидромуфты при изменении момента сопротивления.

13. Определите минимальное значение активного диаметра гидромуфты при следующих условиях: $M_{\max} = 900 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $n_n = 900 \text{ мин}^{-1}$, $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, $\lambda_M = 0,15$.

(Ответ: $D = 0,44 \text{ м}$.)

15. ПНЕВМОПРИВОД

15.1. Общие сведения

Пневмоприводом называют совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение машин и механизмов посредством пневматической энергии. Обычно в пневмоприводах горных машин используется сжатый воздух давлением $0,5 \div 0,7 \text{ МПа}$ и только в некоторых случаях (в воздухопроводах) — давлением до 25 МПа [13]. Функциональная схема пневмопривода аналогична схеме гидропривода (см. рис. 10.1), однако вместо гидроэнергии используется пневмоэнергия, а вместо гидродвигателя и насоса используется пневмодвигатель и компрессор.

На шахтах и рудниках применяется, главным образом, **компрессорный пневмопривод**, в составе которого: компрессоры, пневмодвигатели, пневмоаппараты, кондиционеры, пневмоемкости и пневмолинии. В компрессоре механическая энергия приводного двигателя преобразуется в пневматическую, а в пневмодвигателе наоборот — пневматическая в механическую. Компрессоры — это машины для сжатия и подачи воздуха (газа) под давлением, степень повышения которого более

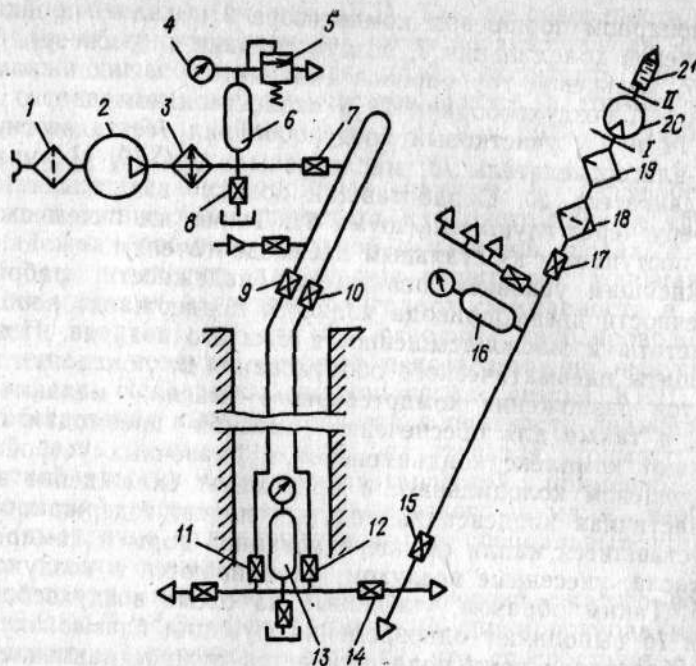


Рис. 15.1. Схема шахтного пневмопривода

трех. Они изучаются в специальных дисциплинах, поэтому в данной книге не рассматриваются.

В шахтном пневмоприводе в качестве компрессоров в основном используются поршневые и центробежные машины (турбокомпрессоры), а в качестве пневмодвигателей — объемные (поршневые, шестеренные, пластинчатые, винтовые) и турбинные машины. Характерная особенность пневматических машин по сравнению с гидравлическими — значительное изменение в них в процессе работы плотности газа, а следовательно, и его температуры. В компрессорах происходит повышение температуры, что требует применения холодильников, а в пневмодвигателях — понижение температуры, что может привести к их обмерзанию. Кроме того, резкое расширение сжатого газа при выхлопе из пневмодвигателя вызывает шум, что требует иногда применения специальных глушителей. При большом числе пневмодвигателей и значительных расходах (сотни кубических метров в минуту и более) используются стационарные компрессоры с большой подачей (того же порядка, что и расход), которые устанавливают на поверхности шахты.

Рассмотрим схему шахтного пневмопривода (рис. 15.1). Засасываемый через фильтр 1 атмосферный воздух сжимается

в стационарном поршневом компрессоре 2 и далее: пройдя через концевой холодильник 3, воздухохоборник 6 (ресивер), задвижку 7, кольцевой трубопровод (коллектор) с задвижками 9, 10, 11 и 12, воздухохоборник 13 в околоствольном дворе, задвижки 14 и 15, участковый воздухохоборник 16, задвижку 17, фильтр-влагоотделитель 18, маслораспылителъ 19, поступает в пневмодвигатель 20. Отработавший воздух выбрасывается в атмосферу через глушитель шума 21. Таким же путем сжатый воздух поступает и к остальным пневмодвигателям.

Важнейшим условием повышения надежности работы и долговечности пневмопривода является поддержание необходимой чистоты и маслонасыщенности сжатого воздуха. Поэтому для защиты пневматического оборудования от попадания воды, продуктов разложения компрессорного масла, механических частиц, а также для обеспечения смазкой пневмодвигателей применяют комплекс кондиционеров и смазочных устройств.

В концевом холодильнике 3 происходят охлаждение воздуха и частичная конденсация водяных паров, содержащихся в нем. Оставшиеся капли сконденсированной воды и компрессорного масла, унесенные воздухом, улавливаются в воздухохоборнике 6. Таким образом, указанные на схеме воздухохоборники 6, 13 и 16 выполняют одновременно функции пневмоаккумуляторов (благодаря чему поддерживается нужное давление сжатого воздуха в пневмодвигателях) и масловлагоотделителей.

Водохоборники оборудуются манометрами 4, предохранительными клапанами 5, кранами 8 для выпуска конденсата и специальными люками для удаления твердых осадков. Рекомендуется устанавливать воздухохоборники как можно ближе к пневмодвигателям, так как при движении воздуха по трубопроводам происходит дальнейшая конденсация влаги и засорение воздуха продуктами коррозии и износа металла. Иногда перед пневмодвигателями большой мощности устанавливают специальные фильтры, в частности, фильтр-влагоотделитель.

Для обеспечения смазкой трущихся поверхностей применяют смазочные устройства различных конструкций, в которых масло, попадая в поток сжатого воздуха, распыляется, поступает в двигатель и смазывает его.

Иногда пневмодвигатели оборудуются глушителями шума, которые подключаются к выхлопному отверстию пневмодвигателя. Отработавший воздух, проходя через систему камер, резко меняет свою скорость, и энергия звука значительно снижается. Некоторые конструкции глушителей шума улавливают большую долю распыленного в воздухе масла, что способствует созданию более благоприятных санитарных условий около мест работы пневматических двигателей.

Для повышения надежности работы шахтного пневмопривода предусматриваются резервные компрессоры и магистраль-

ные воздухопроводы (см. рис. 15.1). Так, на поверхности шахты и в стволе обычно имеются две ветви воздухопровода, одну из которых, в случае повреждения, можно отключить для ремонта, не останавливая работу участков шахты (например, отключить левую ветвь задвижками 9 и 11 или правую ветвь задвижками 10 и 12).

Преимущества пневмопривода: пожаро- и взрывобезопасность пневмодвигателей, простота их конструкции и управления; надежная работа в пыльной и влажной средах, а также способность переносить длительные перегрузки; хорошая компенсация ударных нагрузок (благодаря сжимаемости и малой плотности воздуха); работа без отводных трубопроводов для отработавшего воздуха, который непосредственно выпускается в атмосферу. Недостатки пневмопривода: низкий КПД; трудность обеспечения высокой точности и плавности движения выходного звена пневмодвигателя; значительная стоимость пневматической энергии (дороже электрической примерно в пять раз); высокий уровень аэродинамического шума и необходимость (в отличие от гидропривода) в специальных устройствах для подачи смазки.

Несмотря на высокую стоимость энергии сжатого воздуха положительный эффект от применения пневмопривода нередко превосходит энергетические затраты, что способствует распространению его в ряде отраслей промышленности. Особенно широко применяется пневмопривод на угольных шахтах с крутым падением пластов, где по условиям безопасности пока что ограничено использование электропривода в забоях. В ряде случаев пневмопривод оказывается предпочтительным для механизации и автоматизации производственных процессов [7].

15.2. Удельная энергия и конечная температура воздуха пневмодвигателя

Удельная энергия e , потребляемая пневмодвигателем, равна разности полных удельных энергий воздуха (газа) во входном и выходном патрубках пневмодвигателя (см. рис. 15.1, сечения I—I и II—II), которые определяются из уравнения Бернулли (4.24), т. е.

$$e = e_1 - e_2. \quad (15.1)$$

Принято оценивать удельную энергию воздуха по теоретическим процессам. При изотермическом и адиабатном процессах расширения воздуха в пневмодвигателе уравнение (15.1) будет иметь вид соответственно:

$$e_{из} = \left(\frac{\alpha_1 v_1^2}{2} + \frac{p_0}{\rho_0} \ln \frac{p_1}{p_0} + g z_1 \right) - \left(\frac{\alpha_2 v_2^2}{2} + \frac{p_0}{\rho_0} \ln \frac{p_2}{p_0} + g z_2 \right); \quad (15.2)$$

$$e_{ад} = \left(\frac{\alpha_1 v_1^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} + gz_1 \right) - \left(\frac{\alpha_2 v_2^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p_2}{\rho_2} + gz_2 \right). \quad (15.3)$$

Чаще всего для пневмодвигателей приращения кинетической энергии $(\alpha_1 v_1^2/2 - \alpha_2 v_2^2/2)$ и энергии положения $(gz_1 - gz_2)$ столь малы, что ими можно пренебречь. Кроме того, при адиабатном процессе $p_1/\rho_1^k = p_2/\rho_2^k$, откуда $\rho_1/\rho_2 = (p_2/p_1)^{-1/k}$. Это позволяет упростить уравнения (15.2) и (15.3):

$$e_{из} = \frac{p_0}{\rho_0} \ln \frac{p_1}{p_2}, \quad (15.4)$$

$$e_{ад} = \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left(1 - \frac{p_2 \rho_1}{p_1 \rho_2} \right) = \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \right]. \quad (15.5)$$

Пример 1. Определим удельную энергию воздуха при изотермическом и адиабатном процессах расширения при абсолютных: начальном давлении воздуха $p_1 = 0,4$ МПа, температуре $T_1 = 293$ К, конечном давлении $p_2 = 0,1$ МПа.

В соответствии с уравнением (1.5) плотность воздуха при начальных условиях

$$\rho_1 = \rho_0 \frac{p_1 T_0}{p_0 T_1} = 1,29 \frac{0,4 \cdot 273}{0,101 \cdot 293} = 4,76 \text{ кг/м}^3,$$

где $\rho_0 = 1,29$ кг/м³ — плотность воздуха при нормальных атмосферных условиях ($p_0 = 0,101$ МПа; $T_0 = 273$ К).

Согласно (15.4) и (15.5) удельная энергия воздуха:

$$e_{из} = \frac{0,101 \cdot 10^6}{1,2} \ln \frac{0,4}{0,1} = 117\,000 \text{ Дж/кг},$$

$$e_{ад} = \frac{1,4}{1,4-1} \frac{0,4 \cdot 10^6}{4,76} \left[1 - \left(\frac{0,1}{0,4} \right)^{(1,4-1)/1,4} \right] = 96\,190 \text{ Дж/кг}.$$

Как видно из расчета, удельная энергия воздуха при изотермическом процессе больше, чем при адиабатном. Это объясняется тем, что для поддержания постоянной температуры воздуха при изотермическом расширении к двигателю извне должна подводиться тепловая энергия. В реальных условиях преобразование энергии сжатого воздуха в механическую энергию в пневмодвигателе протекает столь быстро, что тепловая энергия успевает подводиться к нему лишь в весьма незначительном количестве. Поэтому процесс считается практически всегда адиабатным.

В процессе расширения температура воздуха в пневмодвигателе уменьшается. Согласно уравнению Клайперона — Менделеева для начального состояния воздуха (см. рис. 15.1, сечение I—I) и конечного его состояния (сечение II—II) справедливы соотношения $p_1/\rho_1 = RT_1$, $p_2/\rho_2 = RT_2$, где T_1 и T_2 — начальная и конечная абсолютная температура воздуха. Решая сов-

местно эти уравнения для адиабатного процесса расширения, можно определить конечную температуру

$$T_2 = T_1 \frac{p_2 p_1}{p_1 p_2} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \quad (15.6)$$

Пример 2. По данным примера 1 определим конечную температуру воздуха при адиабатном процессе расширения.

По уравнению (15.6)

$$T_2 = 293 \left(\frac{0,1}{0,4} \right)^{(1,4-1)/1,4} = 197 \text{ K} = -76^\circ \text{C}.$$

В пневмодвигателях конечная температура воздуха $T_{2\min}$ должна быть не ниже -40°C (233 K) [13], так как в противном случае происходит недопустимое повышение вязкости смазки и обмерзание выхлопных окон, и двигатель перестает работать. Поэтому степень расширения воздуха (степень снижения давления) в одной степени пневмодвигателя в соответствии с уравнением (15.6) должна быть не менее

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{\min} = \left(\frac{T_{2\min}}{T_1} \right)^{k/(k-1)} = \left(\frac{233}{293} \right)^{1,4/(1,4-1)} = 0,45. \quad (15.7)$$

При полном расширении воздуха в пневмодвигателе от начального давления до конечного (давления окружающей среды) условие (15.7) выполняется только за счет уменьшения значения p_1 .

Пример 3. По данным примера 1 определим допустимое максимальное давление $p_{1\max}$, при котором не будет происходить обмерзание выхлопных окон пневмодвигателя.

Согласно условию (15.7)

$$p_{1\max} = \frac{p_2}{0,45} = \frac{0,1}{0,45} \approx 0,22 \text{ МПа}.$$

Таким образом, при $p_1 = 0,4$ МПа двигатель не может работать с полным расширением сжатого воздуха, поэтому все пневмодвигатели, как правило, работают с неполным расширением, т. е. часть сжатого воздуха сбрасывается в атмосферу, не выполнив работу при расширении.

Пример 4. Определим значение промежуточного давления, при котором не будет происходить обмерзание выхлопных окон, если $p_1 = 0,4$ МПа.

По условию (15.7)

$$p_{\text{пр}} = 0,45 p_1 = 0,45 \cdot 0,4 = 1,8 \text{ МПа}.$$

Так как пневмодвигатели в шахтных условиях обычно работают при абсолютном давлении $p_1 = 0,5 \div 0,6$ МПа, а подвод тепла для их подогрева не осуществляется, то практически все шахтные пневмодвигатели также работают с неполным расширением сжатого воздуха.

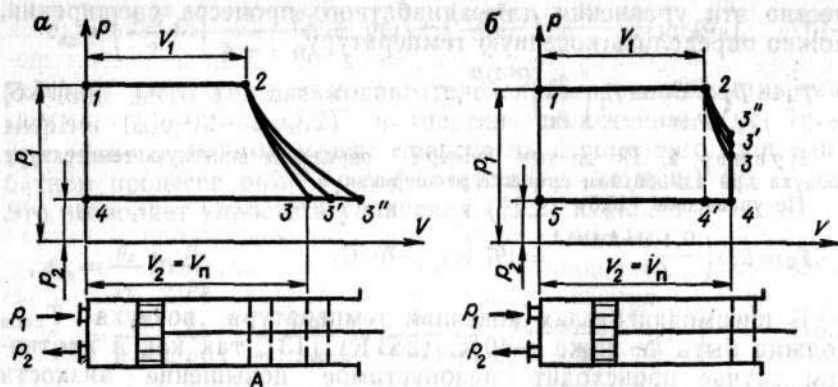


Рис. 15.2. Теоретические индикаторные диаграммы пневмоцилиндра

В воздуховодах, работающих при высоком давлении, для более полного использования энергии сжатого воздуха применяют двухступенчатое расширение: между ступенями (цилиндрами высокого и низкого давления) устанавливают воздухоподогреватели, утилизирующие тепло окружающей среды.

15.3. Объемные пневмодвигатели

По своему устройству и принципу действия объемные пневмодвигатели сходны с объемными гидродвигателями. Кроме того, как и гидродвигатели, они являются машинами *циклического действия* и разделяются на *пневмоцилиндры* и *пневмомоторы*. Условные обозначения пневмоцилиндров не отличаются от условных обозначений гидроцилиндров, а условные обозначения пневмомоторов приведены в прил. 6.

15.3.1. Теоретические индикаторные диаграммы

Наиболее рационально рассмотреть принцип действия пневмодвигателя на индикаторной диаграмме идеальной (теоретической) машины. Под последней понимают пневмодвигатель, в котором: отсутствуют вредное пространство ΔV (см. рис. 11.2) и потери энергии; распределитель пневмоэнергии — безынерционный (мгновенного действия); расширение сжатого воздуха происходит при постоянном показателе процесса.

Рассмотрим индикаторную диаграмму работы пневмоцилиндра с полным и неполным расширением сжатого воздуха.

При *полном расширении* (рис. 15.2, а) сжатый воздух под давлением p_1 по входному каналу поступает в цилиндр двигателя и перемещает поршень вправо. В положении поршня А (точка 2 на диаграмме) наполнение цилиндра сжатым возду-

хом заканчивается, входной канал мгновенно перекрывается распределителем (на рисунке не показан), и далее перемещение поршня происходит за счет расширения воздуха (кривая 2—3) до конца хода поршня (точка 3). В этот момент выходной канал открывается, и поршень под действием внешних сил перемещается влево, выталкивая воздух давлением p_2 в окружающую среду, имеющую то же давление. Когда поршень достигнет крайнего левого положения, клапан в выходном канале закроется, а во входном — откроется, и описанный цикл, состоящий из трех процессов, повторится сначала: 1—2 — наполнение, 2—3 — расширение, 3—4 выталкивание.

Объем воздуха, потребляемый двигателем за цикл, обычно приводят к определенным условиям окружающей среды, т. е. применительно к рассмотренному случаю, $V_0 = V_n$, где V_0 — объем воздуха при атмосферных (стандартных) условиях; V_n — полезный объем камеры цилиндра.

В соответствии с уравнением (1.5)

$$V_0 = V_1 \frac{p_1 T_0}{p_0 T_1} \quad (15.8)$$

Отношение объема сжатого воздуха V_1 , поступившего в камеру двигателя при давлении p_1 , к полезному объему камеры V_n называется коэффициентом наполнения

$$\epsilon_n = V_1 / V_n \quad (15.9)$$

Из уравнения адиабаты $p_1 V_1^k = p_0 V_0^k$ при $V_0 = V_n$ коэффициент наполнения

$$\epsilon_n = \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{1/k} \quad (15.10)$$

Решая совместно уравнения (15.8) — (15.10), получим

$$V_0 = V_n \left(\frac{T_0}{T_1} \right) \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{(k-1)/k} \quad (15.11)$$

Расход пневмодвигателя, приведенный к нормальным условиям,

$$Q_{до} = V_0 n_d z, \quad (15.12)$$

где n_d — частота вращения вала пневмомотора или число циклов пневмоцилиндра в единицу времени; z — число пневмоцилиндров.

