

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
"БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ"

Кафедра "Машиноведение"

ГИДРАВЛИКА И ПНЕВМАТИКА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

для студентов заочной формы обучения специальности

1-37 01 06 – "Техническая эксплуатация автомобилей"

Брест 2008

УДК 621.221

Методические указания предназначены для оказания методической помощи студентам заочной формы обучения специальности 1-37-01-06 "Техническая эксплуатация автомобилей" при выполнении контрольных работ по курсу "Гидравлика и пневматика".

Методические указания обсуждены на кафедре машиноведения и рекомендованы к изданию.

Составители: М.В. Голуб, д.т.н., профессор
В.М. Голуб, к.т.н., доцент

Рецензент: А.М. Переверткин, генеральный директор ОАО "Брестмаш"

ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Методические указания составлены в соответствии с программой курса «Гидравлика и пневматика», специальности 1-37 01 06 – «Техническая эксплуатация автомобилей».

Курс состоит из следующих частей: гидравлика и пневматика, в которой изучаются законы равновесия и движения несжимаемой жидкости и газа; гидравлические машины, компрессоры и гидроприводы, при изучении которых студенты знакомятся с принципом действия, расчетом, областью применения и эксплуатацией разных лопастных гидромашин, объемных насосов, гидро- и пневмоприводов.

Перечень вопросов программы приводится в данных методических указаниях.

Для изучения курса рекомендуются следующие учебники:

1. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидравлические машины, гидравлические приводы. – М.: Машиностроение, 1982.

2. Башта Т.М. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972.

3. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. / Под редакцией Б.Б.Некрасова. – Минск: Высшая школа, 1985.

4. Холин К.М., Никитин О.Ф. Основы гидравлики и объемные гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1989.

5. Гидравлика, гидромашин и гидропневмопривод: учебное пособие для вузов. Т.В. Артемьева и др. Под ред. С.П. Стесина. – 2-е изд., стер. – М.: Издательский центр "Академия", 2006. – 336 с.

6. Андреев А.Ф. и др. Гидропневмоавтоматика мобильных машин. – Мн.: ВШ, 1987.

7. Метревели В.Н. Сборник задач по курсу гидравлики с решениями: учебное пособие для вузов / В.Н. Метревели. – М.: Высшая школа, 2007. – 192 с.

Для облегчения работы студентов заочный факультет организует обзорные лекции, семинарские занятия и консультации. Обзорные лекции читаются во время экзаменационной сессии. Консультации проводятся непрерывно в течение всего учебного года по заранее установленному кафедрой "Машиноведение" графику.

Теоретический курс необходимо прорабатывать последовательно по отдельным темам, внимательно изучить выводы формул, обращая при этом особое внимание на применяемые при выводе этих формул законы теоретической механики.

Работа над учебником обязательно должна сопровождаться решением задач по изучаемому разделу курса. Задачи следует решать самостоятельно. В ходе решения задач лучше усваивается и закрепляется теоретический курс, выясняется суть гидравлических явлений.

Контрольное задание может состоять из одной, двух или трех контрольных работ, но в каждое контрольное задание должны быть включены задачи из всех трех основных разделов курса – «Гидростатика», «Гидродинамика», «Гидравлические машины и гидропривод». Выполненные контрольные работы студент-заочник направляет в заочный деканат или кафедру, где их регистрируют и проверяют. Если все задачи контрольной работы решены правильно, то работа считается зачтенной. Если студентом допущены грубые и существенные ошибки, то контрольная работа возвращается ему для исправления. Исправленную

контрольную работу студент-заочник повторно высылает в университет, обязательно прилагая первый вариант своего решения задач с замечаниями преподавателя. Контрольные работы студент должен отправить в университет не позже, чем за 10 дней до начала экзаменационной сессии. Работы, отправленные позже, проверяются после сессии.

Лабораторные работы обычно проводятся во время сессии, в специально отведенное для этого время. Выполненные работы студент должен оформить и защитить.

При сдаче зачета студент-заочник обязан предъявить преподавателю все зачетные контрольные работы и журнал-отчет оформленных лабораторных работ. Допуск к экзамену или зачету по курсу студент получает после успешной защиты всех контрольных и лабораторных работ. Порядок выполнения контрольных и лабораторных работ, сдачи зачета или экзамена определяется заочным факультетом.

ГИДРАВЛИКА

Введение

Предмет гидравлики. Краткая историческая справка. Роль отечественных ученых в развитии гидравлики, агропневматики, гидромашин и гидроприводов. Применение гидромашин, гидроприводов и пневмоприводов в современном машиностроении, в комплексной механизации и автоматизации производства, а также в мобильном транспорте. Гидравлика как одна из общепрофессиональных дисциплин, обеспечивающих фундаментальную подготовку специалистов.

Основные свойства жидкостей

Определение жидкости. Силы, действующие на жидкость. Давление в жидкости. Сжимаемость. Закон Ньютона для жидкостного трения. Вязкость. Поверхностное натяжение. Давление насыщенного пара жидкости. Растворение газов в жидкости. Особенности жидкостей, применяемых в гидросистемах. Модель идеальной жидкости. Неньютоновские жидкости.

Методические указания

Объект изучения в гидравлике – жидкость – физическое тело, молекулы которого слабо связаны между собой. Поэтому при воздействии даже незначительной силы жидкость изменяет свою форму. Жидкость занимает промежуточное место между твердым телом и газом. Она способна сохранять свой объем и этим сходна с твердым телом, но не способна самостоятельно сохранять свою форму, что сближает ее с газом. Все жидкости при изменении давления и температуры изменяют свой объем. Жидкости сжимаются незначительно, например, при повышении давления от 0,1 до 10 МПа объем воды уменьшается лишь на 0,5%. Поэтому чаще всего в гидравлических расчетах жидкости считаются несжимаемыми. Однако при рассмотрении отдельных вопросов, например, гидравлического удара, сжимаемость жидкости следует учитывать. С увеличением температуры жидкости расширяются; например, при повышении температуры воды с 4 до 100°C ее объем увеличивается приблизительно на 4%.