Работа теоретического пневмодвигателя за один цикл при полном расширении воздуха определяется площадью диаграммы 1—2—3—4—1, т. е.

$$L = L_{1-2} + L_{2-3} + L_{3-4} + L_{4-1}, \quad (15.13)$$

где $L_{1-2} = p_1 V_1$ — работа наполнения; $L_{2-3} = \int_{V_1}^{V_n} p dV$ — работа расширения; $L_{3-4} = -p_2 V_n$ — работа выталкивания (отрицательная); L_{4-1} — работа, связанная с повышением давления в цилиндре от p_2 до p_1 при $V=0$.

Для изотермического процесса $p_1 V_1 = p_2 V_n$. В этом случае уравнение (15.13) примет вид

$$L_{из} = L_{2-3} = \int_{V_1}^{V_n} p dV = p_1 V_1 \ln \frac{V_n}{V_1} = p_1 V_1 \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (15.14)$$

Удельная изотермическая работа, т. е. работа пневмодвигателя, отнесенная к единице массы воздуха,

$$e_{из} = \frac{L_{из}}{\rho_1 V_1} = \frac{p_1}{\rho_1} \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (15.15)$$

Сравнивая (15.15) и (15.4), можно заметить, что удельная работа теоретического пневмодвигателя при полном изотермическом расширении, полученная в результате вычисления площади индикаторной диаграммы, совпадает с соответствующей работой, полученной в результате расчета по уравнению Бернулли. Это справедливо и для адиабатного, и для политропного процессов.

Рассмотренная индикаторная диаграмма 1—2—3—4—1 (см. рис. 15.2, а) соответствует адиабатному расширению при $pV^k = \text{const}$. При изотермическом расширении ($pV = \text{const}$) индикаторная диаграмма имеет вид 1—2—3''—4—1, при политропном ($pV^n = \text{const}$) с показателем политропы $k > n > 1$ — 1—2—3'—4—1. Площади индикаторных диаграмм, а следовательно, и работы двигателя за цикл — разные: минимальная — при адиабатном, максимальная — при изотермическом процессах расширения. Однако, практически получить изотермический процесс в двигателе трудно.

При *неполном расширении* воздуха в цилиндре (рис. 15.2, б) в точке 3 индикаторной диаграммы происходит выхлоп воздуха через выходное окно, т. е. воздух, имеющий давление $p_3 > p_2$, мгновенно расширяется до давления окружающей среды, причем часть его при этом уходит из цилиндра, не совершив работы. Индикаторная диаграмма в данном случае имеет вид 1—2—3—4—5—1.

В соответствии с определением и по аналогии с уравнениями (15.9), (15.10) при $V_0 = V_n$, коэффициент наполнения при неполном расширении

$$\epsilon_n = \frac{V_1}{V_n} = \left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{1/k}. \quad (15.16)$$

Подставляя значение ϵ_n из уравнения (15.16) в (15.8), получим уравнение объема воздуха, расходуемого двигателем за цикл и приведенного к нормальным условиям,

$$V_0 = V_{\pi} \frac{T_0}{T_1} p^{-1} p_1^{(k-1)/k} p_2^{1/k}. \quad (15.17)$$

Расход пневмодвигателя при этом определяется также по уравнению (15.12), но с учетом уравнения (15.17).

Работа за цикл, как и в случае полного расширения, при разных процессах — разная и определяется площадью индикаторной диаграммы: при изотермическом — 1—2—3''—4—5—1; при адиабатном — 1—2—3—4—5—1; при политропном ($k > n > 1$) — 1—2—3'—4—5—1. Работа максимальна при изотермическом процессе расширения, и минимальна — при адиабатном. Однако разница в значениях работы (площадей индикаторных диаграмм) при неполном расширении, (см. рис. 15.2, б) менее заметна, чем при полном расширении (см. рис. 15.2, а), причем она тем меньше, чем больше степень расширения.

Для сравнимых процессов работа пневмодвигателя за цикл при неполном расширении меньше его работы при полном расширении на величину разности площадей, ограниченных линиями 1—2—3—4—1 и 1—2—3—4—5—1. Но при неполном расширении меньше и длина цилиндров, а следовательно, габариты и стоимость пневмодвигателя. Учитывая эти обстоятельства, а также повышение температуры при неполном расширении, пневмодвигатели изготавливают, как правило, с неполным расширением, причем степень расширения воздуха в двигателе обычно ограничивают таким образом, чтобы конечная температура воздуха при выхлопе была около -40°C .

Двигатели с полным расширением воздуха не нашли практического применения. Вместе с тем, если необходима высокая компактность двигателей, то их изготавливают без расширения воздуха. В данном случае на индикаторной диаграмме (см. рис. 15.2, б) линия 2—3 отсутствует, и сама диаграмма имеет вид 1—2—4'—5—1. Двигатели при этом должны снабжаться глушителями шума.

По схеме без расширения воздуха работают отбойные и бурильные молотки, шестеренные прямозубые пневмомоторы, по схеме с неполным расширением — все остальные пневмоцилиндры и пневмомоторы (поршневые, пластинчатые, шестеренные косозубые и с шевронным зацеплением). Некоторые пневмомоторы при нормальной нагрузке работают с частичным расширением, а при перегрузках — без расширения воздуха [7, 13].

15.3.2. Действительные индикаторные диаграммы

Из-за наличия вредного пространства, потерь давления и инерционности распределительных устройств индикаторная диаг-

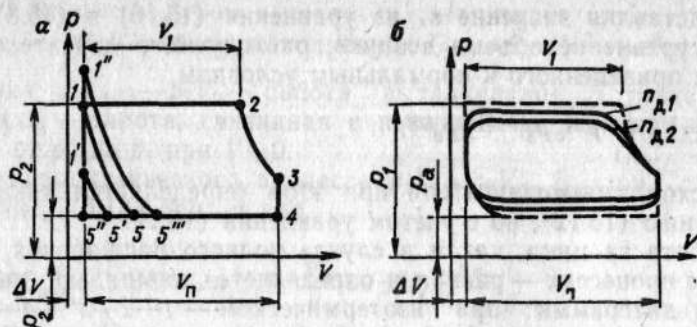


Рис. 15.3. Действительные индикаторные диаграммы пневмодвигателя

рамма реального пневмодвигателя значительно отличается от теоретической. Вместе с тем, благодаря большой быстроходности пневмодвигателей, их рабочий процесс протекает практически без теплообмена, т. е. показатель процесса расширения для реального двигателя можно с достаточной точностью принять постоянным, равным показателю адиабаты.

Вначале выясним влияние на теоретические индикаторные диаграммы только вредного пространства ΔV . Его наличие обусловлено конструкциями камеры, подвижных частей и распределителя. Так, в поршневом пневмодвигателе поршень в конце процесса выталкивания воздуха из цилиндра не доходит до торцевой стенки цилиндра во избежание удара с ней. Необходим также некоторый зазор между поршнем и крышкой цилиндра, который бы компенсировал температурные изменения длины цилиндра, штока, кривошипа и возможные люфты шарнирных сочленений. Кроме того, в состав вредного пространства входят полости и каналы, связанные с размещением распределителя и уплотнений. В двигателях со свободным движением поршня (отбойные и бурильные молотки) вредное пространство необходимо для создания упругой воздушной подушки, не допускающей ударов поршня о крышки цилиндров. Аналогичная картина для шестеренных, пластинчатых и винтовых пневмодвигателей.

Рассмотрим индикаторную диаграмму наиболее распространенного поршневого пневмодвигателя с неполным расширением (рис. 15.3, а). В зависимости от момента закрытия выходного и открытия входного каналов в цилиндре пневмодвигателя (в основном, в объеме вредного пространства) может происходить полное или частичное сжатие поршнем (обратное сжатие) оставшегося воздуха. Так, если закрытие входного канала произойдет в точке 5 индикаторной диаграммы, а открытие входного канала в точке 1, то в цилиндре произойдет полное сжатие оставшегося воздуха от p_2 до p_1 по линии 5—1. Индика-

торная диаграмма при этом будет ограничена линиями 1—2—3—4—5—1. Причем, вследствие быстротходности двигателя и отсутствия теплообмена, кривые 2—3 и 5—1 будут конгруэнтными и практически могут описываться уравнением адиабаты. Если закрытие выходного канала произойдет в точке 5', а открытие входного — как и раньше, с запаздыванием, то в цилиндре произойдет частичное сжатие воздуха — линия 5'—1' (причем линии 5'—1' и 2—3 по-прежнему конгруэнтны). Индикаторная диаграмма в этом случае будет ограничена линиями 1—2—3—4—5'—1'—1. Двигателей без обратного сжатия воздуха, работающих по индикаторной диаграмме 1—2—3—4—5''—1, практически не встречается, так как при этом закрытие выходного и открытие входного каналов должно происходить одновременно, и из-за немгновенного срабатывания распределителя во время его манипуляций возможна утечка сжатого воздуха из пневмосети через двигатель в окружающую среду. Вместе с тем, в пневмодвигателях со свободным поршнем (отбойных и бурильных молотков) для создания воздушной подушки во вредном пространстве с повышенным давлением проектируют запоздалое открытие входного и преждевременное закрытие выходного каналов, вследствие чего происходит избыточное обратное сжатие воздуха в цилиндре линия 5'''—1''). Индикаторная диаграмма в этом случае ограничена линиями 1—2—3—4—5'''—1''—1.

Сравнивая диаграммы (см. рис. 15.2, б и 15.3, а), видим, что площадь индикаторной диаграммы, а следовательно, и работа пневмодвигателя за цикл при наличии вредного пространства всегда меньше, чем при его отсутствии. Это объясняется тем, что при наличии вредного пространства в цикл добавляется отрицательная работа на сжатие воздуха двигателем, а полезная работа за цикл тем меньше, чем больше обратное сжатие воздуха. Поэтому в практике, за исключением двигателей со свободным поршнем, чаще всего применяют двигатели с неполным обратным сжатием.

Кроме этого, при наличии вредного пространства при полном обратном сжатии расход сжатого воздуха за цикл уменьшается на величину ΔV (см. рис. 15.3, а), но так как при этом уменьшается и площадь индикаторной диаграммы, то удельная энергия пневмодвигателя остается почти неизменной. При неполном обратном сжатии расход сжатого воздуха за цикл несколько увеличивается (за счет повышения давления во вредном пространстве от точки 1' до точки 1), площадь индикаторной диаграммы при этом также увеличивается, следовательно и в этом случае удельная энергия двигателя почти не изменяется.

Таким образом, вредное пространство существенно влияет на габариты пневмодвигателя (увеличивает их) и его мощность

(уменьшает ее), но почти не влияет на удельную энергию, а следовательно, и КПД двигателя.

Вследствие наличия потерь давления в каналах и в распределительном устройстве линия наполнения в действительной индикаторной диаграмме расположена ниже линии давления в сети p_1 (рис. 15.3, б), а линия выталкивания — выше линии давления окружающей среды p_a (особенно для двигателей с глушителями шума). Из-за неравномерности движения поршня в цилиндре потери давления пропорциональные, как правило, квадрату скорости воздуха — также переменные, что приводит к кривизне линий наполнения и выталкивания в реальной диаграмме. Потери давления также пропорциональны расходу двигателя или частоте вращения его вала n_d (или числу двойных ходов пневмоцилиндра в единицу времени). Поэтому, чем больше n_d (на рис. 15.3, б $n_{d2} > n_{d1}$), тем больше потери давления и тем меньше площадь индикаторной диаграммы, а следовательно, и мощность двигателя.

Из-за инерционности распределительного устройства четкого разграничения между процессами цикла (наполнением, расширением, выталкиванием и обратным сжатием) в реальной индикаторной диаграмме не существует — линии, характеризующие процессы, плавно переходят одна в другую.

Так как температура воздуха в пневмосети, как правило, выше температуры стенок двигателя, при входе сжатого воздуха в цилиндр температура его понижается, что, однако, не влияет на работу за цикл. Но снижение температуры приводит к увеличению плотности воздуха, а следовательно, и к увеличению его массового расхода при неизменном объемном ($V_1 = \text{const}$). Это, в свою очередь, приводит к увеличению расхода из сети и к снижению экономичности работы двигателя.

Утечки сжатого воздуха, имеющие место при работе пневмодвигателей, также приводят к снижению их экономичности. Однако, последние два фактора не оказывают влияния на форму реальной индикаторной диаграммы.

15.3.3. Основные технические показатели и характеристики пневмодвигателей

Основными техническими показателями пневмодвигателей, как и гидродвигателей (см. 11.8.2 и 11.9), являются: давление p_d ; расход Q_d ; мощность на валу $N_{d.v}$; КПД η_{ad} ; момент M_d и частота вращения n_d — для пневмомоторов; усилие на штоке P_d и его скорость v_d (вместо M_d и n_d) — для пневмоцилиндров.

Так как выхлоп отработавшего воздуха в пневмодвигателе происходит в окружающую среду, стандартное давление которой p_0 постоянно, в каталогах вместо $p_d = p_1 - p_0$ указывают

абсолютное подведенное давление p_1 , т. е. $p_d = p_1$. В этом случае полезно используемое давление $p_{д.п} = p_1 - p_0 - \Delta p_d$, где Δp_d — суммарные потери давления в двигателе (рис. 15.3, б).

Вследствие изменения плотности воздуха при изменении давления объемный расход двигателя тоже изменяется, поэтому в целях унификации расход пневмодвигателей (как и для компрессоров) принято оценивать по *стандартному воздуху* и определять по формуле (15.12): $Q_{д0} = V_0 n_d z$, где V_0 , в зависимости от расширения воздуха в двигателе, вычисляют по уравнению (15.11) или (15.17). Полезно используемый двигателем расход меньше объемного на величину утечек.

Потребляемую пневмодвигателем мощность $N_{д.п}$ из-за изменения давления за цикл нельзя рассчитывать так же, как для гидродвигателя — по формуле $N_{д.п} = p_d Q_d$. Она определяется, в основном, термодинамическим процессом двигателя, поэтому $N_{д.п}$ принято оценивать удельной энергией двигателя при полном расширении, т. е.

$$N_{д.п} = e_{ад} Q_{дm} = \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{p_1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \right] p_0 Q_{д0}. \quad (15.18)$$

Выходная мощность (на валу или штоке) $N_{д.в}$ меньше $N_{д.п}$ на величину всех потерь (см. 15.3.2). Суммарные потери принято оценивать *условным адиабатным КПД* $\eta_{ад}$, который наиболее достоверно определяется только экспериментальным путем. Для объемных пневмодвигателей $\eta_{ад} = 0,35 \div 0,55$ [13].

Таким образом, выходная мощность пневмодвигателя

$$N_{д.в} = N_{д.п} \eta_{ад} = e_{ад} p_0 Q_{д0} \eta_{ад}. \quad (15.19)$$

Момент на валу пневмомотора M_d вычисляют так же, как для гидромотора — по уравнению (11.41): $M_d = N_{д.в} / \omega_d = N_{д.в} / (2\pi n_d)$. По аналогии с гидроцилиндрами (см. 11.47) усилие на выходном звене пневмоцилиндра $P_d = N_{д.в} / v_d$.

Иногда, для сравнительной оценки пневмодвигателей вводят показатель q_N — *удельный расход воздуха*, т. е. расход воздуха на единицу мощности, $q_N = Q_{д0} / N_{д.в}$.

Наименьший удельный расход и наибольший адиабатный КПД имеют шестеренные пневмодвигатели с шевронными зубчатыми колесами (табл. 15.1). Однако, они сложнее в изготовлении, поэтому вместо них чаще применяют шестеренные прямозубые пневмодвигатели. Радиально-поршневые пневмодвигатели используют при малой частоте вращения вала, а пластинчатые, из-за малой относительной массы, как правило, — на переносных установках.

Под *механическими характеристиками* пневмодвигателей понимают зависимости $M_d = f(n_d)$, $N_{д.в} = f(n_d)$ и $\eta_{ад} = f(n_d)$ при $p_d = \text{const}$, $T_1 = \text{const}$ и постоянной влажности сжатого воздуха.

Основной является характеристика $M_d = f(n_d)$. Подставляя в

Таблица 15.1. Технические характеристики пневмодвигателей [13]

Тип пневмодвигателя	Мощность, кВт	Рабочее давление, МПа	Частота вращения (рабочая), мин ⁻¹	Удельный расход воздуха, $\frac{м^3/мин}{кВт}$	Относительная масса, кг/кВт
Радиально-поршневой	0,2—25	0,3—0,8	600—1500	0,9—2	6—15
Шестеренный:					
прямозубый и косозубый	2—60	0,3—0,6	1500—2000	1,1—1,4	8—15
шевронный				0,8—1,2	
Пластинчатый	0,05—15	0,3—0,6	2000—15 000	1—2	1,5—4

уравнение момента значения мощности из уравнений (15.18) и (15.19) и расхода из (15.12), получим

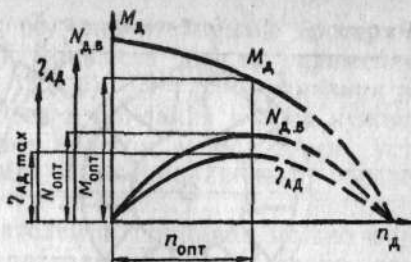
$$M_d = \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{p_1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \right] \rho_0 V_0 z \eta_{ад} / (2\pi). \quad (15.20)$$

Как видно из уравнения (15.20), теоретический момент пневмодвигателя (при $\eta_{ад}=1$), как и для гидродвигателя, не зависит от частоты вращения n_d . Реальный момент с ростом n_d значительно уменьшается за счет гидравлических потерь, которые в пневмодвигателе возрастают более интенсивно, чем в гидродвигателе, из-за расширения сжатого воздуха (рис. 15.4). Значение момента максимально $M_{д\max}$ при $n_d=0$ (гидравлические потери отсутствуют). Имея характеристику $M_d=f(n_d)$, легко построить характеристику мощности $N_{д.в}=f(n_d)$ по формуле $N_{д.в}=2\pi M_d n_d$. Из-за значительных потерь мощности характеристики КПД $\eta_{ад}=f(n_d)$ имеет почти такой же вид, как и $N_{д.в}=f(n_d)$. Достоверно характеристики можно получить только опытным путем. Технические показатели пневмодвигателя, соответствующие максимальному значению КПД $\eta_{ад\max}$, называются *оптимальными*: $n_{опт}$, $N_{опт}$ и $M_{опт}$. Номинальные (паспортные) значения, обычно, близки к оптимальным.

Частота вращения пневмодвигателей из-за «мягкости» характеристики в большой степени зависит от нагрузки M_d — при $M_d \approx 0$ частота вращения достигает максимального значения $n_{д\max}$, что может привести к «разносу» двигателя: для поршневых, а также для прямозубых и косозубых шестеренных двигателей $n_{д\max}=(2,0 \div 2,8)n_{допт}$ для шевронных шестеренных — $n_{д\max}=(1,5 \div 1,8)n_{допт}$. Поэтому пневмодвигатели, работающие с переменной нагрузкой, снабжаются регуляторами, обеспечивающими поддержание заданной частоты вращения или ограничивающие ее при снижении нагрузки.

Важным эксплуатационным показателем пневмодвигателя является пусковой момент, развиваемый им при $n_d=0$. Наи-

Рис. 15.4. Характеристики объемного пневмодвигателя



большие пусковые моменты имеют поршневые, пластинчатые и шевронные шестеренные двигатели — $M_{д\max} = (1,5 \div 2) M_{д.опт}$. Для прямозубных и косозубых шестеренных двигателей $M_{д\max} = (1,15 \div 1,2) M_{д.опт}$.

Монотонность характера изменения момента пневмодвигателей (см. рис. 15.4) является важным фактором для обеспечения устойчивых режимов их работы.

Если момент M_d заменить усилием на штоке P_d , а частоту вращения n_d линейной скоростью выходного звена цилиндра v_d , то получим характеристики пневмоцилиндра $P_d = f(v_d)$, $N_{д.в} = f(v_d)$, $\eta_{ад} = f(v_d)$, которые по внешнему виду ничем не отличаются от характеристик пневмомотора.

15.4. Турбинные пневмодвигатели

Турбинные пневмодвигатели в соответствии с классификацией являются пневмомоторами. Однако, по установившейся традиции, их называют пневмодвигателями. Турбинные пневмодвигатели могут быть активными и реактивными. Преобразование в них пневматической энергии в механическую происходит благодаря силовому взаимодействию лопаток колеса турбины с потоком воздуха.

В *реактивных двигателях* (по аналогии с гидродинамическими передачами) указанное силовое взаимодействие возникает вследствие обтекания потоком лопаток турбины (см. 14.2). Для получения высокого КПД перепад давления на лопатках колеса должен быть сравнительно небольшим, а скорость — значительной. Поэтому, в соответствии с уравнением (11.39) для получения значительной мощности необходимы большие расходы, а следовательно, и габариты двигателя.

В горном машиностроении применяются только *активные* пневмодвигатели, использование которых особенно эффективно при больших скоростях потока (см. 9.1). Преобразование в них пневматической энергии в механическую происходит вследствие натекания струи воздуха на преграду — лопатки турбины. Так как лопатки колеса находятся под атмосферным давлением, силовое воздействие осуществляется исключительно за

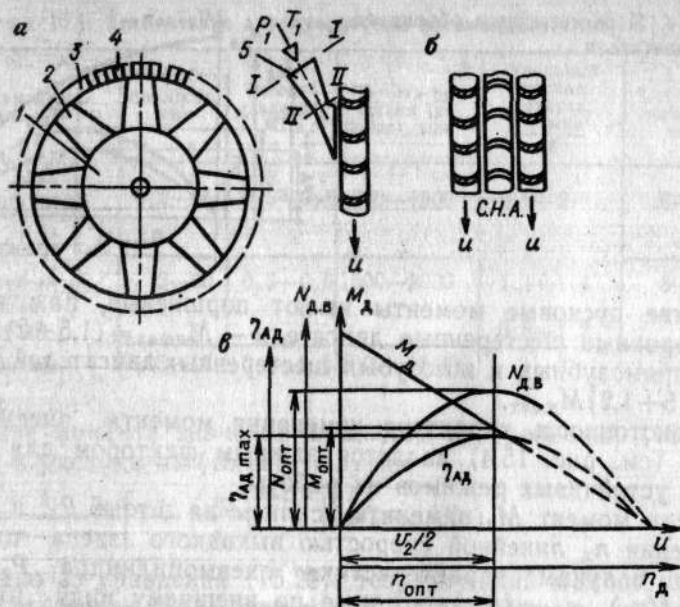


Рис. 15.5. Турбинный пневмодвигатель с одноступенчатым (а) и многоступенчатым (б) колесами и его характеристики (в)

счет кинетической энергии потока. Преобразование потенциальной энергии сжатого воздуха в кинетическую осуществляется в соплах-насадках, расположенных равномерно по окружности колеса.

Ротор шахтного осевого вентилятора местного проветривания с турбинным пневмодвигателем (рис. 15.5, а) состоит из ступицы 1 с закрепленными на ней лопастями 2 вентилятора и обода 3 с лопатками 4 турбинного пневмодвигателя. Обод жестко связан с концами лопастей вентилятора. Сжатый воздух подводится к соплу 5 с косым срезом, направляющим поток на лопатки. Поток воздуха натекает на лопатки с большой скоростью и вызывает вращение ротора (см. 9.1). Для более полного преобразования энергии потока воздуха в механическую лопатки выполняют в виде дужек и располагают на ободе так часто, чтобы энергия потока передавалась одновременно нескольким лопаткам. Ковшовые лопатки [2] более эффективны для преобразования энергии струи в механическую, но они не применяются в пневмодвигателях, так как сложны в изготовлении.

Чем меньше скорость отработавшего воздуха после лопаток, тем полнее преобразование энергии потока в механическую и выше КПД двигателя. Несмотря на большую частоту расположения лопаток на ободе и их специальный профиль,

передача энергии происходит со значительными потерями. Поэтому в двигателях большой мощности иногда применяют многоступенчатые колеса (рис. 15.5, б). Для раскручивания потока воздуха после первого колеса и придания потоку нужного направления перед последующим колесом между ними устанавливают неподвижный спрямляюще-направляющий лопаточный аппарат (С.Н.А.).

Расход воздуха пневмодвигателем в принципе можно определить по формуле (8.4) для расхода насадок. Однако, из-за изменения плотности в насадке следует пользоваться уравнением Бернулли (4.24).

Записав уравнение Бернулли для сечения I—I и II—II и решив его относительно скорости v_2 (значением кинетической энергии в сечении I—I пренебрегаем), получим теоретическую скорость

$$v_{2т} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \right]}.$$

Действительная скорость меньше теоретической на величину потерь в насадке:

$$v_2 = \psi \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \right]}, \quad (15.21)$$

где ψ — коэффициент скорости.

Объемный расход двигателя [см. формулу (8.4)]

$$Q_{д0} = \mu \omega_n v_2 r, \quad (15.22)$$

где μ — коэффициент расхода через насадок; ω_n — живое сечение насадки; r — число сопел в пневмодвигателе.

Сила воздействия струи на лопатки [см. уравнение (9.3)]

$$P_d = \rho_0 Q_{д0} (v_2 - u) z t, \quad (15.23)$$

где u — окружная скорость лопаток; z — число лопаток, воспринимающих натекание потока от сопла; t — коэффициент участия лопаток в восприятии силы.

Момент на валу пневмодвигателя

$$M_d = P_d D / 2, \quad (15.24)$$

где D — средний диаметр колеса пневмодвигателя.

Мощность на валу пневмодвигателя

$$N_{д.в} = M_d \omega_d = 2\pi n_d M_d. \quad (15.25)$$

Температура воздуха после насадки определяется по уравнению (15.6).

Механическая характеристика турбинного двигателя (рис. 15.5, в), как и объемного, представляет собой совокуп-

ность зависимостей $M_d = f(n_d)$, $N_{д.в} = f(n_d)$ и $\eta_{ад} = f(n_d)$ при $p_1 = \text{const}$, $T_1 = \text{const}$ и постоянной влажности сжатого воздуха. Так как $u = \omega_d D/2 = \pi n_d D$, из уравнений (15.12) — (15.24) следует, что зависимость $M_d = f(n_d)$ — линейная, причем $M_d = \text{max}$ при $n_d = 0$ и $M_d = 0$ при $u = v_2$. По характеристике $M_d = f(n_d)$ и уравнению (15.25) легко построить зависимость $N_{д.в} = f(n_d)$. $N_{д.в} = \text{max}$ при $u = v_2/2$ (см. 9.1). При $n_d = 0$ и $M_d = 0$ мощность на валу $N_{д.в} = 0$. Зависимость $\eta_{ад} = f(n_d)$ практически повторяет форму кривой мощности. Так же, как для объемных пневмодвигателей, значения момента, мощности и частоты вращения при $\eta_{ад \text{ max}}$ называются оптимальными ($M_{д.опт}$, $N_{д.в.опт}$, $n_{д.опт}$).

При давлении $p_d = p_1 = 0,4 + 0,6$ МПа скорость истечения $v_2 = 400 \div 470$ м/с. В то же время, для материалов, из которых изготавливаются колеса, по условиям прочности допускается $u_{\text{max}} \approx 125$ м/с. Поэтому правые части всех кривых — условные (см. рис. 15.5, в, штриховые линии). Чтобы не было «разноса» турбинных двигателей при сбросе нагрузки, их, как и объемные пневмомоторы, оснащают регуляторами, ограничивающими частоту вращения.

Преимущества турбинных двигателей: высокая быстроходность, отсутствие трущихся частей, малая масса на единицу мощности, простота регулирования за счет изменения скорости v_2 . Недостатки: низкий КПД, малый диапазон экономичных режимов, большой шум.

В шахтной практике турбинные пневмодвигатели применяются для привода вентиляторов местного проветривания и забойных насосов (турбонасосов). Мощность этих пневмодвигателей находится в пределах 5—10 кВт, давление — $0,4 \div 0,6$ МПа, расход — $5 \div 7$ м³/мин, рабочая частота вращения — $5000 \div 6000$ мин⁻¹, адиабатный КПД — $0,3 \div 0,5$ [13].

15.5. Регулирование пневмодвигателей

По аналогии с гидроприводом (см. 13.2) регулирование пневмопривода можно осуществлять за счет регулирования компрессоров или пневмодвигателей. Ниже рассмотрен только последний способ регулирования.

Объемное регулирование пневмодвигателей не применяется, так как это усложняет их конструкцию (см. 13.4), а для двигателей с неполным расширением, и особенно, для двигателей без расширения оно неэкономично — приводит к уменьшению КПД. Это объясняется тем, что при уменьшении рабочего объема двигателя доля потерянной работы расширения за цикл остается неизменной, а полная работа уменьшается (см. рис. 15.3, а). Дроссельное регулирование с параллельным включением дросселя и двигателя тоже не применяется, так как этот способ, в отличие от такового в гидроприводе (см. 13.3.2), не приводит к уменьшению мощности компрессора.

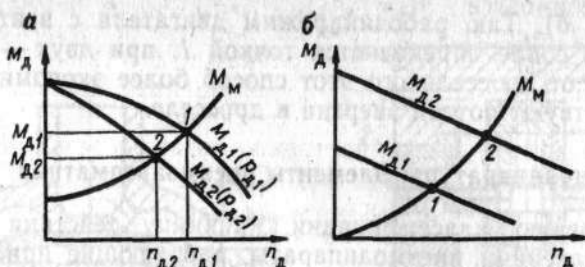


Рис. 15.6. Регулирование режима пневмодвигателя

Таким образом, из всех возможных способов регулирования применяется только дроссельное с последовательным включением дросселя и пневмодвигателя, причем оно пригодно как для объемных, так и для турбинных двигателей. Характеристики объемного двигателя при этом способе регулирования не зависят от места установки дросселя: до двигателя или после него (см. 13.3.1). Так как давление сжатого воздуха сравнительно невелико, то от места установки дросселя не зависят также прочность его конструкции, а следовательно, и его стоимость. Вместе с тем, если для регулирования используется дросселирующий распределитель, установленный перед двигателем, то он удачно сочетает функции управления и регулирования двигателя. В практике широко применяется именно данная схема.

Регулирование пневмомоторов сводится к изменению момента [см. уравнения (15.20) и (15.21) — (15.24)] за счет изменения подводимого к двигателю сжатого воздуха давлением $p_d = p_1 - \Delta p_{др}$, где $\Delta p_{др}$ — потери давления в дросселе (регулируемая величина). Так как потери в дросселе в соответствии с уравнением (13.4) пропорциональны расходу воздуха ($\Delta p_{др} = \rho g a_{др} Q_{др}^m$), а следовательно, и частоте вращения вала пневмомотора n_d [см. уравнение (15.12)], с уменьшением n_d автоматически уменьшаются $\Delta p_{др}$ и увеличивается момент M_d . Поэтому при малых расходах в дросселе при $n_d = 0$ момент M_d искусственной характеристики почти не отличается от соответствующего момента естественной характеристики (рис. 15.6, а). Регулирование рабочего режима двигателя при этом — плавное бесступенчатое, осуществляемое простыми средствами. Если давление уменьшается от p_1 до p_{d2} , то частота вращения двигателя при работе с нагрузкой, характеризуемой зависимостью $M_M = f(n_d)$, также уменьшается от n_{d1} до n_{d2} .

При дроссельном регулировании пневмоцилиндров характеристики их практически не отличаются от характеристик при регулировании гидроцилиндров (см. рис. 13.1, б).

Рабочий режим турбинных пневмодвигателей можно изменять ступенчато за счет изменения числа работающих сопел

(рис. 15.6, б). Так, рабочий режим двигателя с вентилятором при одном сопле определяется точкой 1, при двух — точкой 2. В отличие от дроссельного этот способ более экономичный, так как отсутствуют потери энергии в дросселе.

15.6. Пневмоаппаратура. Элементы пневмоавтоматики

По назначению, классификации, принципу действия и условным обозначениям пневмоаппараты, работающие при давлении не менее 0,14 МПа, как правило, не отличаются от соответствующих гидроаппаратов. Всю пневмоаппаратуру по назначению разделяют на *направляющую* и *регулирующую*. К последней относятся регуляторы давления и расхода. Запорно-регулирующие элементы пневмоаппаратов выполняют в виде кранов, золотников и клапанов, а также из гибких мембран.

Из-за упругости воздуха отпадает необходимость в аналогах гидрозамков, относящихся к направляющей пневмоаппаратуре, и в переливных клапанах, регуляторах потока и клапанах соотношения расходов, относящихся к регулирующей пневмоаппаратуре. Вместе с тем, для повышения быстродействия пневмодвигателей часто применяют *клапаны быстрого выхлопа* в атмосферу, отсутствующие в гидроприводе.

Эти клапаны устанавливают как можно ближе к патрубку двигателя и, иногда, снабжают глушителями. При включении пневмораспределителя сжатый воздух проходит по трубопроводу через клапан быстрого выхлопа в поршневую полость пневмоцилиндра. При выключении пневмораспределителя давление в трубопроводе и клапане падает, и клапан выпускает воздух из пневмоцилиндра (под действием сжатого газа) в атмосферу, минуя трубопровод и распределитель. Следовательно, кроме увеличения скорости перемещения поршня цилиндра, клапан быстрого выхлопа позволяет использовать трубопроводы и распределители с уменьшенным проходным сечением, так как объем сжатого воздуха меньше, чем его объем после двигателя. Это, в свою очередь, способствует снижению массы и габаритов всего привода, повышает КПД двигателя благодаря отсутствию потерь давления в пневмолинии и распределителе при выхлопе.

Рассмотрим одну из возможных конструкций клапана быстрого выхлопа (рис. 15.7, а), который состоит из двух крышек 1 и 3, между которыми защемлена гибкая мембрана 2 с отверстием. Крышка 1 служит для подсоединения клапана к пневмосети. При подаче сжатый воздух свободно проходит через отверстие в крышке 1, мембране 2, крышке 3 и поступает далее к пневмоцилиндру. При прекращении подвода давления распределителем к крышке 1 мембрана 2 под действием сжатого воздуха в пневмоцилиндре прогибается в противоположную

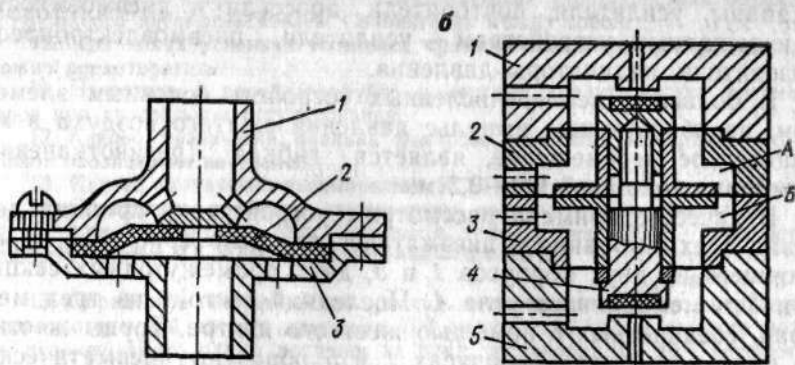


Рис. 15.7. Клапан быстрого выхлопа (а) и пневмореле (б)

сторону, и сжатый воздух из пневмоцилиндра выходит через отверстия в крышке 3 в атмосферу. Иногда к патрубку крышки 3 подключается глушитель шума.

Автоматизация процессов в пневмоприводе, как и в гидроприводе, базируется, в основном, на использовании вышерассмотренных аппаратов. Существует несколько серийно выпускаемых промышленностью систем автоматики [7], однако, наибольшее распространение получила универсальная система элементов повышенной пневмоавтоматики (УСЭППА), которая по своим функциональным и монтажно-коммутационным данным близка к современной промышленной электротехнике. Элементы аппаратуры работают при избыточном давлении 0,14 МПа. Передающим сигналом от одного элемента к другому является импульс энергии сжатого воздуха. Номенклатура устройств УСЭППА — функционально полная, что позволяет реализовать на ее базе релейные (дискретные), аналоговые (непрерывные) и аналогово-релейные схемы.

УСЭППА состоит из устройств центральной части, входных, выходных, вспомогательных устройств и монтажно-коммутационных деталей [7]. Входные устройства предназначены для приема информации от рабочих органов объекта автоматизации и датчиков, а также от устройств автоматического ввода программы. К входным устройствам относятся пневмокнопки, пневмотумблеры, переключатели сигналов и командоаппараты, конечные выключатели и датчики (давления, температуры, уровня жидкости и т. д.). Устройства центральной части обрабатывают информацию, поступающую от входных устройств, и реализуют заданную последовательность работы исполнительных механизмов (пневмодвигателей) автоматизируемого объекта, выдавая им команды и информацию оператору через выходные устройства. К элементам центральной части относятся пневмореле, логические клапаны («И», «ИЛИ»), обратные

клапаны, усилители, повторители, дроссели и пневмоемкости, а к выходным устройствам — усилители, пневмоэлектропреобразователи, индикаторы давления.

В большинстве перечисленных устройств основным элементом, преобразующим импульс давления сжатого воздуха в механическое перемещение, является гибкая (резинотканевая) мембрана толщиной 0,2—0,3 мм.