Свойство жидкости оказывать сопротивление сдвигу или скольжению соприкасающихся слоев называется **вязкостью**. Вязкость приводит к появлению

сил внутреннего трения между смежными слоями жидкости, текущими с различными скоростями. Она характеризует степень текучести жидкости, подвижности ее частиц. Вода принадлежит к наименее вязким жидкостям. Вязкость эфира и спирта еще меньше. Наименьшей вязкостью обладает жидкая углекислота. Ее вязкость в 50 раз меньше вязкости воды. С повышением давления вязкость жидкости увеличивается. Однако зависимость вязкости от давления существенна только при больших перепадах давления, измеряемых десятками мегапаскалей. Во всех других случаях влияние давления на вязкость можно не учитывать. При увеличении температуры вязкость жидкости заметно уменьшается. Отметим также, что вязкость газов увеличивается с ростом температуры. Пока жидкость не движется, вязкость не проявляется, поэтому при решении задач равновесия жидкостей ее не надо принимать во внимание. При движении же жидкости необходимо учитывать силы трения, которые появляются из-за вязкости и подчиняются известному закону Ньютона. Однако существуют и такие жидкости, в которых силы трения возникают уже в состоянии покоя при их стремлении прийти в движение. Такие жидкости называют **неньютоновскими** или **аномальными**. К ним можно отнести нефтепродукты при температуре, близкой к температуре застывания, масляные краски и смазочные масла при низких температурах, коллоидные растворы, литой бетон, глинистый раствор, употребляемый при бурении скважин, и др.

Для упрощения рассмотрения законов механики жидкостей Л. Эйлер ввел понятие идеальной жидкости, т.е. такой воображаемой жидкости, которая является абсолютно подвижной (невязкой). При движении идеальной жидкости в ней не возникают силы внутреннего трения.

Молекулы, располагающиеся на поверхности жидкости, подвергаются притяжению находящихся ниже молекул. Это вызывает появление поверхностного натяжения жидкости, действием которого объясняется капиллярное поднятие или опускание жидкости в трубках малого диаметра или в узких щелях. Если жидкость смачивает твердые стенки, с которыми она соприкасается, то происходит капиллярное поднятие (например, вода в стеклянной трубке), если не смачивает – опускание жидкости (например, ртуть в стеклянной трубке). Это свойство жидкостей следует учесть при использовании трубок малого диаметра для измерения уровня или давления жидкости.

При испарении жидкости в закрытом пространстве через некоторое время пары насытят его, т.е. число испаряющихся и число конденсирующихся молекул выравняется и количество молекул жидкости в пространстве будет максимальным. При этом в окружающем пространстве устанавливается давление, называемое **давлением насыщенного пара** жидкости. Чем выше температура, тем больше давление насыщенного пара. При нагревании жидкости давление насыщенного пара увеличивается и, когда она начинает превышать внешнее давление, жидкость начинает кипеть – пары образуются во всем ее объеме. С увеличением давления температура кипения возрастает, а с уменьшением – понижается. Понятие давления насыщенного пара связано с вредным явлением – **кавитацией**.

Молекулы газа из окружающей среды проникают внутрь жидкости через ее свободную поверхность. Этот процесс растворения газов в жидкости продолжается до ее насыщения. Объем газа, который может растворяться при данной температуре в жидкости до ее насыщения, увеличивается линейно с ростом давления на ее свободной поверхности. При понижении давления часть раство-

ренного газа выделяется из жидкости, причем этот процесс происходит интенсивнее, чем растворение. При выделении газа жидкость вспенивается. Полностью растворенный в маслах воздух практически не влияет на их физико-механические свойства, однако его выделение и пенообразование при понижении давления в гидравлических системах ухудшает эти свойства масел. В обычных условиях вода содержит около 2% (по объему) растворенного в ней воздуха.

Гидростатика

Свойства давления в неподвижной жидкости. Уравнения равновесия жидкости Эйлера. Интегрирование уравнений Эйлера. Поверхности равного давления. Свободная поверхность жидкости. Основное уравнение гидростатики. Закон Паскаля. Приборы для измерения давления. Силы давления жидкости на плоские и криволинейные стенки. Закон Архимеда. Плавание тел. Относительный покой жидкости. Примеры применения гидростатики в гидросистемах.

Методические указания

Гидростатика изучает законы равновесия жидкости. Она рассматривает распределение давления в покоящейся жидкости, численное определение, определение направления и точки приложения силы давления жидкости на плоские и криволинейные поверхности.

Как известно, единицей давления является ньютон на квадратный метр – **паскаль**. Для практических вычислений эта единица неудобна, поэтому чаще применяют кратные единицы – **килопаскаль** (кПа) и **мегапаскаль** (МПа): $1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}$; $1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па}$.

Атмосферное давление в какой-либо точке зависит от высоты этой точки над уровнем моря и незначительно колеблется в одной и той же точке. Нормальное атмосферное давление на уровне моря при температуре 0°C принимают равным $p_{AT} = 101,3 \text{ кПа}$.

Часто жидкость сверху соприкасается с газом. Поверхности раздела между жидкостью и газообразной средой называется свободной поверхностью жидкости.

Различают **абсолютное** давление $p_{аб}$, **манометрическое** (или избыточное) p_M и **вакуум** – p_B , между которыми существуют (рисунок 1) следующие зависимости:

$$p_M = p_{аб} - p_{AT}; \quad p_B = p_{AT} - p_{аб}; \quad p_B = -p_M, \quad (1)$$

где p_{AT} – атмосферное давление – давление между условными нулями. На рисунке 1 можно проследить пределы изменения разных давлений. Вакуум, например, не может быть больше атмосферного давления.

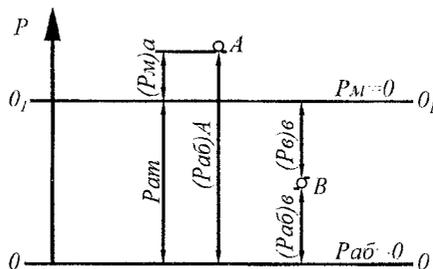


Рисунок 1

Жидкость давит на поверхность, с которой она соприкасается. При определении силы гидростатического давления, как правило, оперируют манометрическим давлением или вакуумом, так как атмосферное давление действует на расчетную конструкцию со всех сторон, и поэтому его можно не принимать во внимание. При определении силы давления часто используется так называемая пьезометрическая плоскость или плоскость атмосферного давления – горизонтальная плоскость, проходящая через уровень жидкости в пьезометре, присоединенном к сосуду. Поверхность жидкости на уровне пьезометрической плоскости подвергается лишь воздействию атмосферного давления, т. е. $p_M = \theta$. Если сосуд с жидкостью открыт в атмосферу, то пьезометрическая плоскость совпадает со свободной поверхностью жидкости. В случае же герметично закрытого сосуда она может располагаться выше или ниже свободной поверхности. В общем случае расстояние по вертикали до пьезометрической плоскости определяется по формуле:

$$h = \frac{p}{(\rho \cdot g)}, \quad (2)$$

где ρ – плотность жидкости, g – ускорение силы тяжести, p – манометрическое давление или вакуум в любой точке жидкости. Расстояние h – откладывается от той точки жидкости, давление в которой равно p , вверх, если оно манометрическое, и вниз – в случае вакуума.

Силу давления на плоскую поверхность можно определить аналитическим и графоаналитическим методом. При аналитическом методе давление выражают формулой:

$$F = p_c \cdot S, \quad (3)$$

где p_c – гидростатическое давление в центре тяжести плоской фигуры;
 S – площадь фигуры.

При графоаналитическом методе строят **эпюры давления**, выражающие закон распределения давления на контур тела, погруженного в жидкость. Сила давления равняется объему пространственной эпюры, а ее вектор проходит через центр тяжести этой эпюры. Равнодействующая сила давления жидкости на криволинейную поверхность обычно выражается тремя взаимно перпендикулярными составляющими: F_x , F_y , F_z . Горизонтальные составляющие F_x и F_y вычисляют как силы давления на плоскую поверхность, равную проекции данной криволинейной поверхности на соответствующую вертикальную плоскость. Для определения вертикальной составляющей F_z строят **тела давления**. При этом криволинейная поверхность проектируется вертикально на пьезометрическую плоскость. Телом давления называется тело, с одного конца ограниченное криволинейной поверхностью, с другого – пьезометрической плоскостью, а со сторон – вертикальной проектирующей поверхностью. Сила F_z равна весу жидкости, занимающей объем V тела давления:

$$F_z = \rho \cdot g \cdot V. \quad (4)$$

При определении сил давления жидкости на сложные поверхности часто бывает целесообразно сначала графически суммировать эпюры, а также тела давления, построенные для отдельных частей данной поверхности.

Покой жидкости относительно стенок сосуда, движущегося вместе с жидкостью, называется **относительным покоем** или равновесием. При этом от-

дельные частицы жидкости не смещаются одна относительно другой, и вся масса жидкости движется как одно твердое тело. В данном случае к силе тяжести добавляется еще другая -- сила инерции, и поверхность жидкости чаще всего перестает быть горизонтальной. В относительном покое может рассматриваться, например, жидкость в перемещающейся цистерне, горючее в баке движущейся машины, жидкость во вращающемся сосуде и т.п. При вращении жидкости вместе с цилиндрическим сосудом относительно его вертикальной оси симметрии с постоянной угловой скоростью ω ее поверхность под воздействием центробежных сил принимает форму параболоида вращения ABC (рисунок 2), высота H которого определяется по формуле:

$$H = \frac{\omega^2 \cdot R^2}{(2 \cdot g)}, \quad (5)$$

а объем параболоида:

$$V_{II} = \frac{\pi \cdot R^2 \cdot H}{2}. \quad (6)$$

Когда при вращении жидкости ее свободная поверхность пересекает дно сосуда (рисунок 3), показанный объем жидкости можно вычислить двойко:

$$V = \frac{\pi(R^2 - R_1^2) \cdot h}{2} \quad \text{или} \quad V = \frac{\pi \cdot g \cdot h^3}{\omega^2}. \quad (7)$$

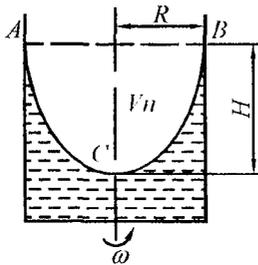


Рисунок 2

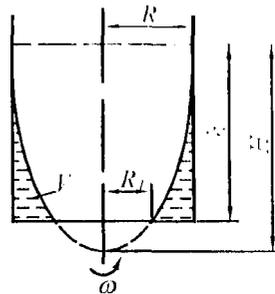


Рисунок 3

Кинематика и динамика жидкостей

Виды движения жидкости. Основные понятия кинематики жидкости: линия тока, трубка тока, струйка, живое сечение, расход. Поток жидкости. Средняя скорость. Уравнение расхода. Дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости. Уравнение Бернулли для установившегося движения идеальной жидкости. Геометрическое и энергетическое толкование уравнения Бернулли. Уравнение Бернулли для относительного движения идеальной жидкости. Уравнение Бернулли для потока вязкой жидкости. Коэффициент Кориолиса. Общие сведения о гидравлических потерях. Виды гидравлических потерь. Трубка Пито. Расходомер Вентури. Краткие сведения о движении газов; условия применимости законов гидравлики к движению газов.