В качестве примера рассмотрим устройство и принцип действия трехмембранного пневматического реле (рис. 15.7, б), состоящего из двух корпусов 1 и 5, двух промежуточных секций 2 и 3 и мембранного узла 4. Последний состоит из трех мембран, соединенных с помощью жесткого центра. Торцы жесткого центра и сопла в корпусах 1 и 5 образуют пневматические контакты типа «сопло — заслонка». Мембранный блок при отсутствии командных сигналов находится в неопределенном нейтральном положении. Сигналы команды в виде импульсов давления сжатого воздуха подаются в камеры А и Б через отверстия в секциях 2 и 3.

При подаче сжатого воздуха в камеру Б мембранный узел поднимается вверх и закрывает верхнюю контактную пару. В корпусе 1 — воздух не может пройти от бокового отверстия через торцовое. В то же время нижний пневмоkontakt в корпусе 5 остается открытым. При подаче сжатого воздуха в камеру А мембранный узел опускается вниз, закрывает нижний контакт и открывает верхний. На этом принципе работает реле других типов, пневмоусилители, повторители, преобразователи и т. д. [7].

Условные графические обозначения клапана быстрого выхода и трехмембранного реле приведены в прил. 6.

Вопросы для самопроверки

1. Перечислите основные элементы пневмопривода и укажите их назначение.

2. Перечислите преимущества и недостатки пневмопривода.

3. Запишите и проанализируйте уравнения удельной энергии пневмодвигателя при адиабатном и изотермическом процессах расширения воздуха. Какой из процессов ближе к реальному и почему?

4. Каким фактором и почему ограничивается степень расширения сжатого воздуха в пневмодвигателе?

5. Начертите теоретические индикаторные диаграммы с полным и неполным расширением сжатого воздуха и сравните их между собой по факторам — работа за цикл и габариты двигателя.

6. Почему расход пневмодвигателя приводится к нормальным условиям окружающей среды?

7. Укажите влияние вредного пространства на индикаторную диаграмму. Какое влияние оно оказывает на расход, мощность и КПД пневмодвигателя?

8. Какие потери энергии в пневмодвигателе учитывает адиабатный КПД?

9. Начертите и проанализируйте механические характеристики объемного и турбинного пневмодвигателей. Сравните их между собой.

10. При каких условиях возможен «разнос» пневмомотора и как его можно предотвратить?

11. Начертите и проанализируйте моментные характеристики пневмоторов при дроссельном регулировании.

12. Каково назначение клапана быстрого выхлопа? Начертите его условное обозначение на схеме.

13. Каково назначение пневмореле в УСЭППА?

14. Определите конечную температуру воздуха пневмодвигателя при адиабатном расширении, если начальная температура 20°C , абсолютное давление сжатия $0,6\text{ МПа}$, а расширения — $0,4\text{ МПа}$.

(Ответ: -12°C .)

15. Определите теоретический расход четырехцилиндрового поршневого пневмомотора при частоте вращения 700 мин^{-1} , если объем сжатого воздуха, перемещаемого одним поршнем за цикл, составляет $0,5\text{ дм}^3$, абсолютное давление сжатия $0,6\text{ МПа}$, давление выхлопа $0,4\text{ МПа}$, температура сжатого воздуха 300 К .

(Ответ: $5,7\text{ м}^3/\text{мин}$.)

16. По данным примера 15 определите адиабатный КПД и момент пневмомотора, если мощность на валу $7,4\text{ кВт}$.

(Ответ: $\eta_{\text{ад}}=0,5$; $M_{\text{д}}=0,1\text{ кН}\cdot\text{м}$.)

17. Определите расход турбинного пневмодвигателя, если абсолютное давление сжатого воздуха $0,5\text{ МПа}$, а его температура 20°C . Двигатель имеет два сопла с насадками диаметром 24 мм . Коэффициент расхода насадка $0,92$, коэффициент скорости $0,95$.

(Ответ: $22\text{ м}^3/\text{мин}$.)

16. ЭКСПЛУАТАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ ГИДРОПНЕВМОПРИВОДОВ

16.1. Основы эксплуатации гидропневмоприводов

Горные машины и механизмы эксплуатируются в условиях большой запыленности и значительной влажности рудничной атмосферы, ограниченного рабочего пространства горных выработок, неравномерных нагрузок на исполнительных органах машин. Все это предъявляет повышенные требования к конструкциям гидропневмоприводов и их обслуживанию.

Нормальная работа гидропривода зависит прежде всего от состояния рабочей жидкости, которая должна соответствовать предъявляемым к ней требованиям (см. 10.5), важнейшее из которых — чистота рабочей жидкости. Наличие твердых частиц в жидкости приводит к износу трущихся пар и, как следствие, к ухудшению характеристик гидропривода, а попадание крупных твердых частиц между клапаном и седлом — к потере герметичности клапана. Поэтому доставлять жидкость к гидроприводам для заливки необходимо только в закрытой таре, а заливку осуществлять через фильтры. В процессе эксплуатации следует систематически проверять состояние фильтрующих элементов.

Обычно, не реже одного раза в год все элементы гидропривода рекомендуется промывать керосином. При этом открытые концы труб закрывают деревянными пробками. Промывку следует проводить в чистом помещении. При ремонтах гидроприводов в шахтных условиях необходимо принимать меры, исключающие возможность попадания воды и грязи в гидросистему.

При доставке, замене и заливке рабочей жидкости и промывке элементов гидропривода следует соблюдать требования экологии. Отработавшую жидкость и продукты промывки рекомендуется подвергать регенерации с целью повторного их использования. При невозможности регенерации жидкость следует использовать как топливо. Не допускается сливать жидкость в окружающую среду, закапывать промасленный обтирочный материал в землю и т. д.

Водомасляные эмульсии необходимо готовить строго по инструкции с применением соответствующих средств [8, 12].

Контроль уровня при заливке жидкости обычно осуществляют визуально с помощью уровнемера, встроенного в бак. При заполнении гидросистемы с длинными гидролиниями следует обращать особое внимание на удаление проникшего в жидкость воздуха, так как наличие последнего нарушает нормальную работу гидропривода — выходное звено гидродвигателя начинает перемещаться рывками. Часто для удаления воздуха из гидромагистралей в наиболее высоких ее местах устанавливают специальные вентили (вантузы) или отверстия с заглушками. Однако, как правило, заполнить всю гидросистему жидкостью с первого раза не удается, поэтому после пробного включения проводят дозаливку.

Степень заполнения гидромуфты определяется местом расположения на ней заливочного отверстия, которое не позволяет заполнить всю рабочую полость. Так, гидромуфта с постоянным заполнением считается полностью заполненной, если объем жидкости составляет 90—95% объема рабочей полости. Свободное пространство необходимо для расширения жидкости при нагревании и выделения из нее паров и газов во время работы гидромуфты. В гидромуфтах с внутренним самоопораживанием степень заполнения с учетом объема дополнительной полости еще меньше. Объем жидкости, необходимый для нормального заполнения гидромуфты, указывается в паспорте.

Для нормальной работы пневмопривода необходим чистый воздух. При транспортировании по трубам воздух загрязняется конденсатом, твердыми частицами (ржавчина и др.). Попадая в пневмодвигатель, твердые частицы вызывают ускоренный абразивный износ его трущихся частей. Для предотвращения этого в воздухопроводе должны устанавливаться масловлагоотделители, а перед потребителями — специальные фильтры.

В местах сосредоточения потребителей пневмоэнергии, например, на добычных участках в угольных шахтах с крутым падением пластов, в качестве маслослагоотделителей, обычно, используют небольшие резервуары ($0,75-1,5 \text{ м}^3$), которые устанавливают перед группой потребителей. Эти же резервуары служат для выравнивания давления перед потребителями.

В отличие от гидропривода, где рабочая жидкость одновременно выполняет и функции смазки, трущиеся поверхности рабочих органов пневмодвигателей необходимо смазывать. Так как в процессе расширения температура сжатого воздуха значительно понижается, для смазки необходимо применять масла с низкой температурой застывания (не выше -10°C). Обычно, применяют масло индустриальное И-30А. В некоторых случаях для понижения температуры застывания в масло вводят специальные присадки.

В двигателях, не имеющих собственной системы смазки, подача масла к трущимся поверхностям осуществляется из автомасленок, включаемых перед пневмодвигателями в трубопровод, подающий сжатый воздух.

Пуск и остановка установок с гидропневмоприводом довольно просты. В установках с нерегулируемым приводом и индивидуальным насосом или компрессором эти операции сводятся к включению и выключению приводного двигателя (электродвигателя и др.). Для гидропневмодвигателей, питающихся от общей насосной или компрессорной станции, пуск и остановка при наличии давления в магистрали производятся перестановкой запорного элемента распределителя.

Поломки гидропривода наиболее часто происходят при первом его запуске, поэтому необходимо строго соблюдать определенный порядок запуска. До пуска насоса следует произвести внешний осмотр всего гидропривода и убедиться в отсутствии внешних поломок, проверить уровень рабочей жидкости в гидробаке, наличие пломбы на предохранительном клапане, положение запорного элемента гидрораспределителя (он должен находиться в нейтральном положении). Перед пуском рекомендуется сначала вручную провернуть вал насоса на один — два оборота и только потом на мгновение включить приводной двигатель и проверить правильность направления вращения вала.

После пуска насоса необходимо осмотреть все узлы гидропривода, убедиться в отсутствии утечек. После проверки рекомендуется плавно нагрузить систему, следя за показаниями приборов. Затем, под нагрузкой следует проверить работу всей направляющей аппаратуры, а по возможности — и отсутствие пенообразования жидкости.

В установках с регулируемым гидропневмоприводом процессом пуска можно управлять, изменяя величину момента (уси-

лия) на выходном звене гидropневмодвигателя. Уравнение моментов привода —

$$M_d = M_m + J d\omega/dt, \quad (16.1)$$

где M_m — момент сопротивления машины или механизма; J — момент инерции всех движущихся масс привода, приведенный к валу гидropневмодвигателя; $d\omega/dt$ — угловое ускорение.

Из уравнения (16.1) видно, что необходимым условием для трогания с места и разгона гидropневмодвигателя до номинальной скорости вращения является наличие положительной разности $M_d - M_m$, которую принято называть избыточным моментом: $M_{из} = M_d - M_m$. С другой стороны, $M_{из} = J d\omega/dt$. Следовательно, чем больше избыточный момент, тем быстрее заканчивается пуск установки, имеющей $J = \text{const}$.

Значение избыточного момента можно увеличить двумя способами: уменьшением момента сопротивления M_m за счет снижения нагрузки на исполнительном органе машины и увеличением момента M_d на валу гидropневмодвигателя.

Первый способ является довольно простым и приводит к ускорению пуска любого привода, в том числе нерегулируемого. Однако, он не всегда применим, так как момент сопротивления определяется условиями работы машины.

Второй способ широко используется для установок с регулируемым гидropиводом, в котором с уменьшением подачи насоса увеличивается значение пускового момента (см. рис. 13.6). Это позволяет осуществлять пуск установок, работающих в самых тяжелых условиях (механизмы подачи очистных комбайнов). Некоторые регулируемые насосы имеют специальный механизм (нуль-установитель) для автоматической установки нулевой подачи после выключения насоса. Включение такого насоса происходит всегда при нулевой подаче.

В установках с регулируемыми гидромуфтами пусковой момент возрастает при увеличении степени заполнения жидкостью рабочей полости гидромуфты (см. рис. 14.11).

Можно добиться некоторого увеличения пускового момента (усилия) и при дроссельном регулировании в случае установки дросселя параллельно гидродвигателю (см. 13.3.2). Для этого увеличивают сопротивление дросселя, а максимальное значение пускового момента ограничивают настройкой предохранительного клапана.

При последовательном включении дросселя и гидродвигателя значение его максимального момента (усилия) определяется настройкой переливного клапана (см. 13.3.1) и остается постоянным в процессе работы, не зависящим от сопротивления дросселя и величины нагрузки. Поэтому пуск таких установок аналогичен пуску установок с нерегулируемым гидropиводом.

Желательно сокращение времени пуска приводного электродвигателя, так как при этом сокращается время протекания по его обмоткам пускового тока, значительно превышающего номинальный. Однако форсированный пуск должен быть ограничен допустимым ускорением $d\omega/dt$ по условиям механической прочности элементов всего привода. Помимо этого, пуск установки с гидропневмоприводом более благоприятный, чем без него, вследствие отсутствия жесткой связи приводного двигателя с исполнительным органом машины.

В процессе работы гидропневмоприводов рекомендуется систематически контролировать давление рабочей жидкости в напорной гидролинии, так как оно характеризует нагрузку на выходном звене.

Давление контролируют манометром, который устанавливают на основании, свободном от вибрации, и обязательно — с демпфером для сглаживания пульсации давления. Работа гидропневмоприводов при повышенном давлении приводит к их преждевременному износу.

При срабатывании предохранительного клапана необходимо уменьшить нагрузку на исполнительном органе. Длительная (более минуты) работа гидропривода с открытым предохранительным клапаном недопустима, так как при этом происходит резкое повышение температуры рабочей жидкости и, следовательно, всего гидропривода. С повышением температуры увеличиваются утечки, уменьшается вязкость рабочей жидкости, происходит более интенсивное ее окисление и выделение смолистых осадков, в результате чего изменяются проходные отверстия дросселей, щелей золотников и т. д.

Диапазон рабочих температур наиболее распространенных жидкостей весьма значительный — от -20°C до $+80^{\circ}\text{C}$ [8, 12]. Однако, верхним пределом температуры рабочих жидкостей, применяемых в шахтном объемном гидроприводе, включая и гидрокрепи, считается $55-60^{\circ}\text{C}$. Для жидкостей гидромуфт эта температура может быть значительно выше — $80+90^{\circ}\text{C}$.

Минимально допустимая рабочая температура жидкости определяется температурой ее застывания, так как при застывании жидкости увеличивается вероятность появления кавитации и подсосов воздуха. Оба эти явления недопустимы при нормальной работе, поэтому необходимо систематически проверять чистоту фильтра на всасывающем трубопроводе, уровень жидкости в баке, не допускать работу привода при температурах близких к температуре застывания жидкости.

В разомкнутой системе циркуляции попавший в масло воздух можно заметить по молочному цвету потока на конце сливной гидролинии. В замкнутых системах циркуляции такой контроль невозможен, поэтому необходимо систематически контролировать давление во всасывающей гидролинии. Наступление

кавитации в некоторых случаях можно зарегистрировать по специфическому шуму в насосе.

Работа пневмодвигателей, как правило, сопровождается значительным охлаждением воздуха. Так как полного осушения воздуха в пневмоприводе добиться нельзя, охлаждение иногда приводит к обмерзанию выхлопных патрубков. Обмерзание становится особо интенсивным при повышенном давлении воздуха (p_2/p_1 уменьшается), поэтому такие режимы допускаются только как кратковременные (несколько минут). Маслослабоотделители в пневматических сетях следует систематически освобождать от конденсата. Для этого на них должны быть установлены соответствующие вентили.

В процессе эксплуатации гидропневмоприводов вследствие износа трущихся поверхностей увеличиваются утечки рабочей жидкости, которые в объемных гидроприводах можно снизить, заменяя рабочую жидкость новой с повышенной вязкостью (например, масло промышленное марки И-30А заменить маркой И-40А). При правильной эксплуатации гидропривода необходимо иметь график контроля и замены рабочей жидкости. Средний срок службы промышленных масел — 6 мес., турбинных — 2 года.

16.2. Общие сведения об автоматическом управлении

В общем случае любая система управления состоит из двух основных частей: *объекта управления* (машина или отдельная операция) и *управляющего устройства* (аппарата). Система может управляться вручную или автоматически. Часто применяется дистанционное и полуавтоматическое управление. Система, в которой управление сводится только к регулированию объекта, называется *элементарной*. Элементарные системы нашли широкое распространение в качестве элементарных регуляторов давления и расхода как прямого, так и непрямого действия (см. 12, 15.6).

Состояние объекта управления характеризуется рядом величин x, y, z, w , из которых одни являются *контролируемыми*, т. е. измеряемыми в процессе управления, другие — *неконтролируемыми*. Контролируемые величины y , по которым ведется управление, называются *управляемыми*, или в элементарной системе, — *регулируемыми*. Величины x , которые управляют объектом, называются *управляющими*. Воздействия, не зависящие от управляющего устройства, называются *возмущениями*. Возмущения подразделяются на два вида: *нагрузка* z и *помехи* w . Если в объект входят только по одной из указанных величин x, y, z, w , то его называют *односвязным* или *простым* (рис. 16.1, а), если большее число каждой величины — *многосвязным* или *сложным* (рис. 16.1, б).

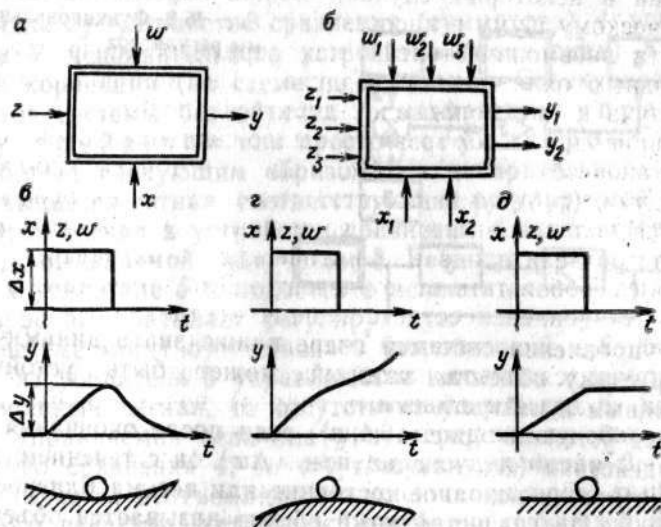


Рис. 16.1. Объекты управления и их устойчивость

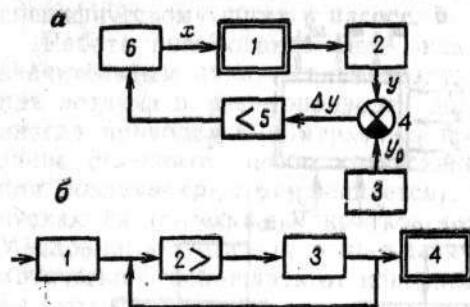
В общем случае характеристика объекта описывается статическим уравнением $y = f(x, y, z, w)$. Если хотя бы одна из этих величин зависит от времени t , то характеристика называется динамической. Если указанное уравнение является линейным, то и вся система управления — линейная, если нет — нелинейная.

Все системы управления разделяются на *разомкнутые* и *замкнутые*. Первые — более простые.

В разомкнутых системах управляющее воздействие x задается без учета действительного значения управляемой величины y . Управление при этом — жесткое, по программе. В такой системе должны отсутствовать влияния неконтролируемых возмущений w . Разомкнутые системы применяются для стабилизации управляемой величины y или программного управления ею по жесткой программе, а также для дистанционного управления. Элементной базой этой системы является практически вся рассмотренная выше гидро- и пневмоаппаратура (см. 12 и 15.6).

В замкнутых системах управляющее воздействие x формируется в непосредственной зависимости от управляемой величины y . Обычно эта зависимость осуществляется через обратную связь (связь между последующими и предыдущим по направлению воздействия звеном в системе управления), назначение которой — исключить перерегулирование объекта. Эта система может применяться без ограничений для управления любыми объектами, в частности, в следящих системах и в системах с самонастройкой на оптимум управляемой величины.

Рис. 16.2. Функциональные схемы регулятора



При управлении системой очень важно знать динамическую характеристику объекта, который может быть устойчивым, неустойчивым и нейтральным.

Объект *устойчив* (рис. 16.1, в), если после окончания внешнего воздействия (Δx , или Δz , или Δw) он с течением времени возвратится в исходное состояние или весьма близкое к нему ($\Delta y \rightarrow 0$). Иногда устойчивый объект называется объектом с *самовывравниванием*. Механическим аналогом такого объекта является шарик на вогнутой поверхности.

В *неустойчивом* объекте по окончании воздействия (Δx , или Δz , или Δw), каким бы малым оно ни было, управляемая величина продолжает изменяться и не возвращается в исходное состояние (рис. 16.1, г). Механический аналог — шарик на выпуклой поверхности.

Нейтральным объектом называется такой, в котором после окончания воздействия (Δx , или Δz , или Δw) устанавливается новое, отличное от первоначального, значение y . Последнее зависит только от произведенного воздействия (рис. 16.1, д). Механический аналог — шарик на горизонтальной плоскости.

Статические характеристики имеют только устойчивые объекты. Неустойчивые объекты без дополнительных специальных устройств, делающих систему искусственно устойчивой, — неуправляемые.

Графически системы управления могут быть представлены двумя схемами — структурной и функциональной. *Структурной* называется схема, в которой каждой математической операции преобразования сигнала управления соответствует определенное звено. Структурные схемы изучают в специальных дисциплинах по теории автоматического управления.

Функциональной схемой называется такая, в которой каждому функциональному элементу системы соответствует определенное звено. Характерным примером функциональной схемы является схема гидропривода (см. рис. 10.1).

Рассмотрим типовую функциональную схему системы регулирования (рис. 16.2, а), состоящую из объекта регулирования 1, измерительного устройства 2, устройства задания уставки

(задатчика 3), устройства сравнения (сумматора) 4, усилителя сигнала 5, исполнительного устройства (механизма) 6 и устройства коррекции (на схеме не показано). Совокупность всех элементов системы без объекта 1 называется управляющим устройством или просто регулятором. Регулятор работает следующим образом. Из измерительного устройства 2 выдается сигнал, соответствующий регулируемой величине y . Этот сигнал в устройстве сравнения 4 вычитается из уставки y_0 , выдаваемой задатчиком 3. Разность $\Delta y = y_0 - y$ усиливается в усилителе 5 и подается в исполнительное устройство 6, которое вырабатывает регулируемую величину x .

В системе могут отсутствовать устройства 2 и 6. Если на выходе из усилителя 5 управляющая величина x имеет достаточно мощный сигнал, то отсутствует устройство 6. Если выходная управляемая величина y непосредственно подается на устройство сравнения 4, то отсутствует устройство 2. Усилитель 5 является неотъемлемым элементом каждого регулятора непрямого действия. Устройство коррекции улучшает характеристики системы. Связь между звеньями 2, 5, 6 называется обратной и также является неотъемлемым элементом всякой замкнутой системы. Сигналы измерительных и усилительных устройств могут быть непрерывными или дискретными, а устройство сравнения — соответственно аналогового или цифрового типа.

В системах гидропневмоавтоматики элементы 2, 3, 4 иногда объединяют в один чувствительный элемент, а функциональную схему регулятора представляют упрощенно (рис. 16.2, б): 1 — чувствительный элемент, 2 — гидропнеумоусилитель, 3 — гидропневмодвигатель, 4 — объект регулирования. Между объектом 4 и чувствительным элементом 1 показана обратная связь.

Чаще всего регуляторы называют по типу гидроусилителя, которые могут быть золотниковыми, дроссельными и струйными.

16.3. Регуляторы с гидроусилителями

Регуляторы с гидроусилителями применяются, как правило, в замкнутых системах. Устойчивость системы автоматического управления — необходимое, но недостаточное условие рациональности ее применения. Важно также, чтобы управление было качественным. К основным показателям качества относятся: точность управления, оцениваемая рассогласованием между заданной командой и ее выполнением; быстродействие управления, оцениваемое временем обработки сигнала на управление; плавность протекания переходных процессов, оцениваемая степенью перерегулирования объекта в процессе управления.

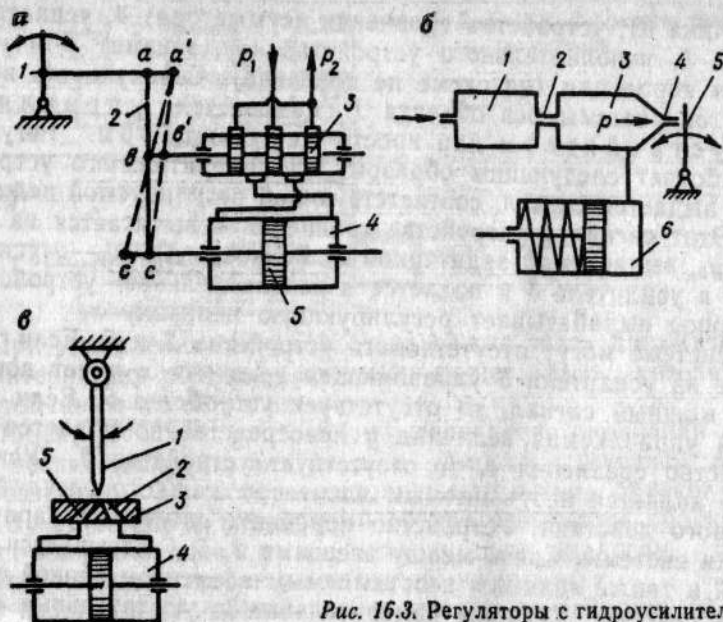


Рис. 16.3. Регуляторы с гидроусилителями

Важный показатель для регуляторов — коэффициент усиления гидроусилителя — отношение мощности на выходе усилителя к мощности на входе. Практически это отношение можно определить как отношение мощности на входе исполнительного механизма регулирующего органа к мощности на выходе чувствительного элемента. Значение коэффициента для гидроусилителей обычно колеблется от нескольких сотен до нескольких десятков тысяч единиц.

16.3.1. Регуляторы с золотниковыми гидроусилителями

Основным элементом золотникового гидроусилителя является дросселирующий золотниковый распределитель, который сочетает функции дросселя переменного сопротивления и распределительного устройства. Дросселируя поток жидкости, идущий к гидродвигателю, золотник изменяет значение давления последнего, а следовательно и усилие, перемещающее регулирующий орган. Изменение направления движения жидкости распределителем позволяет реверсировать исполнительный орган. Распределители обычно выполняются разгруженными, что повышает чувствительность регулятора.

Рассмотрим схему регулятора с золотниковым гидроусилителем (рис. 16.3, а).

Чувствительный элемент, воздействуя на рукоятку 1, приводит в движение золотник 3. К золотниковому распределителю

подключены напорная линия (давлением p_1) и сливная (давлением p_2). Распределитель, в свою очередь, соединен гидролинией с цилиндром 4, который является гидродвигателем исполнительного органа. При повороте рукоятки 1 вправо рычаг 2, повернувшись относительно точки с по часовой стрелке на величину aa' , сместит золотник 3 также вправо, благодаря чему жидкость начнет поступать в правую полость гидроцилиндра, а из левой будет вытесняться в сливную линию. Поршень 5 гидроцилиндра под давлением переместится влево и повернет рычаг 2 относительно точки a' из положения в точке b' в исходное положение — точка b . При этом золотник 3 также сместится влево и перекроет окна в гильзе корпуса золотника — жидкость перестанет поступать в гидроцилиндр 4. Таким образом, рычаг 2 выполняет функции обратной связи. При повороте рукоятки управления 1 влево поршень гидроцилиндра начнет перемещаться вправо. Следовательно, поршень гидроцилиндра будет «следить» за перемещением золотника, а с помощью рычага 2 будет осуществляться жесткая обратная связь между поршнем 5 и золотником 3. Причем, благодаря обратной связи поршень все время стремится уменьшить рассогласование между своим движением и движением золотника. В этом заключается главная особенность системы регулирования с обратной связью.

Существует целый ряд других систем автоматического регулирования с золотниковым усилителем иных конструкций [9, 10]. Все они имеют высокую точность и быстродействие, но недостаточную плавность регулирования. Коэффициент усиления обычно не превышает нескольких сотен единиц. Регуляторы с золотниковыми усилителями широко применяются в машиностроении. В горной практике их используют для управления тормозными системами шахтных подъемных машин и ледоков.

16.3.2. Регуляторы с дроссельными гидроусилителями

В литературе по автоматическому управлению усилитель такого регулятора чаще упоминается под названием «сопло-заслонка». Регулятор (рис. 16.3, б) состоит из камеры 1 подвода жидкости от источника питания, дросселя 2 постоянного сопротивления, камеры 3 питания гидродвигателя исполнительного механизма, сопла 4 и заслонки 5. Сопло и заслонка образуют регулируемый дроссель. Камера 1 предназначена для поддержания постоянного давления перед гидроусилителем. В некоторых случаях ее заменяет редукционный клапан. Дроссель 2 уменьшает расход жидкости в системе и совместно с камерой 1 поддерживает постоянное давление перед регулируемым дросселем. При наличии редукционного клапана дроссель 2 отсутствует.

Из камеры 3 часть подаваемой в усилитель жидкости поступает в гидроцилиндр 6, а часть идет на слив через зазор между соплом и заслонкой. Чем больше этот зазор, тем больше уходит жидкости на слив и меньше поступает на перемещение поршня цилиндра 6. Величина зазора зависит от положения заслонки, которая перемещается чувствительным элементом регулятора, и обычно составляет 0,01—0,03 мм.

При перемещении заслонки изменяется давление p в камере 3, что вызывает перемещение поршня цилиндра 6. Таким образом, шток поршня (выходное звено регулятора) «следит» за движением заслонки (входного звена). Как и в регуляторах с золотниковым гидроусилителем, здесь можно ввести обратную связь между штоком гидроцилиндра и заслонкой.

Регуляторы с дроссельными гидроусилителями отличаются высокой точностью и плавностью. Недостатком их является большой расход жидкости через сопло, а следовательно, низкая экономичность. На принципе действия этого регулятора работают устройства, уравнивающие осевые усилия в роторах секционных центробежных насосов и турбокомпрессоров.

16.3.3. Регуляторы со струйными гидроусилителями

Основным элементом такого регулятора является полая трубка 1 с конически сходящимся насадком на конце (рис. 16.3. в). К трубке подводится жидкость с постоянным давлением (0,4—0,8 МПа) и расходом $(0,05 \div 0,13) 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ (3—8 л/мин) [11].

Струя жидкости, с большой скоростью (25—30 м/с) вытекающая из насадка, попадает на плитку 3 с приемными соплами 2 и 5. Последние представляют собой конически расходящиеся каналы, поэтому скоростной напор в них преобразуется в статический. Приемные отверстия 2 и 5 соединены гидролиниями с цилиндром 4, который является гидравлическим двигателем исполнительного органа. Если конец струйной трубки расположен посредине между приемными соплами 2 и 5, то давление в них, а следовательно, и в цилиндре по обе стороны поршня, будет одинаковым, и шток поршня останется неподвижным. При смещении трубки из симметричного положения относительно отверстий 2 и 5 (под действием импульса от чувствительного элемента) струя жидкости поступит в одно из этих отверстий и далее в соответствующую полость цилиндра 4. Поршень начнет перемещаться, вытесняя жидкость из противоположной полости цилиндра через соответствующее отверстие 2 или 5. Для устранения реактивного действия струи, выходящей из приемных отверстий, на трубку 1 плитку 3 располагают на некотором удалении от конца трубки, а оси отверстий 2 и 5 выполняют в разных плоскостях, не совпадающих с плоскостью кача-

ния трубки 1. Обычно мощность входного сигнала, воздействующего на перемещение струйной трубки, меньше мощности на выходе регулятора в несколько десятков тысяч раз. Регуляторы обладают высокой точностью и плавностью, но мало экономичны. Они широко применяются в системах автоматического регулирования различных технологических процессов, в частности, в защите шахтных турбокомпрессоров от неустойчивых режимов (антипомпажная защита) [13].

Если при заданной точности гидроусилитель не обеспечивает достаточной выходной мощности для управления исполнительным органом, то применяют регулятор с двухкаскадным гидроусилителем, в котором последовательное усиление входного сигнала происходит дважды. Причем, чаще всего ступени гидроусилителя выполняются неоднотипными. Например, двухкаскадный гидроусилитель типа УДКГ-2 состоит из первичного струйного усилителя, в котором вместо приемной сопловой плитки установлен вторичный золотниковый усилитель (сопловые отверстия находятся непосредственно в корпусе золотника). Первичный гидроусилитель создает только усилие, необходимое для перемещения золотника. Чтобы уменьшить расход рабочей жидкости, ее подводят к трубке первичного гидроусилителя под давлением около 0,3—0,5 МПа. Ко вторичному золотниковому гидроусилителю жидкость подводят уже под давлением 0,8—1,2 МПа. Двухкаскадные гидроусилители этого типа применяют в регуляторах подачи шахтных турбокомпрессоров [13].

В практике используются также регуляторы с трехкаскадными гидроусилителями [10, 11].

16.4. Применение гидропривода в горной промышленности

Основу современного очистного комплекса составляют гидрофицированная крепь, узкозахватный очистной комбайн (иногда струг), скребковый конвейер и крепь сопряжения. В каждом из этих элементов неотъемлемой частью конструкции является гидропривод: гидропривод с гидроцилиндрами — во всех механизированных крепях; гидропривод с гидромотором — почти в каждом механизме подачи очистного комбайна; гидромуфты — в скребковых конвейерах [12].

Гидропривод с гидроцилиндрами широко применяется также в проходческих комбайнах и буровых станках, гидропривод с гидромоторами — в проходческих и нарезных комбайнах, в некоторых предохранительных лебедках.

Механизированная гидрокрепь очистного комплекса питается рабочей жидкостью от унифицированной насосной станции, установленной в штреке, просеке или другой аналогичной горной выработке. Наибольшее распространение получила на-

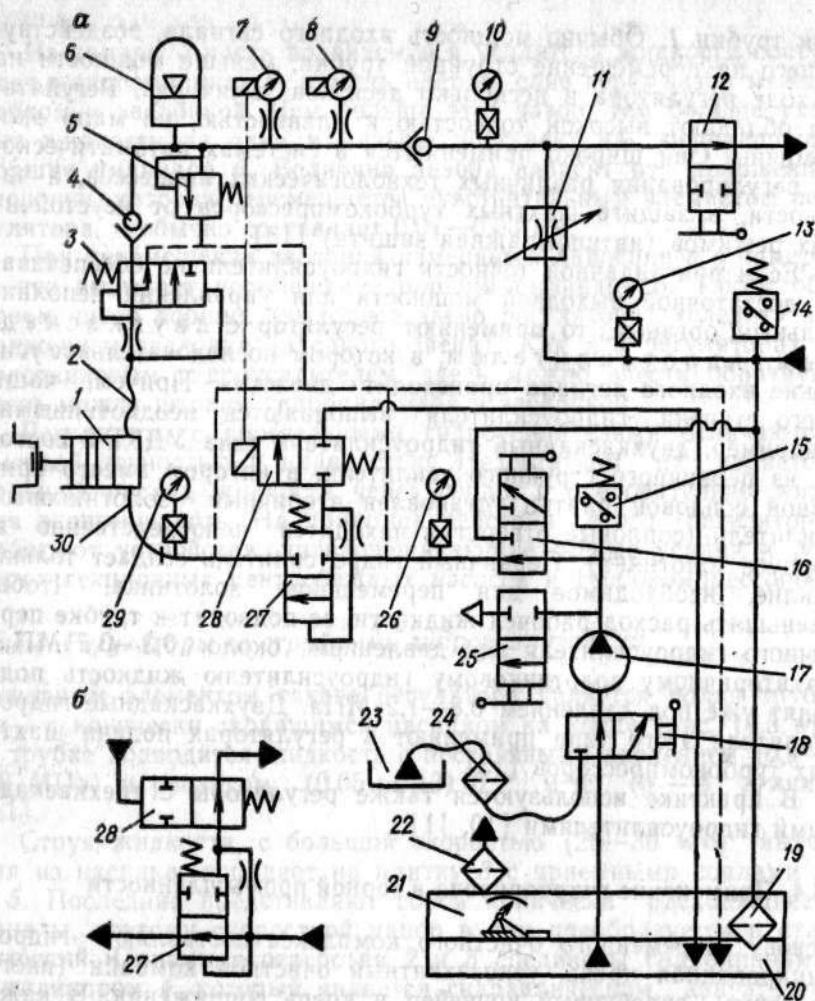


Рис. 16.4. Гидравлическая схема насосной станции СНТ-32

сосная станция типа СНТ-32 [8, 12], состоящая из двух насосных установок — высокого и низкого давления (рис. 16.4). Установки расположены на платформах (каждая — на своей) и соединены между собой шлангами.

Установка высокого давления состоит из насоса и приводного двигателя. Горизонтальный трехплунжерный эксцентриковый насос 1 с номинальной подачей 30 л/мин, давлением 32 МПа, мощностью 55 кВт и КПД 0,87 имеет свободные плунжеры, не связанные жестко с приводным эксцентриковым механизмом (см. рис. 11.2). При наличии подпора на входе в насос не менее 0,3 МПа плунжеры прижимаются указанным дав-

лением к толкателям шатунов и составляют с ними как бы единое целое. Насос в этом случае обеспечивает нормальную подачу жидкости. При недостаточном давлении подпора плунжеры теряют контакт с толкателями, и подача насоса прекращается — насос работает вхолостую, почти не потребляя энергии.

Установка низкого давления (подпиточная) предназначена для автоматического управления работой насоса высокого давления. Основными ее элементами являются: центробежный насос 17, клапаны автоматического управления плунжерами 27 и 28, разгрузочный клапан 3, гидробак 20, гидроаккумуляторы 6, фильтры 19, направляющая, регулирующая и измерительная аппаратура.