Методические указания

Основным уравнением гидродинамики является **уравнение Бернулли**. Его составляют для двух живых сечений потока, и для установившегося движения реальной жидкости имеет следующий вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{(\rho \cdot g)} + \alpha_1 \cdot \frac{v_1^2}{(2 \cdot g)} = z_2 + \frac{p_2}{(\rho \cdot g)} + \alpha_2 \cdot \frac{v_2^2}{(2 \cdot g)} + \sum h, \quad (8)$$

где z – геометрический напор или высота положения – расстояние от произвольно выбранной горизонтальной плоскости сравнения до центра тяжести сечения (в энергетическом смысле – это удельная, т. е. отнесенная к единице веса жидкости, потенциальная энергия положения); p – давление в центре тяжести сечения; $p/(\rho \cdot g)$ – пьезометрический напор – вертикальное расстояние между центром тяжести сечения и уровнем жидкости в пьезометре (удельная потенциальная энергия давления); v – средняя скорость потока в сечении; α – коэффициент Кориолиса (отношение действительной кинетической энергии потока к условной кинематической энергии, вычисленной по средней скорости); $\alpha \cdot v^2/(2 \cdot g)$ – скоростной напор (удельная кинетическая энергия); $\sum h$ – гидравлические потери напора (та часть удельной механической энергии, которую жидкость теряет на преодоление сопротивлений на участке потока между сечениями 1 и 2). Вследствие работы сил трения она превращается в тепловую энергию и рассеивается в пространстве.

Гидравлические потери состоят из потерь на трение $h_{тр}$ и местных потерь h_M , т. е. $\sum h = h_{тр} + h_M$. Уравнение Бернулли является частным случаем закона сохранения энергии. Оно может быть выражено и в другом виде, где все члены представляют собой энергию, отнесенную к единице объема:

$$\rho \cdot g \cdot z_1 + p_1 + \alpha_1 \cdot \frac{v_1^2 \cdot \rho}{2} = \rho \cdot g \cdot z_2 + p_2 + \alpha_2 \cdot \frac{v_2^2 \cdot \rho}{2} + \Delta p, \quad (9)$$

где $\Delta p = \rho \cdot g \cdot \sum h$ – потери давления.

Как видно, уравнение Бернулли выражает связь между тремя разными величинами потока: высотой положения z , давлением p и средней скоростью v .

При решении практических задач вместе с уравнением Бернулли применяется и уравнение постоянства расхода, т. е. равенства расхода Q во всех сечениях установившегося потока:

$$Q = v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2 = \dots = v_N \cdot S_N = const \quad (10)$$

Из него следует, что средние скорости v обратно пропорциональны площадям S живых сечений.

При использовании уравнения Бернулли целесообразно руководствоваться следующим:

1) оно применяется только для установившегося движения вязкой несжимаемой жидкости в том случае, когда из массовых сил на нее действует лишь сила тяжести;

2) два живых сечения, к которым применяется уравнение Бернулли, должны быть нормальными к векторам скоростей и располагаться на прямолинейных участках потока. Движение жидкости в окрестности выбранных сечений должно быть параллельноструйным или плавно изменяющимся, хотя меж-

ду ними поток может быть и резко изменяющимся. На участке потока между сечениями не должно быть источника или потребителя энергии жидкости (насоса или гидродвигателя);

3) если поток неустановившийся или на участке между расчетными сечениями имеется источник или потребитель энергии, к приведенным уравнениям (8, 9) необходимо дописать дополнительные члены;

4) обычно расчетные сечения удобно подбирать там, где известно давление. Но в уравнение должна попасть и неизвестная величина, которую нужно определить. Нумерация выбранных сечений 1 и 2 производится по направлению потока. В противном же случае меняется знак гидравлических потерь Σh или Δp ;

5) плоскость сравнения должна быть горизонтальной. По высоте ее можно подобрать произвольно, но очень часто удобно использовать плоскость, проходящую через центр тяжести нижнего расчетного сечения;

6) геометрический напор z выше плоскости сравнения считается положительным, а ниже – отрицательным;

7) когда площадь расчетного сечения сравнительно большая, скоростной напор $\alpha \cdot v^2 / (2 \cdot g)$ и член $\alpha \cdot v^2 \cdot \rho / 2$ являются ничтожными по сравнению с другими членами и приравниваются нулю.

Режимы движения жидкости и основы гидродинамического подобия

Ламинарный и турбулентный режимы движения жидкости. Число Рейнольдса. Основы теории гидродинамического подобия. Критерии гидродинамического подобия. Моделирование гидродинамических явлений. Подобие полное и частичное.

Ламинарное движение жидкости

Распределение скоростей по сечению круглой трубы. Потери напора на трение по длине трубы (формула Пуазейля). Начальный участок потока. Ламинарное течение в плоских и кольцевых зазорах. Особые случаи ламинарного течения (переменная вязкость, облитерация).

Методические указания

Потери напора на трение по длине трубы при любом режиме движения жидкости определяют по формуле Дарси:

$$h_{TP} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \text{или} \quad \Delta p_{TP} = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2}. \quad (11)$$

При ламинарном течении жидкости $\lambda = 64/Re$ и первая формула (11) превращается в формулу Пуазейля:

$$h_{TP} = \frac{64}{Re} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, \quad (12)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; l – длина расчетного участка трубы; d – диаметр трубы; $Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$ – число Рейнольдса; ν – кинематическая вязкость жидкости. Из формулы (12) следует, что при ламинарном течении жидкости гидравлические потери на трение прямо пропорциональны средней скоро-

сти потока. Кроме того, они зависят от физических свойств жидкости и от геометрических параметров трубы, а шероховатость стенок трубы не имеет никакого влияния на потери на трение.

На расход жидкости, протекающей через узкие зазоры, очень влияют их толщина и эксцентричность кольцевого зазора.

Турбулентное движение жидкости

Особенности турбулентного движения жидкости. Пульсации скоростей и давлений. Распределение осредненных скоростей по сечению. Касательные напряжения в турбулентном потоке. Потери напора в трубах. Формула Дарси; коэффициент потерь на трения по длине (коэффициент Дарси). Шероховатость стенок, абсолютная и относительная. Графики Никурадзе и Мурина. Гидравлически гладкие и шероховатые трубы. Формулы для определения коэффициента Дарси и области их применения.

Методические указания

Потери напора на трение по длине трубы при турбулентном движении определяют также по формуле Дарси (11), но в этом случае коэффициент трения λ определяют по другим зависимостям, чем в ламинарном потоке. Таким образом, формула Дарси является универсальной – ее можно применять для любых жидкостей при любом режиме движения.

Имеется ряд формул для определения коэффициента λ в зависимости от режима течения жидкости и числа Рейнольдса, например:

1) ламинарное движение (I зона, $Re \leq 2320$): $\lambda = 64/Re$;

2) неопределенное движение (II зона, $2320 \leq Re \leq 4000$).

Трубопроводы с движением, соответствующим этой зоне, проектировать не рекомендуется;

3) турбулентное движение ($Re \leq 4000$):

а) зона гладких труб (III зона, $4000 \leq Re \leq 10 \cdot d/\Delta_3$).

Формула Прандтля – Никурадзе:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \lg \left[\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} \right] \quad (13)$$

б) переходная зона (IV зона, $10 \cdot d/\Delta_3 \leq Re \leq 560 \cdot d/\Delta_3$).

формула Колбрука:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg \left[\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{\Delta_3}{3,71 \cdot d} \right] \quad (14)$$

в) зона шероховатых труб (V зона, $Re \geq 560 \cdot d/\Delta_3$).

формула Прандтля – Никурадзе:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg \left[\frac{\Delta_3}{3,71 \cdot d} \right]. \quad (15)$$

Зону V еще называют зоной квадратичного сопротивления, так как здесь гидравлические потери на трение пропорциональны квадрату скорости. Для турбулентного движения самой общей является формула IV зоны. Из нее как частные случаи легко получаются формулы для III и V зон. С увеличением номера зоны растет число Рейнольдса, увеличивается турбулентность, толщина ламинарного пристенного слоя уменьшается и, следовательно, увеличивается

влияние шероховатости и уменьшается влияние вязкости, т. е. числа Re на коэффициент гидравлического трения. В первых трех зонах коэффициент λ зависит лишь от числа Re , в IV зоне – от числа Re и относительной шероховатости Δ_3/d , а в V зоне – лишь от шероховатости Δ_3/d .

Для труб промышленного изготовления с естественной шероховатостью для любой области сопротивления при турбулентном режиме движения можно пользоваться формулой А. Д. Альтуля:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad (16)$$

Пользоваться приведенными формулами для определения коэффициента λ не всегда удобно. Для облегчения расчета применяется номограмма Колбрука-Уайта, при помощи которой λ определяется весьма просто по известным Re и Δ_3/d .

Местные гидравлические сопротивления

Основные виды местных сопротивлений. Коэффициент местных потерь. Местные потери напора при больших числах Рейнольдса. Внезапное расширение трубы (теорема Борда). Диффузоры. Сужение трубы. Колена. Местные потери напора при малых числах Рейнольдса. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях. Практическое использование кавитации.

Методические указания

Местные гидравлические потери определяют по формуле Вейсбаха:

$$h_M = \xi \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \text{или} \quad \Delta p_M = \xi \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}, \quad (17)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления; v – средняя скорость в сечении, как правило, за местным сопротивлением. Коэффициент ξ при больших числах Рейнольдса зависит только от вида местного сопротивления. Однако при ламинарном течении он зависит не только от вида сопротивления, но и от числа Рейнольдса. Рекомендуются в учебной и справочной литературе значения коэффициента ξ некоторых местных сопротивлений относятся к турбулентному течению с большими числами Рейнольдса. Для ламинарного движения коэффициент ξ должен быть пересчитан с учетом влияния числа Рейнольдса.

Простое суммирование потерь в местных сопротивлениях возможно, если они расположены друг от друга на расстоянии, равном не менее 20–30 диаметров трубы. В противном же случае сопротивления влияют друг на друга и работают как одна система, для которой необходимо определить свое значение коэффициента местного сопротивления экспериментальным путем.

Истечение жидкости через отверстия и насадки

Истечение жидкости через отверстия в тонкой стенке при постоянном напоре. Коэффициенты сжатия, скорости, расхода. Истечение жидкости через цилиндрический насадок. Насадки различного типа. Истечение при переменном напоре (опорожнение резервуаров).

Методические указания

Расход жидкости при ее истечении через отверстие или насадок определяют по формуле:

$$Q = v \cdot S = \mu \cdot S \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0} \quad \text{или} \quad Q = \mu \cdot S \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho}}, \quad (18)$$

где μ – коэффициент расхода, S – площадь отверстия или сечения насадка;
 H_0 – действующий напор, равный:

$$H_0 = H + \left[\frac{(p_0 - p)}{\rho \cdot g} \right] + \alpha_0 \cdot \frac{v_0^2}{2 \cdot g}, \quad (19)$$

где H – расстояние от центра тяжести площади отверстия или сечения насадка до поверхности жидкости в резервуаре; p_0 – давление на поверхности жидкости в резервуаре; p – давление в среде, в которую происходит истечение жидкости;

v_0 – скорость подхода жидкости в резервуаре; $\alpha_0 \cdot \frac{v_0^2}{2 \cdot g}$ – величина малая, и ею

можно пренебречь; Δp – потери давления при истечении через местное сопротивление (например, через дроссель, распределитель и другую гидравлическую аппаратуру).