Центробежный насос 17 (200 л/мин; 0,45 МПа; 2480 мин⁻¹; 4,5 кВт) предназначен для создания необходимого подпора при работе насоса высокого давления. В отличие от объемных центробежный насос имеет не жесткую напорную характеристику, поэтому может нормально работать не только при номинальной подаче, но и при подаче близкой к нулевой, что очень важно в данной системе при переводе насоса высокого давления на холостой ход.

Клапан автоматического управления плунжерами насоса 1, по существу, состоит из двух клапанов — основного 27 и вспомогательного (управляющего) 28. Последний может быть выполнен в двух вариантах — с электромагнитным управлением от электроконтактного манометра 7 или с гидравлическим управлением (рис. 16.4, б).

При электрическом управлении (см. рис. 16.4, а) оба клапана 27 и 28 до поступления сигнала к электромагниту закрыты. Включенный электромагнит, преодолевая сопротивление пружины клапана 28, открывает его, соединяя тем самым линию управления клапана 27 со сливной гидролинией. Из-за перепада давления на дросселе клапана 27 сила давления жидкости на нижний торец этого клапана превышает суммарную силу давления пружины и пониженного давления жидкости после дросселя. В результате этого клапан 27 открывается, и рабочая жидкость от насоса 17 через клапан 27 и гибкий шланг 30 подводится к насосу 1. При снятии сигнала от манометра 7 электромагнит клапана 28 обесточивается, и клапан под действием пружины закрывается. После закрытия клапана 28 давление жидкости на торцах запорного элемента клапана 27 выравнивается, и он под действием пружины также закрывается.

Электроконтактный манометр 7 настраивают таким образом, чтобы электромагнит клапана 28 включался при давлении 26 МПа и выключался при давлении 32 МПа. Частого включения и выключения клапана 28 при этом не происходит благодаря наличию в системе гидропневмоаккумуляторов 6.

При гидравлическом управлении (см. рис. 16.4, б) электромагнитный манометр 7 в схеме отсутствует, а импульс на управление клапаном 28 поступает непосредственно от гидромагистральной высокого давления (из той же точки, где стоял манометр 7). Если сила давления жидкости на клапан не превышает силы сжатия пружины, то клапан 28 открыт, а следовательно, открыт и клапан 27. В итоге, насос 1 получает подпор от насоса 17. Если сила давления жидкости на клапан превысит силу сжатия пружины клапана 28, он закроется, а следовательно, закроется и клапан 27. Насос 1 начнет работать вхолостую при работающем насосе 17. Верхнее давление срабатывания клапана 28 равно 32 МПа, нижнее — на 20% меньше.

Манометры 26 и 29 показывают значения давления перед и после клапана 27. При открытом клапане 27 они регистрируют практически одинаковое давление после насоса 17 и перед насосом 1, а при закрытом — манометр 26 показывает давление насоса 17, а манометр 29 — на нуле.

Дренажная гидролиния после клапана 27 предназначена для слива жидкости из низконапорного шланга 30 при неработающем насосе 1, а перед клапаном 27 — для слива рабочей жидкости после насоса 17 в сливную гидролинию во избежание перегрева жидкости при неработающем насосе 1 в течение длительного времени. Разумеется, утечки через дренаж будут и при работающем насосе 1, однако они не будут влиять на его работу, так как подача насоса 1 значительно меньше подачи насоса 17, а давление последнего мало изменяется при изменении подачи.

Разгрузочный клапан 3 предназначен для сброса рабочей жидкости из высоконапорного шланга 2 и насоса 1 после его выключения. Это, как и дренаж перед насосом 1, предотвращает стук плунжеров о толкатели во время работы насоса вхолостую. При работе насоса 1 под нагрузкой золотник клапана 3 силой давления жидкости сжимает пружину и открывает проход рабочей жидкости в гидромагистраль через обратный клапан 4. При выключении насоса 1 пружина клапана 3 возвращает золотник в исходное положение и, таким образом, сообщает насос 1 с дренажной гидролинией. Обратный клапан 4 при этом исключает утечки рабочей жидкости из гидромагистральной.

Обратный клапан 9 предназначен для отсечки гидромагистральной от насосной станции и дублирует клапан 4. Манометр 10 показывает давление в гидромагистральной. Предохранительный клапан 5 предназначен для защиты станции от высоких давлений. Давление настройки клапана — 36 МПа.

Электроконтактный манометр 8 предназначен для защиты станции от чрезмерно низких давлений (например, при разрывах гидромагистральной), а также от чрезмерно больших (в этом

случае он дублирует предохранительный клапан 5). Давление настройки этого клапана: нижнее — 2÷4 МПа, верхнее — 38 МПа. В обоих случаях контактный манометр 8 отключает двигатели насосов.

Реле давления 15 предотвращает работу насосов в режимах с отклонениями от нормального. При давлении менее 0,3 МПа реле 15 отключает двигатели насосов.

Контроль состояния фильтров 19 осуществляется манометром 13 и реле давления 14. При засорении фильтров и повышении давления перед ними свыше 0,3 МПа реле 14 отключает двигатели насосов.

Крановый распределитель 12 предназначен для отключения станции от напорной гидромагистральной при выполнении ремонтно-профилактических работ на станции. Дроссель 11 служит для разгрузки напорной гидромагистральной от давления жидкости при ремонтных работах, а также для проверки зарядки гидроаккумуляторов, нагружения станции в предпусковом опробовании, заливки жидкости в бак 20 из напорной магистральной соседней станции. Крановый распределитель 18 предназначен для отключения насоса 17 от бака 20 при ремонтных работах. С помощью этого распределителя также производят заполнение гидробака 20 рабочей жидкостью из посторонней емкости 23 через шланг с фильтром 24. При этом необходимо соответствующим образом переключить распределитель 16.

Кран 25 служит для выпуска воздуха из насоса 17, а фильтр-сапун 22 — для выравнивания давления воздуха в гидробаке 20 с давлением окружающей среды. Вместимость бака 1600 л. В баке расположен поплавковый уровень 21.

Для включения станции необходимо нажать кнопку «Пуск» и удерживать ее в нажатом состоянии 2—3 с. Этого времени достаточно для создания давления подпитки более 0,3 МПа и достижения давления в гидромагистральной более 2—4 МПа. При этом размыкается контакт нижнего давления манометра 8, давление в станции медленно нарастает до верхнего предела, а сама станция работает автоматически.

Как упоминалось выше, большинство очистных комбайнов имеет гидравлическую систему перемещения. Существует несколько типов принципиально разных механизмов подачи (1Г405, Урал 37 и др.). Считается, что наиболее перспективными из них являются механизмы подачи комбайнов типа РКУ [12], обладающие рядом преимуществ: бесцепная цевочная система с двумя механизмами подачи и тормозная система, обеспечивающая работу комбайна на наклонных пластах без предохранительной лебедки. Гидравлический механизм подачи позволяет плавно, бесступенчато регулировать скорость перемещения комбайна в широком диапазоне, надежно удерживать комбайн от сползания по конвейерному ставу на наклонных

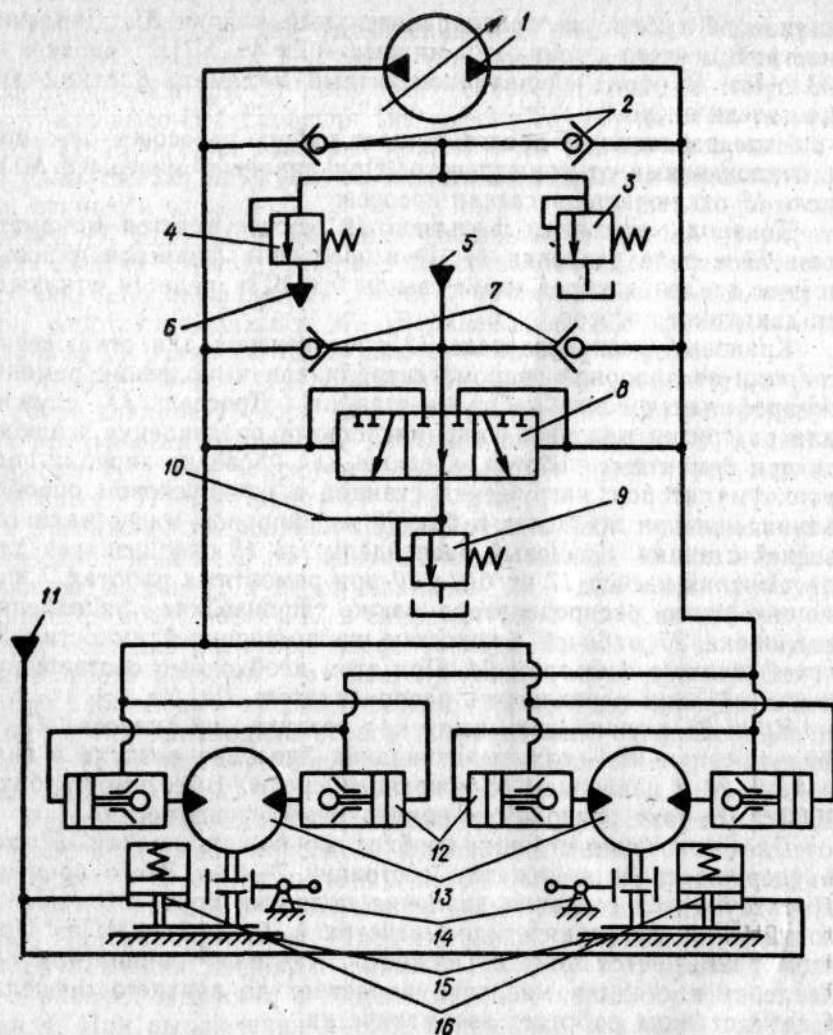


Рис. 16.5. Гидравлическая схема механизма подачи комбайна РКУ

пластах, управлять комбайном как автоматически, так и вручную. Основной насос данной системы снабжен нуль-установителем, а сама система обладает надежной защитой, оснащена устройствами охлаждения и очистки рабочей жидкости.

Рассмотрим гидравлическую схему комбайна РКУ (рис. 16.5, показана часть схемы).

Аксиально-поршневой насос 1 типа РНАС (номинальные значения параметров — 32 МПа, 178 л/мин, 1480 мин⁻¹, 102 кВт) работает в замкнутой системе циркуляции с двумя параллельно включенными аксиально-поршневыми гидромото-

рами 13. Каждый гидромотор через систему зубчатых передач приводит во вращение цевочное колесо, находящееся в зацеплении с цевочной рейкой, смонтированной на раме конвейера. Применение двух одинаковых механизмов подачи, расположенных по краям корпуса комбайна, повышает надежность его работы. Комбайн может перемещаться и при одном действующем механизме подачи.

Механизмы подачи снабжены тормозными системами, предназначенными для удержания комбайна от сползания по конвейерному ставу при нормальной работе и в аварийных ситуациях. Тормозная система каждого механизма продублирована и состоит из двух гидрозамков 12 и двух фрикционных муфт 15. Гидрозамки включены таким образом, что при любом направлении потока рабочей жидкости в линии гидропередачи один из них работает в качестве обратного клапана, а другой — в качестве гидрозамка. При выключении насоса 1, чрезмерном падении давления в гидроприводе, уменьшении перепада давления на гидромоторе 13 оба гидрозамка срабатывают и затормаживают ротор гидромотора.

При нормальной работе комбайна из гидролинии подпитки 11 насоса 1 подводится давление к гидроцилиндрам 16. Это давление сжимает пружины в гидроцилиндрах и тем самым растормаживает фрикционные муфты 15. При снятии давления в гидролинии 11 пружины гидроцилиндров разжимаются и затормаживают фрикционные муфты 15. Передача тормозного момента от фрикционных муфт к цевочным колесам осуществляется через роторы гидромоторов 13. Указанное торможение можно осуществить и вручную с помощью механизмов 14.

Подпитка основного насоса 1 рабочей жидкостью осуществляется от шестеренного насоса (на рисунке не показан) через гидролинию 5 и один из обратных клапанов 7, а именно, тот, который во время подпитки соединен со всасывающей гидролинией. Обратный клапан 7, подключенный к напорной гидролинии, закрыт в результате высокого давления создаваемого насосом 1.

Перед поступлением в гидропередачу из подпитки масло предварительно фильтруется и охлаждается. Отвод масла из гидропередачи для охлаждения и очистки осуществляется из всасывающей гидролинии через распределитель 8. Подключение распределителя к всасывающей гидролинии осуществляется автоматически под действием давления в нагнетательной гидролинии. Слив масла из гидрораспределителя происходит через подпорный клапан 9 (давление подпора 1 МПа). Этот клапан гидролинией 10 соединен также с системой управления насосом 1.

Защита гидропередачи от перегрузок (недопустимого давления) осуществляется предохранительным клапаном непосред-

го действия 3 (давление настройки 22,5 МПа), а подключение клапана 3 к напорной гидролинии — одним из обратных клапанов 2.

Предохранительный клапан 4 настроен на меньшее давление, чем клапан 3, и, по существу, выполняет функцию реле давления, так как при срабатывании он не сбрасывает жидкость из системы, а подает сигнал в гидролинию управления 6 насосом 1. При этом подача последнего автоматически снижается. Таким образом, клапан 3 открывается только в том случае, когда срабатывание клапана 4 не приводит по какой-либо причине к уменьшению давления в гидропередаче. Регулировать подачу насоса 1 можно и вручную.

Насос 1 снабжен нуль-установителем, который при каждой остановке насоса автоматически возвращает систему его регулирования в исходное состояние, соответствующее нулевой подаче. Таким образом, всякий последующий пуск насоса осуществляется с нулевой подачи, т. е. вхолостую.

16.5. Техника безопасности

При эксплуатации гидроприводов с высоким давлением (более 10 МПа) необходимо создать безопасные условия для обслуживающего персонала от поражения струей жидкости. Для этого ограждают кожухом все участки гидролиний, которые не заключены в общий корпус машины. При обнаружении внешних утечек жидкости немедленно останавливают насос и устраняют утечки. При высоком давлении в гидросистеме категорически запрещается для устранения утечек подтягивать соединения трубопроводов, штуцеры и т. д.

Гибкие рукава и шланги не должны перекручиваться в процессе эксплуатации. Контролировать их скручивание можно по продольным надписям основных параметров (диаметр, давление и т. д.), наносимым заводами-изготовителями. При обнаружении местных вздутий наружного покрова на рукавах и шлангах или при появлении хотя бы небольших утечек поврежденные участки немедленно заменяют новыми.

Запрещается эксплуатировать гидропривод высокого давления без манометра или при его неисправности. На шкале или корпусе манометра должна быть нанесена красная метка, соответствующая наибольшему допустимому давлению в этой точке. Контроль за давлением в гидромагистрали крепей допускается осуществлять по манометру, установленному на насосной станции, а на местах — по индикатору давления.

Следует периодически проверять работу предохранительных клапанов. В случае отклонения давления срабатывания клапана от настроечного более чем на 10% клапан должен быть заменен новым. Запрещается настраивать клапаны в шахтных

условиях. Настройка их должна производиться только на специальных стендах.

Гидроприводы с гидроаккумуляторами должны иметь устройства для отключения от гидросистемы. Гидропневмоаккумуляторы, работающие при давлении свыше 1,6 МПа, следует заряжать нейтральным газом.

Шум, возникающий при работе насосных агрегатов с установленной мощностью до 12,5 кВт, не должен превышать уровень звуковой мощности 75—95 дБ при частоте 63—8000 Гц, а с установленной мощностью свыше 12,5 кВт — 85—100 дБ при тех же частотах.

Если гидропневмопривод может работать в полуавтоматическом или автоматическом режиме, то на пульте управления должно быть предусмотрено устройство для переключения привода на ручное управление в наладочном режиме и соответствующая сигнализация об этом.

При соблюдении необходимых мер предосторожности от поражения высоконапорными струями работа с нефтяными маслами и другими жидкостями гидроприводов безопасна. Однако, при длительной работе с маслами необходимо пользоваться рукавицами или применять защитные мази, пасты для рук. Вскрытие тары с маслом нельзя производить инструментами, издающими при ударе искрообразование. После окончания работы с маслами необходимо вымыть руки теплой водой с мылом.

При загорании масел допускаются все средства тушения, кроме воды, поэтому в местах хранения масел и расположения насосных станций необходимо иметь огнетушители, ящики с песком и лопаты. Промасленную ветошь следует складывать в металлические ящики с крышками, которые необходимо систематически освобождать от использованной ветоши.

Предельно допустимая концентрация масляного тумана в воздушной среде составляет 5 мг/м³, предельно допустимая концентрация паров углеводородов масла в воздухе — 300 мг/м³.

Весьма опасны ожоги рабочей жидкостью. По этой причине категорически запрещается заменять плавкие защитные пробки в гидромуфтах неплавкими заглушками. Несоблюдение этого требования может привести к ожогам даже при соприкосновении с кожухом гидромуфты, а иногда и к возникновению пожара.

Все вращающиеся и быстродвижущиеся элементы гидропневмоприводов вне корпуса машины должны быть закрыты кожухами или, в крайнем случае, иметь ограждения.

Корпуса электродвигателей и их пусковую аппаратуру необходимо заземлять. Заземление должна иметь и шахтная пневматическая сеть, которая может попасть под напряжение при соприкосновении с оголенными кабелями, контактным про-

водом и т. д. Шахтная пневматическая сеть должна иметь такую коммутацию, чтобы ее можно было использовать для доставки воды при тушении пожаров.

При снятии нагрузки пневмодвигатель может развить недопустимо большие обороты. В целях предупреждения «разноса» такие пневмодвигатели снабжаются регулятором скорости (см. 15.3, 15.4).

Для снижения аэродинамического шума на пневмодвигателях необходимо устанавливать соответствующие глушители, конструкции которых должны быть рассчитаны также на улавливание попавшего в воздух масла.

Вопросы для самопроверки

1. Почему ухудшаются характеристики гидропривода при попадании воздуха в рабочую жидкость?

2. По каким параметрам рекомендуется контролировать загрузку гидропневмопривода? Почему?

3. К каким последствиям приводит перегрев рабочей жидкости гидропривода?

4. Перечислите возможные способы увеличения пускового момента (усилия) гидродвигателя.

5. Дайте определение системы управления. Приведите примеры таких систем.

6. Какими величинами в общем случае характеризуется система управления?

7. Дайте определение устойчивости объекта. Приведите пример.

8. В чем отличие структурной и функциональной схем управления?

9. В чем отличие замкнутой и разомкнутой систем управления? Приведите примеры той и другой системы.

10. Начертите и объясните функциональную схему регулятора.

11. Перечислите и объясните показатели качества регулятора.

12. Дайте определение обратной связи для регулятора.

13. Начертите и объясните схему регулятора с золотниковым гидроусилителем.

14. Сравните между собой регуляторы с золотниковым, дроссельным и струйным гидроусилителями.

15. Перечислите основные элементы насосной станции СНТ-32.

16. Как осуществляется разгрузка насоса высокого давления в станции СНТ-32?

17. Объясните по гидравлической схеме механизма подачи комбайна РКУ принцип действия гидравлических тормозов.

18. Почему запрещается тушение загоревшегося масла водой?

19. Почему запрещается устранять утечки в элементах гидропривода при наличии в нем высокого давления?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Альтшуль А. Д., Животовский Л. С., Иванов Л. П. Гидравлика и аэродинамика: Учеб. для вузов. — М.: Стройиздат, 1987.
2. Гидравлика, гидромашинны и гидроприводы: Учеб. для вузов/Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1982.
3. Емцев Б. Т. Техническая гидромеханика: Учеб. для вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1987.
4. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа: Учеб. для вузов. — 6-е изд., перераб. и доп. — М.: Наука, 1987.
5. Механика жидкости и газа: Учеб. для вузов/С. И. Аверин, А. Н. Минаев, В. С. Швыдкий, Ю. Г. Ярошенко. — М.: Металлургия, 1987.
6. Перекрестов А. В. Задачи по объемному гидроприводу. — Киев: Вища школа, 1983.
7. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник/Е. В. Герц, А. И. Кудрявцев, Л. В. Ложкин и др. — М.: Машиностроение, 1981.
8. Пономаренко Ю. Ф. Насосы и насосные станции механизированных крепей. — М.: Недра, 1983.
9. Сборник задач по машиностроительной гидравлике: Учеб. пособие для вузов/Д. А. Бутаев, З. А. Калмыкова, Л. Г. Подвиз и др. — 4-е изд., перераб. — М.: Машиностроение, 1981.
10. Свешников В. К., Усов А. А. Станочные гидроприводы: Справочник. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1988.
11. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам/Под общ. ред. Б. Б. Некрасова. — Минск, Высшая школа, 1985.
12. Хорин В. Н. Техника для выемки тонких пластов. — М.: Недра, 1984.
13. Цейтлин Ю. А., Мурзин В. А. Пневматические установки шахт. — М., Недра, 1985.
14. Чугаев Р. Р. Гидравлика (техническая механика жидкости): Учеб. для вузов. — 4-е изд., перераб. и доп. — Л.: Энергоиздат, 1982.
15. Штеренлихт Д. В. Гидравлика: Учеб. для вузов. — М.: Энергоатомиздат, 1984.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1. Физические свойства жидкостей [при $p_a = 101,3$ кПа ($B = 760$ мм рт. ст.) и $T = 293$ К ($t = 20^\circ\text{C}$)]

Жидкость	Плотность ρ , кг/м ³	Вязкость		Коэффициент		Поверхностное натяжение $\sigma \cdot 10^3$, Н/м
		динамическая $\mu \cdot 10^3$, Па·с	кинематическая $\nu \cdot 10^5$, м ² /с	объемного расширения $\beta \cdot 10^3$, °C ⁻¹	объемного сжатия $\beta_p \cdot 10^3$, Па ⁻¹	
Вода	998,2	1	1,006	0,2	0,49	72,3
Этиловый спирт	790	1,2	1,52	1,1	0,78	22,3
Ртуть	13 546	1,54	0,114	0,18	0,039	491
Глицерин	1260	1059	870	0,49	0,25	63,4
Керосин	820	2,05	2,5	0,96	0,77	26,1
Воздух	1,2	0,0179	14,9	—	—	—
Метан	0,668	0,0111	16,6	—	—	—

Примечания. 1. Значения ρ , μ и ν для воздуха и метана приведены при относительной влажности $\phi = 0,5$. 2. Для технических расчетов допускается принимать плотность воды $\rho_a = 1000$ кг/м³, плотность ртути $\rho_{рт} = 13\,600$ кг/м³.

Приложение 2. Физические характеристики рабочих жидкостей (масел), применяемых в гидроприводах

Масло	Кинематическая вязкость при $t = 50^\circ\text{C}$, мм ² /с сСт	Температура, °C		Плотность, кг/м ³
		вспышки (не ниже)	застывания (не выше)	
Индустриальное (ГОСТ 20799—75):				
И-12А	10—14	165	—30	880
И-20А	17—23	180		885
И-25А	24—27		—15	890
И-30А	28—33	190		895
И-40А	35—45	200		910
И-50А	47—55	300	—20	850
АМГ-10 (ГОСТ 6794—75)	10	92	—70	884
Трансформаторное (ГОСТ 982—80)	9,6	135	—45	
Веретенное АУ	12—14	163		888—896
Турбинное:				
22	20—23	180	—15	900
30	28—32		—10	
46	44—48	195		

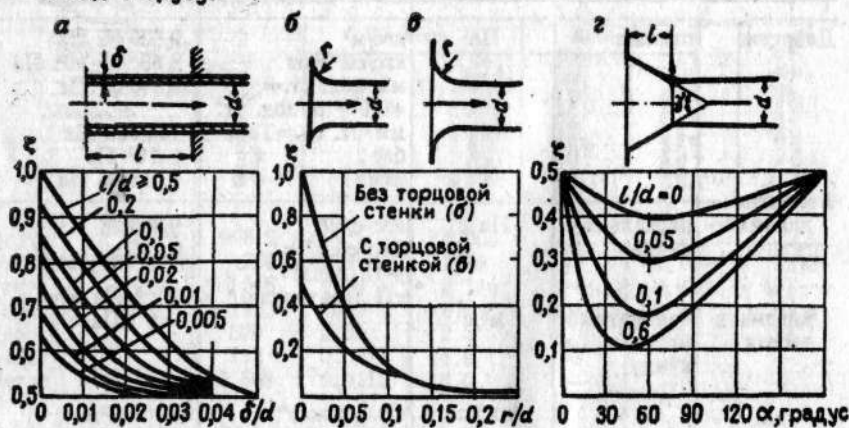
Приложение 3. Обозначение физических величин и их единиц

Наименование		Обозначение (русское) единицы		Соотношение с единицей, не входящей в СИ
величины	единицы СИ	СИ и кратных от нее	не входящей в СИ	
Давление	паскаль	Па	кгс/м ² кгс/см ² =ат мм вод. ст.= =10 ⁻³ м вод. ст. мм рт. ст.=Торр бар атм	9,806 65 Па 9,806 65 · 10 ⁴ Па 9,806 65 Па 133,322 Па 1 · 10 ⁵ Па 1,013 25 Па
Вязкость: динамическая	паскаль-секунда	Па · с	кгс · с/м ² дин · с/см ² = =П (пуаз)* сП (сантипуаз)*	9,806 25 Па · с 0,1 Па · с 10 ⁻³ Па · с= =1 мПа · с
кинематическая	квадратный метр в секунду	м ² /с	см ² /с мм ² /с	10 ⁻⁴ м ² /с 10 ⁻⁶ м ² /с
			Ст (стокс)* сСт (сантистокс)*	10 ⁻⁴ м ² /с 10 ⁻⁶ м ² /с

* Наименование единицы, не входящей в СИ.

Приложение 4. Виды и коэффициенты местных сопротивлений
(при квадратичном законе сопротивлений)

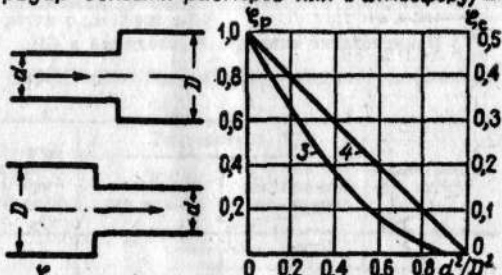
1. Вход в трубу:



2. Выход из трубы (в резервуар больших размеров или в атмосферу) — $\zeta = 1$.

3. Внезапное расширение:

$$\zeta_p = \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right]^2$$



4. Внезапное сужение:

$$\zeta_c = 0,5 \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right]$$



5. Плавное расширение:



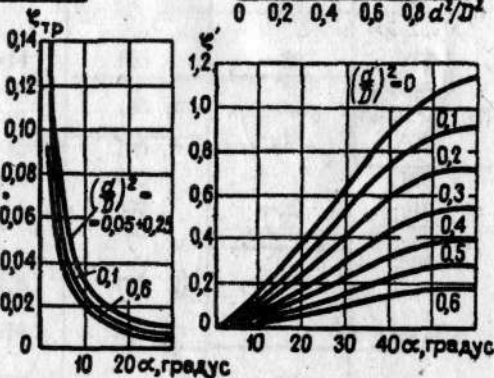
$$\zeta = \zeta' + \zeta_{тр}$$

6. Плавное сужение:

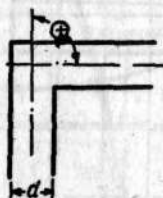


$$\zeta = \zeta'' \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right] + \zeta_{тр}$$

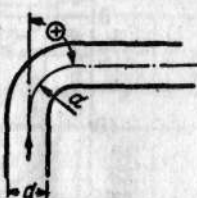
(Значение ζ'' определяется как ζ из графика 1з)



7. Колено



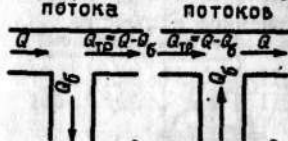
8. Отвод



(при $\Delta/d > 0,0005$)

9. Тройники:

а-разделение потока б-слияние потоков

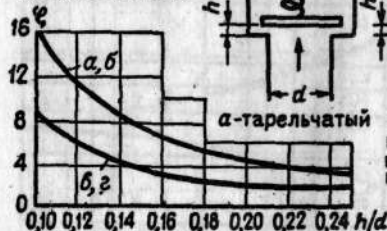


$$H_{\text{пот.б}} = \xi_b \frac{v^2}{2g}; H_{\text{пот.тр}} = \xi_{\text{тр}} \frac{v^2}{2g},$$

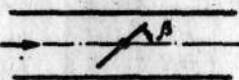
$$\text{где } v = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

(индексы: б - поток в боковом отверстии; тр - транзитный поток).

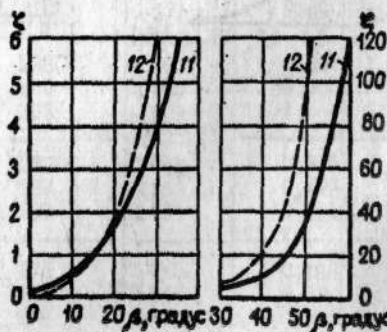
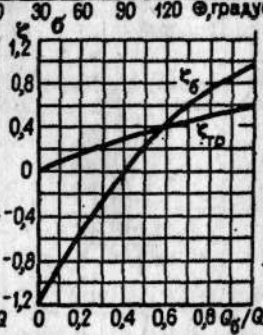
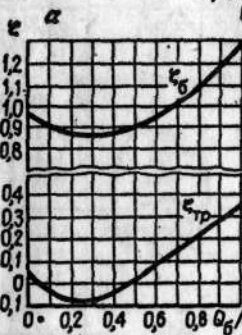
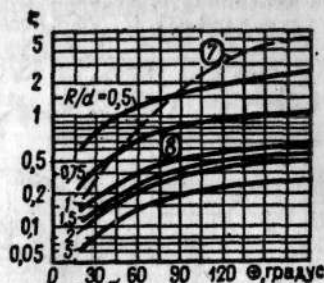
10. Клапаны:



11. Клапан дроссельный



12. Кран пробочный



13 Вентили:
а - стандартный



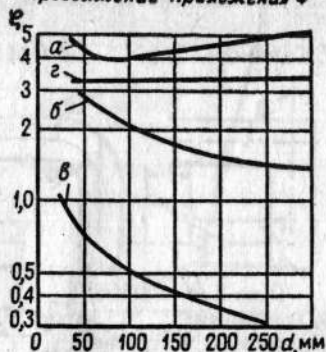
б - "косва"



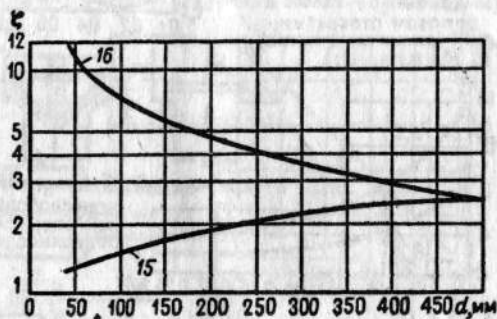
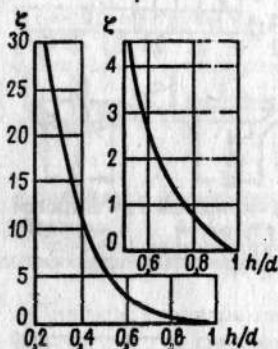
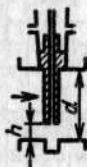
в - прямоточный



г - "рей"



14 Задвижка "Лудло" 15 Обратный клапан 16. Приемное устройство (сетка с обратным клапаном)



Приложение 5. Обобщенные параметры для расчета неновых стальных бесшовных горячекатаных и электросварных прямошовных водопроводных труб (при квадратичном законе сопротивления и $v \geq 1,2$ м/с)

Размеры трубы, мм					Коэффициент Дарси $\lambda \cdot 10^4$	Обобщенные параметры		
d_y	d_n	s	$d_{вн}$	d_p		$K^2 \cdot 10^3$, м ⁶ /с ²	$A_{дл}$, с ² /м ⁶	A_m , с ² /м ⁶
50	70	2,5	65	64	479	0,272	3690	4925
		3	64	63	481	0,249	4010	5245
		3,5	63	62	484	0,229	4360	5590
75	89	3	83	82	445	1,01	991	1830
		3,5	82	81	446	0,945	1060	1920
		4	81	80	448	0,885	1130	2020
100	121	3,5	114	113	404	5,52	181	507
		4,5	112	111	406	5,02	199	544
		5,5	110	109	408	4,56	219	585
125	140	3,5	133	132	336	12,6	79,5	272
		5	130	129	388	11,1	89,7	298
		7	126	125	392	9,4	106,0	338
150	168	4	160	159	365	33,7	29,6	129
		6	156	155	367	29,5	33,9	143
		8	152	151	370	25,7	39,0	159
200	219	5	209	208	336	140	7,14	44,1
		7	205	204	338	126	7,91	47,7
		10	199	198	341	108	9,27	53,8
250	273	6	261	260	315	457	2,19	18,1
		8	257	256	316	421	2,37	19,2
		11	251	250	318	371	2,69	21,2
300	325	7	311	310	298	1 160	0,861	8,95
		10	305	304	300	1 050	0,955	9,67
		14	297	296	303	909	1,1	10,76
350	377	7	363	362	285	2 640	0,379	4,81
		11	355	354	287	2 350	0,426	5,26
		15	347	346	289	2 080	0,481	5,76
400	426	8	410	409	275	5 040	0,198	2,95
		12	402	401	276	4 540	0,22	3,2
		18	390	389	279	3 870	0,259	3,61

Примечания. 1. λ , K^2 , $A_{дл}$, A_m вычислены по формулам Шевелева для расчетных диаметров $d_p = d_n - 2s$ — $d_{вн} - 1$. 2. При скорости потока $v < 1,2$ м/с приведенные в таблице λ и $A_{дл}$ необходимо умножить, а K^2 разделить на поправочный коэффициент k_1 :

v , м/с	1,1	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2
k_1	1,014	1,027	1,043	1,062	1,085	1,114	1,152	1,204	1,281	1,408

Приложение 6. Графические обозначения элементов гидравлических и пневматических сетей

Наименование элемента	Графическое обозначение	Наименование элемента	Графическое обозначение
Насос:		Регулятор расхода	
постоянной подачи:		Делитель потока	
с одним направлением потока		Сумматор потока	
с двумя направлениями потока		Фильтр	
с переменной подачей с двумя направлениями потока		Теплообменный аппарат:	
Гидромотор:		охлаждатель	
нерегулируемый:		нагреватель	
с одним направлением потока		Гидробак:	
с двумя направлениями потока		открытый под атмосферным давлением	
регулируемый с двумя направлениями потока		закрытый с давлением: выше атмосферного	
Распределитель:		ниже атмосферного	
четырёхлинейный двухпозиционный с ручным управлением		Гидроаккумулятор:	
четырёхлинейный трехпозиционный с гидравлическим управлением		общее обозначение	
то же, с электрическим управлением		грузовой	
Обратный клапан		пружинный	
Логический элемент:		пневматический	
"И"		Компрессор	
"ИЛИ"		Пневмодвигатель	
Предохранительный клапан		Клапан быстрого выпуска	
Редукционный клапан		Пневмореle трисомбраице	
Дроссель регулируемый			

- Активный диаметр 251
- Аппарат теплообменный 218
- Аксиомы теории размерностей 70
- Баланс мощности гидрпередачи 155
- Вискозиметр 13
- Вихревая линия 44
 - нить-шнур 44
- Вихрь 43
- Водослив 137
- Воздухосборник 270
- Высота всасывания вакуумметриче-
ская 184
 - — геометрическая 106, 107, 182
 - — допустимая 184
 - — нагнетания геометрическая 106
- Вязкость жидкости 12, 82
 - динамическая 13, 79
 - кинематическая 13
 - турбулентная 91
 - условная 14
- Гидравлическая крупность 142, 145
- Гидравлический удар 126, 167
 - уклон 65
- Гидроаккумулятор 219
- Гидроаппарат 149, 194, 238
- Гидроаппаратура направляющая 194
 - регулирующая 194
- Гидробак 218, 238
- Гидродвигатель 151, 237
 - поворотный 160
- Гидродинамика 52
- Гидроемкость 149, 218
- Гидрозамок 201, 202
- Гидроимпульсатор 127
- Гидролиния 149, 219, 220
- Гидромашина 151
 - винтовая 160
 - гидродинамическая 153
 - объемная 153
 - многократного действия 161
 - однократного действия 161
 - пластинчатая 160
 - поршневая 159
 - роторная 160
 - шестеренная 160, 174
 - циклического действия 161
- Гидромотор 160, 189, 237
- Гидромуфта 244, 252
 - предохранительная 260, 262
 - нерегулируемая 260, 261
 - регулируемая 260
- Гидроочиститель 215
- Гидропередача 149
 - гидродинамическая 154
 - объемная 154
- Гидропривод 222, 291
 - аккумуляторный 148
 - магистральный 148
 - насосный 148
- Гидростатика 16
- Гидротрансформатор 243
- Гидроусилитель 299, 301, 302
- Гидроцилиндр 160, 190, 191, 237
- Гладкость относительная 92
- Глушитель шума 270
- Градус условной вязкости 14
- График подачи 167
- Давление абсолютное 23
 - гидромотора 187
 - динамическое 67
 - избыточное 24, 185
 - манометрическое 24, 31, 185
 - насоса 162
- Делитель потока 213, 214
- Депрессия естественной тяги 30
- Двигатель реактивный 283
- Движение вихревое 43

- вращательное 42
- ламинарное 88
- неравномерное 45
- неустановившееся 42, 121
- плавноизменяющееся 45
- поступательное 42
- равномерное 45, 119
- турбулентное 88
- установившееся 41, 79, 247
- фрикционное безнапорное 86