Коэффициент расхода μ малого отверстия зависит от числа Рейнольдса. С увеличением Re коэффициент μ сначала увеличивается, достигает максимального значения $\mu_{\text{макс}}=0,69$ при $Re=350$, а затем начинает уменьшаться и стабилизируется на значении, равном $0,60 \dots 0,61$. Таким образом, отверстия (а также насадки) при больших числах Re удобно применять в качестве приборов для измерения расхода жидкости.

При истечении жидкости через затопленное отверстие или насадок для определения расхода применяют приведенные формулы (18), но в этом случае напор H_0 берется как разность гидростатических напоров по обе стороны стенки.

Следовательно, расход в данном случае не зависит от высоты расположения отверстия или насадка.

В случае истечения жидкости через насадок образуется вакуум, который увеличивает его пропускную способность и является прямо пропорциональным напору H_0 . Коэффициент расхода насадка зависит от его типа и числа Рейнольдса. По своему значению он превышает коэффициент расхода малого отверстия. Например, для внешнего цилиндрического насадка $\mu=0,80$, для конoidalного насадка $\mu=0,96 \dots 0,99$.

Гидравлический расчет трубопроводов

Основное расчетное уравнение простого трубопровода. Основные расчетные задачи. Понятие об определении экономически наиболее выгодного диаметра трубопровода. Сифонный трубопровод. Последовательное и параллельное соединение трубопроводов. Сложные трубопроводы. Трубопровод с насосной подачей. Понятие об электрогидродинамической аналогии. Основы расчета газопроводов.

Методические указания

При расчете напорных трубопроводов применяются уравнения Бернулли (8, 9), постоянства расхода (10) и формулы (11, 17) для определения гидравлических потерь. По отношению местных потерь и потерь на трение трубопроводы подразделяют на короткие и длинные. К коротким относятся всасывающие трубопроводы насосов, сифонные трубы, некоторые гидрролинии гидроприво-

дов и другие трубопроводы. При их расчете оценивают и определяют потери на трение и местные потери.

Расчет длинных трубопроводов ведется по упрощенному уравнению Бернулли. В данном случае скоростные напоры по сравнению с другими членами уравнения малы и ими обычно пренебрегают. Следовательно, напорная линия совпадает с пьезометрической. Местные потери либо совсем не оценивают, либо без точного расчета принимают равными некоторой доле потерь по длине — обычно 10...15%.

Расчет простых трубопроводов сводится к трем типовым задачам по определению напора, расхода, диаметра трубопровода. Задачи решают аналитическим и графоаналитическим способами. Задачи второго и третьего типов аналитическим способом решить непосредственно нельзя и приходится прибегать к методу подбора. Поэтому для этих случаев удобнее применить графоаналитический способ. При этом для задачи второго типа строится гидравлическая характеристика трубопровода, которая выражает связь между расходом и гидравлическими потерями, т. е. $\sum h = f(Q)$.

Чтобы построить такую характеристику, необходимо знать лишь геометрические параметры трубы: диаметр, длину и шероховатость. Произвольно подбирают несколько значений расхода и определяют соответствующие им гидравлические потери. По данным расчета и строится кривая характеристики трубы. При ламинарном течении жидкости характеристика трубы имеет вид прямой линии, что облегчает ее построение.

При расчете сложных трубопроводов удобно пользоваться графоаналитическим способом, графически суммируя гидравлические характеристики отдельных труб.

Неустановившееся движение жидкости

Неустановившееся движение несжимаемой жидкости в жестких трубах с учетом инерционного напора. Явление гидравлического удара. Формула Жуковского для прямого удара. Понятие о непрямом ударе. Способы ослабления гидравлического удара. Практическое использование гидравлического удара в технике.

Методические указания

Расчет жесткого трубопровода при неустановившемся движении несжимаемой жидкости ведется по уравнению Бернулли (8, 9) с дополнительным инерционным членом, который учитывает потери напора на преодоление силы локальной инерции. Например, так ведется расчет линии всасывания поршневого насоса с весьма неравномерной подачей жидкости, а также труб при опорожнении резервуара в случае внезапного открытия крана.

При внезапном изменении скорости потока в напорном трубопроводе резко изменяется давление — возникает гидравлический удар. Он считается вредным явлением, так как может вызвать аварии в гидросистемах. В этом отношении прямой удар более опасен, чем не прямой. При прямом ударе повышение давления прямо пропорционально изменению скорости потока, плотности жидкости и скорости распространения ударной волны в ней.

Взаимодействие потока со стенками

Теорема импульсов. Воздействие свободной струи на твердые преграды. Силы воздействия напорного потока на стенки.

ПНЕВМАТИКА

Основные свойства газов. Уравнение состояния газов. Общие закономерности сжатия газов. Скорость звука и число Маха. Истечение заторможенного газа из ресивера. Течение газа в цилиндрической трубе.

Методические указания

Газы характеризуются значительной сжимаемостью и высоким значением коэффициента теплового расширения. Сжатие газов – процесс механического воздействия на них, связанный с изменением объема V и температуры T . В этом случае давление p записывается как функция:

$$p = f(V, T) \quad (20)$$

Для равновесных систем состояние газа является определенным, если известны его основные параметры. В качестве основных параметров рассматриваются: давление, объем или плотность, температура. При постоянном значении какого-либо параметра имеем простейший термодинамический процесс: изохорный – при неизменном объеме; изобарный – при неизменном давлении; изотермический – при неизменной температуре.

При отсутствии теплообмена газа с окружающей средой имеем адиабатный процесс.

Если отмечается частичный теплообмен газа с окружающей средой, процесс называют политропным.

Для совершенных газов справедливо уравнение Клапейрона – Менделеева:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T, \quad (21)$$

где m – масса газа, R – газовая постоянная.

Учитывая, что $V = \frac{m}{\rho}$, плотность газа определится как:

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \text{ или } \frac{p}{\rho} = R \cdot T. \quad (22)$$

Воздух обычно рассматривается как совершенный газ и при расчетах пневматических систем используются основные уравнения состояния газов.

При движении газа имеем неравновесные системы. К перечисленным выше параметрам p , ρ и T необходимо добавить скорость течения газа. В общем случае подведенное к единице массы движущегося газа тепло dq расходуется не только на изменение внутренней энергии и на работу проталкивания $d(p/\rho)$, но и на изменение кинетической энергии $d(v^2/2)$, на преодоление сопротивлений dL и на изменение потенциальной энергии положения dZ . Последним для газа можно пренебречь, а уравнение баланса энергии можно представить в виде:

$$dq = du + d\left(\frac{p}{\rho}\right) + d\left(\frac{v^2}{2}\right) + dL \quad (23)$$

Полученное уравнение выражает собой первый закон термодинамики для движущегося газа. Так как $u + \frac{p}{\rho} = i$, где i – энтальпия, то уравнение (23) можно записать как:

$$dq = di + d\left(\frac{v^2}{2}\right) + dL,$$

решение, которого имеет вид:

$$\left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot \frac{p_0}{\rho_0}, \quad (24)$$

где k – показатель адиабаты, для воздуха $k=1,4$ и представляет собой отношение теплоемкости газа при постоянном давлении C_p к теплоемкости газа при постоянном объеме C_v ; p_0 и ρ_0 – соответственно давление и плотность заторможенного газа, т.е. скорость газа $v=0$.

Из уравнения (24) имеем, скорость течения заторможенного газа равна:

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot \left(\frac{p_0}{\rho_0} - \frac{p}{\rho}\right)}. \quad (25)$$

В газовой динамике играет большую роль еще один параметр – **скорость звука**. Скорость звука представляет собой скорость распространения в упругой среде малых возмущений и выражается как:

$$a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}}. \quad (26)$$

Так как $\frac{p}{\rho^k} = R \cdot T$, то зависимость для определения скорости звука можно представить в виде:

$$a = \sqrt{k \cdot R \cdot T} \quad (27)$$

Отношение скорости течения газа к местной скорости звука называется **числом Маха**:

$$M = \frac{v}{a} \quad (28)$$

Скорость изотермического течения газа в цилиндрической трубе определяется по уравнению:

$$\rho \cdot v = \sqrt{\frac{1}{R \cdot T} \cdot \frac{p_1^2 - p_2^2}{\lambda \frac{l}{D} + 2 \cdot \ln \frac{p_1}{p_2}}}, \quad (29)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения, l – длина трубы, D – диаметр трубы, p_1 и p_2 – соответственно, давление газа в начальном и конечном участке трубы.

Массовый расход газа при изотермическом течении определяется по формуле:

$$G = \rho \cdot v \cdot S, \quad (30)$$

где S – площадь живого сечения потока.

ЛОПАСТНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Насосы и гидродвигатели. Классификация насосов. Принцип действия динамических и объемных машин. Основные параметры: подача (расход), напор, мощность, к.п.д.

Методические указания

Гидравлические машины служат для преобразования механической энергии в энергию перемещаемой жидкости (насосы) или для преобразования гид-

равлической энергии потока жидкости в механическую (гидравлические двигатели). Гидравлическим приводом называют гидравлическую систему, которая состоит из насоса и гидродвигателя с соответствующей регулирующей и распределительной аппаратурой и служит для передачи посредством рабочей жидкости энергии на расстояние. При помощи гидравлического привода можно преобразовывать механическую энергию в кинетическую на выходе системы с одновременным выполнением функций регулирования и реверсирования скорости выходного звена, а также преобразовывать один вид движения в другой.

Существуют две основные группы насосов: объемные (поршневые и роторные) и динамические (в том числе лопастные и вихревые). Насосы различают по герметичности (первые – герметичные, вторые – проточные); виду характеристики (первые имеют жесткую характеристику, вторые – пологую), характеру подачи (первые имеют порционную подачу, вторые – равномерную). Напор, развиваемый объемными насосами, не зависит от подачи. У лопастных насосов напор и подача взаимосвязаны. Этим обуславливается различие возможных напоров, создаваемых обеими группами насосов, различие способов регулирования их подачи и пр.

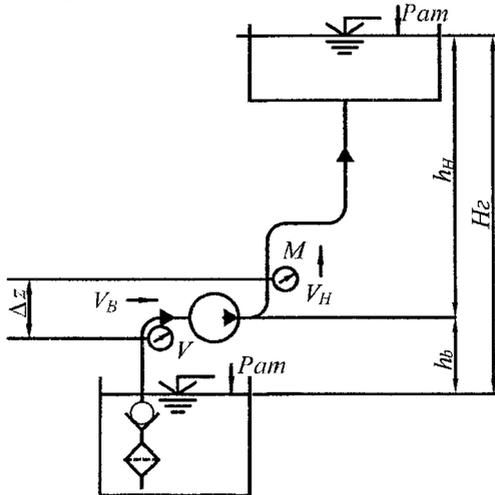


Рисунок 4

В рабочем колесе лопастного насоса основная часть подводимой энергии передается жидкости путем динамического воздействия лопаток на поток. При натекании потока на соответствующим образом профилированную поверхность лопатки (аналогично крылу самолета) на ее поверхностях образуется перепад давления и возникают подъемные силы. Рабочее колесо совершает работу, преодолевая при своем вращении момент этих сил. Для этого к колесу насоса подводится механическая энергия двигателя, которая насосом преобразуется в энергию движущейся жидкости. Характерным признаком объемного насоса является наличие одной или нескольких рабочих камер, объемы которых при работе насоса периодически изменяются. При увеличении объема камер они

заполняются жидкостью, а при уменьшении их объема жидкости вытесняется в отводящую линию. Основные параметры насосов: подача, напор, мощность, коэффициент полезного действия (к.п.д.), частота вращения.