Диаграмма индикаторная 274, 277

Диаметр активный 251, 266

Диапазон регулирования 224

Длина эквивалентная 100

Дроссель 210, 224

- втулочный 210
- игольчатый 210
- щелевой 210

Естественная тяга 29

Жидкость 7

- газообразная 7
- идеальная 52, 53
- капельная 7
- рабочая 156, 238, 293

Запас кавитационный 183

Запирание жидкости 160

Закон сохранения энергии 60

Золотник 195

- напорный 201

Интенсивность вихря 45

Кавитация 11, 254

Камера рабочая 158

Капиллярность 11

Клапан быстрого выхлопа 288

- выдержки времени 203
- логический 202
- непрямого действия 207
- обратный 200, 306
- переливной 207, 208
- поддерживающий 201
- предохранительный 127, 203, 204, 295

— разгрузочный 306

— редукиционный 208

Колесо рабочее 242, 245, 252

Колпак воздушный 168

Компрессор 268

Кондиционер 149, 215

Коэффициент Дарси 75

— Кориолиса 64, 81

— местного сопротивления 98

— момента 252, 255

— мощности 252, 255

— наполнения 275

— неравномерности подачи 168

— полезного действия 155

— — — гидравлический 162

— — — механический 162, 188

— — — объемный 232

— — — полный 188

— расхода отверстия 130, 137

— — дросселя 211

— скорости 61, 130

— сопротивления 142, 143

— трансформации момента 156, 253

— циркуляции 250

— Шези 75, 96

Кран 195, 307

Критерии подобия 72

Линия тока 43

Лопатка колеса 242, 252

Метод Лагранжа 39

— Эйлера 40

— подобия 266

Момент количества движения 246, 247

— пусковой 282, 294

Мощность входная 162, 187, 192, 235

— выходная 162, 187

— полезная 154

— потока 65

— потребляемая 155

Напор 60

— геометрический 60, 152

— гидромашин 154

— относительный 250, 251

- полный 60, 106, 107, 152
- пьезометрический 60, 152
- скоростной 60, 64, 152
- статический 60, 249
- Насадки 134, 135, 284
- Насос 151, 166, 168, 178, 238
 - гидродинамический 153
 - объемный 153
- Облитерация 84, 87, 199
- Объект управления 296, 298
- Объем вредный 164, 180
 - рабочий 161, 166, 170, 172, 173, 176, 187
- Отверстие в стенке большое 136
 - затопленное 131
 - малое 128, 129, 132
 - эквивалентное 131
- Параметр регулирования 161
- Параметры обобщенные 104
- Передача гидродинамическая 242, 244
- Периметр смачивания 47
 - смоченный 210
- Плотность 8
 - относительная 8
- Плоскость сравнения 56, 68, 152
- Пневмоаккумулятор 270
- Пневмоарматура направляющая 288
 - регулирующая 288
- Пневмодвигатель активный 283
 - объемный 269, 274
 - турбинный 269
- Пневмопривод 268
 - компрессорный 268
- Пневмосеть 280
- Поверхность равного давления 21
 - свободная 21
- Подача насоса 161, 167, 171, 176, 180
- Подобие геометрическое 72, 249
 - динамическое 72, 249
 - кинематическое 72, 249
 - потоков
- Подпор 182
- Подслой ламинарный 90, 91, 93

Показатели технические гидромотора 187

- — гидромурфы 252
- — гидроцилиндра 191, 192
- — насоса 161, 162, 163, 250
- — пневмодвигателя 280, 281

Полость поршневая 150, 159

- рабочая 254
- штоковая 150, 159

Порог гидромурфы 259

Потери мощности гидравлические 154, 162

- — механические 154, 162
- — объемные 154
- — суммарные 233
- напора 62, 65, 74, 85, 99, 123, 139, 245
- — в местных сопротивлениях 74, 78
- — по длине 74, 82, 178

Поток безнапорный 46

- напорный 46
- турбулентный 90

Процесс адиабатный 57, 271

- изотермический 57, 271

Пульсация скорости 89

Пьезометр 60

Радиус гидравлический 47, 77

Распределение жидкости 160, 166

Распределитель дроселирующий 212

- золотниковый 199
- клапанный 200
- крановый 195, 197, 307

Растворимость 10

Расход 47, 48

- воздуха удельный 281, 285
- гидромотора 187
- гидроцилиндра 191
- массовый 48
- объемный 48, 284
- пневмодвигателя 275, 277
- путевой 115
- транзитный 116
- эквивалентный 116

Реактор 244

Регулятор 282, 299, 301, 302

- давления 203
- непрямого действия 194
- прямого действия 194
- расхода 211, 212

Режим гидромотора рабочий 233, 287

- гидромфты рабочий 264, 265
- движения ламинарный 77, 78, 142
- турбулентный 77, 143
- насоса рабочий 179

Реле давления 307

- пневматическое 290

Сечение живое 46

- меридиональное 249

Сжимаемость жидкостей 9

Сила давления 30, 31

- струи 140
- лобового сопротивления 144
- массовая 15
- поверхностная 15
- подъемная 143, 144
- сопротивления 141

Синхронизатор расхода 213

Система управления 297

Скольжение 156, 254

Скорость абсолютная 245

- витания 142
- закручивания 246
- критическая 143, 145, 146, 147
- меридиональная 246
- местная 89
- осредненная 89
- потока средняя 48, 81, 85
- трогания 145

Слой переходный 90

- пограничный 90

Сопротивление трубопровода 104

Стандартный воздух 281

Струйка элементарная 43

Струйная модель жидкости 42

Струя 46

Сумматор потока 213

Схема функциональная 298

Тело давления 34, 36

Теорема Вариньона 32

Тормоз гидравлический 254

Трубка вихревая 44

- Пито 60
- Пито-Прандтля 61
- тока 43
- черпательная 260

Трубопровод длинный 103

- короткий 103
- простой 102
- сложный 103

Турбина 242

Уклон гидравлический 65

Уравнение баланса энергии 52, 53

- Бернулли 56, 67, 123, 139
- гидростатики основное 22, 23
- импульсов 66
- Клайперона — Менделеева 272
- количества движения гидравлическое 67
- моментов 246
- неразрывности 49
- поверхности равного давления 21
- статическое 297
- Шведова — Бингама 147
- Эйлера 21, 248

Ускорение конвективное 41

- локальное 41

Условие автомодельности потока 238

Устройство демпфирующее 124

- управляющее 296

Фильтр 216, 238

Формула Альтшуля 96

- барометрическая 29
- Блазиуса 93, 96
- Дарси — Вейсбаха 75, 118
- Жуковского 125
- Никурадзе 95
- Павловского 96
- Торричелли 130
- Шведова 95

- Шези 75, 120
- Шифринсона 95

Характеристика гидромотора 188

- гидромучты 256
- гидропривода 228, 230
- гидроцилиндра 192
- внешняя 254, 256
- кавитационная 183
- механическая 281, 284
- моментная 233, 234, 259
- нагрузочная 230
- напорная 105
- насоса 176, 177
- объекта 297
- приведенная 233, 255, 267
- силовая 235
- трубопровода напорная 105, 109
- — расходная 104
- универсальная 255

Центр давления 31, 32

Циркуляция жидкости замкнутая 221, 222

- разомкнутая 221, 222
- скорости 44, 144

Число Маха 10, 73

- Рейнольдса 72, 77, 92, 93, 250
- — критическое 78
- — предельное 94
- Струхала 73
- Фруда 73
- Эйлера 73, 250

Шероховатость абсолютная 92

- относительная 92
- эквивалентная 92

Эксцентриситет 170

Элемент запорный 127, 150, 195, 204

- запорно-регулирующий 195
- подвижный 159
- чувствительный 299

Энергия потока полная 151

- удельная 55, 271, 272

Эпюра давления 25

- скоростей 12

Ядро потока 90

π -теорема 71

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	4
Часть I. ГИДРАВЛИКА	7
1. Общие сведения о жидкости	7
1.1. Основные понятия и определения	7
1.2. Основные физические свойства жидкости	8
1.3. Силы, действующие в жидкости	15
2. Гидростатика	16
2.1. Давление в точке покоящейся жидкости и его свойства	17
2.2. Дифференциальные уравнения равновесия жидкости	20
2.3. Основное уравнение гидростатики и его применение	22
2.3.1. Основное уравнение гидростатики	22
2.3.2. Манометрическое давление и вакуум	24
2.3.3. Эпюры давлений	25
2.3.4. Сообщающиеся сосуды	26
2.4. Равновесие газа. Естественная тяга	28
2.4.1. Равновесие газа	28
2.4.2. Естественная тяга	29
2.5. Сила давления жидкости на плоскую стенку. Центр давления	30
2.6. Сила давления жидкости на криволинейную стенку. Тело давления	34
3. Основы кинематики жидкости	39
3.1. Методы описания движения	39
3.2. Виды движения	41
3.2.1. Установившееся и неустойчивое движение	41
3.2.2. Поступательное движение. Струйная модель движущейся жидкости	42
3.2.3. Вихревое движение	43
3.2.4. Равномерное и неравномерное движение	45
3.3. Гидравлические элементы потока	46

3.3.1. Виды потоков	46
3.3.2. Живое сечение. Расход. Средняя скорость	46
3.4. Уравнение неразрывности	49
 4. Основы гидродинамики	 52
4.1. Дифференциальные уравнения движения и баланса энергии идеальной жидкости	52
4.2. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости	55
4.3. Энергетический смысл уравнения Бернулли	58
4.4. Гидравлический смысл уравнения Бернулли. Определение скорости	60
4.5. Уравнения Бернулли для элементарной струйки и потока реальной жидкости	62
4.5.1. Рассеивание энергии. Потери напора	62
4.5.2. Поправочный коэффициент к скоростному напору, определяемому по средней скорости	63
4.5.3. Мощность потока	65
4.6. Гидравлическое уравнение количества движения (уравнение импульсов)	66
4.7. Практическое применение уравнений Бернулли в гидравлике	67
4.8. Элементы теории размерностей и подобия	70
 5. Гидравлические сопротивления. Режимы движения жидкости	 74
5.1. Потери напора по длине и в местных сопротивлениях	74
5.2. Режимы движения жидкости. Опыты Рейнольдса	75
5.3. Ламинарный режим движения жидкости и его закономерности	78
5.3.1. Распределение скоростей и касательных напряжений по сечению	79
5.3.2. Расход и средняя скорость потока. Коэффициент Кориолиса	81
5.3.3. Потери напора. Коэффициент Дарси	82
5.4. Ламинарное движение жидкости в узких щелях. Облитерация щелей	84
5.5. Турбулентный режим движения жидкости и его закономерности	88
5.5.1. Механизм турбулентного движения. Структура потока	88
5.5.2. Касательные напряжения и эпюра скоростей	91
5.5.3. Понятие о гидравлически гладких и шероховатых трубах	92
5.5.4. Коэффициент Дарси. Зависимость потерь напора от скорости	93
5.5.5. Снижение потерь на трение	97
5.6. Местные сопротивления. Понятие об эквивалентной длине	98
 6. Движение жидкости по трубопроводам и в открытых руслах	 102
6.1. Простой трубопровод. Обобщенные параметры	103
6.2. Напорные характеристики трубопроводов	105
6.3. Основы технико-экономического расчета трубопроводов	110
6.4. Сложные трубопроводы	113

6.4.1. Последовательное соединение трубопроводов	113
6.4.2. Параллельное соединение трубопроводов	113
6.4.3. Трубопровод с путевым расходом жидкости	115
6.5. Основы расчета газопроводов	117
6.6. Равномерное движение жидкости в открытых руслах	119
 7. Неустановившееся напорное движение жидкости	121
7.1. Общие сведения	121
7.2. Неустановившееся напорное движение несжимаемой жидкости в неупругом трубопроводе	122
7.3. Гидравлический удар в трубопроводе	124
 8. Истечение жидкости через отверстия	128
8.1. Истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре	128
8.2. Истечение жидкости через малое отверстие при переменном напоре	132
8.3. Истечение жидкости через насадки	134
8.4. Истечение жидкости через большое боковое отверстие. Водосливы	136
 9. Силовое взаимодействие потока с твердым телом	139
9.1. Воздействие струи на твердые преграды	139
9.2. Обтекание тел жидкостью	140
9.3. Подъемная сила и сила лобового сопротивления	143
9.4. Теоретические основы гидротранспорта	145
 Часть II. ГИДРОПРИВОД	148
 10. Общие сведения	148
10.1. Основные элементы гидропривода	148
10.2. Преимущества и недостатки гидропривода. Область применения	150
10.3. Напор и давление гидромашин. Классификация гидромашин и гидропередач	151
10.4. Баланс мощности. Основные технические показатели гидропередачи	154
10.5. Рабочая жидкость	156
 11. Объемные насосы и гидродвигатели	158
11.1. Общие сведения	158
11.2. Основные технические показатели насосов	161
11.3. Поршневые насосы	163

11.3.1. Устройство и принцип действия	163
11.3.2. Графики подачи насосов	166
11.4. Роторные насосы	168
11.4.1. Радиально-поршневые насосы	169
11.4.2. Аксиально-поршневые насосы	171
11.4.3. Пластинчатые насосы	173
11.4.4. Шестеренные насосы	174
11.5. Характеристика насоса	176
11.6. Рабочий режим насоса и его регулирование	178
11.7. Высота всасывания насоса. Условия бескавитационной работы	182
11.8. Гидромоторы	185
11.8.1. Устройство и принцип действия	185
11.8.2. Основные технические показатели и характеристики гидромоторов	187
11.8.3. Высокомоментные гидромоторы	189
11.9. Гидроцилиндры и поворотные гидродвигатели	190
12. Гидроаппаратура, вспомогательные устройства и гидролинии	194
12.1. Классификация гидроаппаратов	194
12.2. Направляющая аппаратура	195
12.2.1. Распределители жидкости	195
12.2.2. Обратные клапаны	200
12.2.3. Гидравлические замки	201
12.2.4. Логические клапаны и клапаны выдержки времени	202
12.3. Регуляторы давления	203
12.3.1. Предохранительные клапаны	203
12.3.2. Переливные клапаны	207
12.3.3. Редукционные клапаны	208
12.4. Регуляторы управления расходом	209
12.4.1. Дроссели	210
12.4.2. Регуляторы расхода	211
12.4.3. Дросселирующие распределители	212
12.4.4. Синхронизаторы расходов	213
12.5. Монтаж гидроаппаратов	214
12.6. Вспомогательные устройства и гидролинии	215
12.6.1. Кондиционеры	215
12.6.2. Гидроемкости	218
12.6.3. Гидролинии	219
13. Объемный гидропривод	221
13.1. Системы циркуляции рабочей жидкости	221
13.2. Управление приводом и его регулирование	222
13.3. Дроссельное регулирование	224
13.3.1. Последовательное включение дросселя	224

13.3.2. Параллельное включение дросселя	226
13.4. Объемное регулирование	229
13.5. Совместная работа гидропривода и приводного двигателя	232
13.6. Основы проектирования гидропривода	235
14. Гидродинамические передачи	242
14.1. Принципиальные схемы гидродинамических передач	242
14.2. Основы теории гидродинамических передач	245
14.2.1. Кинематика потока	245
14.2.2. Уравнения моментов	246
14.2.3. Уравнения расхода (подачи) и напоров	248
14.2.4. Основы подобия	249
14.3. Общие сведения о гидромуфтах	252
14.3.1. Внутренние процессы и основные технические показатели	252
14.3.2. Характеристики	254
14.4. Регулирование гидромуфт	256
14.4.1. Способы регулирования	256
14.4.2. Немонотонность характеристик	257
14.4.3. Сглаживание характеристик	259
14.5. Основные типы гидромуфт	260
14.5.1. Регулируемые гидромуфты	260
14.5.2. Нерегулируемые гидромуфты	261
14.6. Совместная работа гидромуфты с приводным двигателем	263
14.7. Выбор гидромуфт	266
15. Пневмопривод	268
15.1. Общие сведения	268
15.2. Удельная энергия и конечная температура воздуха пневмодвигателя	271
15.3. Объемные пневмодвигатели	274
15.3.1. Теоретические индикаторные диаграммы	274
15.3.2. Действительные индикаторные диаграммы	277
15.3.3. Основные технические показатели и характеристики пневмодвигателей	280
15.4. Турбинные пневмодвигатели	283
15.5. Регулирование пневмодвигателей	286
15.6. Пневмоаппаратура. Элементы пневмоавтоматики	288
16. Эксплуатация и автоматизация гидропневмоприводов	291
16.1. Основы эксплуатации гидропневмоприводов	291
16.2. Общие сведения об автоматическом управлении	296
16.3. Регуляторы с гидроусилителями	299

16.3.1. Регуляторы с золотниковыми гидроусилителями	300
16.3.2. Регуляторы с дроссельными гидроусилителями	301
16.3.3. Регуляторы со струйными гидроусилителями	302
16.4. Применение гидропривода в горной промышленности	303
16.5. Техника безопасности	310
Список литературы	313
Приложения	314
Алфавитный указатель	321

- Гейер В. Г., Дулин В. С., Заря А. Н.**
Г 29 Гидравлика и гидропривод: Учеб. для вузов. — 3-е изд.,
перераб. и доп. — М.: Недра, 1991. — 331 с.: ил.
ISBN 5-247-01007-8

Изложены теория равновесия и движения жидкостей, основы силового взаимодействия между жидкостью и твердым телом, а также методы расчета трубопроводного транспорта и струй. Приведены основы теории гидропневмопривода и его совместной работы с приводным двигателем, устройство и принцип действия элементов гидропневмопривода, методы его проектирования и правила эксплуатации. В третьем издании (2-е изд. — 1981) даны сведения о неустановившемся движении жидкости и гидравлическом ударе.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности «Горные машины и оборудование».

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

Гейер Виктор Георгиевич
Дулин Владимир Сергеевич
Заря Александр Никифорович

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПРИВОД

Заведующий редакцией *Е. И. Кит*
Редактор издательства *И. В. Полянцева*
Технические редакторы *С. Г. Веселкина, Н. В. Жидкова*
Корректор *Г. П. Вергун*
ИБ № 7682

Сдано в набор 11.11.90. Подписано в печать 07.03.91. Формат 60×88¹/₁₆.
Бумага книжно-журнальная для офсетной печати. Гарнитура Литературная.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 20,58. Усл. кр.-отт. 20,58. Уч.-изд. л. 22,15.
Тираж 9070 экз. Заказ 643/1721—6. Цена 1 р. 20 к.

Ордена «Знак Почета» издательство «Недра».
125047 Москва, Тверская застава, 3.

Московская типография № 11 Государственного комитета СССР по печати.
113105, Москва, Нагатинская ул., д. 1.