Подачей Q насоса называют количество жидкости (объем), подаваемое насосом за единицу времени, т.е. расход потока через насос. **Напором** H насоса (рисунок 4) называют механическую энергию, сообщаемую насосом единице веса (1 Н) жидкости. Поэтому напор имеет линейную размерность. Напор насоса равен разности полного напора за насосом и напора перед ним и обычно выражается в метрах столба перемещаемой жидкости:

$$H = H_H - H_B = \frac{p_H}{\rho \cdot g} - \frac{p_B}{\rho \cdot g} + \Delta z + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2 \cdot g}, \quad (31)$$

где p_H и p_B – абсолютные давления в местах установки манометра и вакуумметра; v_H и v_B – средние скорости в нагнетательном и всасывающем трубопроводах; Δz – вертикальное расстояние между точками установки вакуумметра и манометра; ρ – плотность перемещаемой жидкости; g – ускорение силы тяжести.

Ввиду того, что вертикальное расстояние между точками установки приборов бывает обычно небольшое, а скоростные напоры $\frac{v^2}{2 \cdot g}$ на выходе и на входе в насос или одинаковые, или весьма близки, то напор насоса можно определить по упрощенной формуле:

$$H = \frac{(p_H - p_B)}{\rho \cdot g}, \quad (32)$$

Насос передает жидкости не всю механическую энергию, которая подводится к насосу. Отношение полезной мощности насоса к потребляемой им мощности двигателя называют **коэффициентом полезного действия** насоса (к.п.д.). Он равен произведению трех коэффициентов полезного действия: объемного, гидравлического и механического. Объемным к.п.д. учитываются потери объема жидкости (утечки жидкости через уплотнения, уменьшение подачи из-за кавитации и проникновения воздуха в насос), гидравлическим к.п.д. – уменьшение напора насоса, вызываемое гидравлическими сопротивлениями в самом насосе (при входе жидкости в насосное колесо и выходе из него, сопротивление жидкости в межлопастных каналах насосного колеса и пр.), механическим к.п.д. – трение между элементами машины.

Основы теории лопастных насосов

Центробежные насосы. Схемы центробежных насосов. Уравнение Эйлера для насоса и турбины. Теоретический напор насоса. Влияние числа лопаток на теоретический напор. Полезный напор. Потери энергии в насосе. Коэффициенты полезного действия насоса. Характеристика центробежных насосов. Основы теории подобия насосов. Формулы подобия. Коэффициент быстроходности и типы лопастных насосов. Осевые насосы.

Методические указания

Движение частиц жидкости в рабочем колесе является сложным, поскольку вращается и само рабочее колесо, и жидкость движется по его межлопастным каналам. Сумма этих движений дает абсолютное движение частиц жидкости по отношению к неподвижному корпусу насоса.

Основное уравнение лопастных насосов впервые было выведено Л.Эйлером. Оно связывает напор насоса со скоростями движения жидкости в характерных сечениях. Скорости движения жидкости зависят от подачи и частоты вращения рабочего колеса насоса, а также от геометрии элементов этого колеса (диаметра, ширины каналов, формы лопастей) и условий подвода. Следовательно, основное уравнение дает возможность по заданному напору, частоте вращения и подаче насоса определить выходные элементы рабочего колеса.

Условия протекания жидкости в рабочем колесе и спиральной камере насоса настолько сложны, что представление о характере взаимосвязи основных рабочих параметров центробежного насоса удается получить только экспериментальным путем, т. е. испытаниями насоса в лаборатории. Рабочая характеристика лопастных насосов строится в виде зависимости напора насоса, потребляемой им мощности и к.п.д. от подачи насоса при постоянной частоте вращения рабочего колеса. С изменением частоты вращения рабочая характеристика насоса также изменяется.

При конструировании новых образцов лопастных машин проводят лабораторные исследования на моделях, так как теоретические решения большинства вопросов не дают удовлетворительных по точности результатов. На моделях проверяют форму лопастей рабочего колеса и направляющего аппарата, определяют к.п.д. насоса и устанавливают его изменение в зависимости от частоты вращения, подачи и напора, исследуют возможность возникновения кавитации и т.д. Для перехода от модельных данных к натурным применяют теорию подобия лопастных насосов. Пересчитав по теории подобия характеристику модельного насоса, можно получить характеристику проектируемого насоса.

Теория подобия позволяет определить параметр, который остается одинаковым для всех геометрически подобных насосов при их работе на подобных режимах. Этот параметр называют удельным числом оборотов или коэффициентом быстроходности. При заданной частоте вращения коэффициент быстроходности увеличивается с ростом подачи и с уменьшением напора.

Эксплуатационные расчеты лопастных насосов

Применение формул подобия для пересчета характеристик насосов. Насосная установка. Регулирование подачи. Последовательное и параллельное соединение насосов. Кавитация в лопастных насосах. Кавитационная характеристика. Кавитационный запас. Формула С.С. Руднева и ее применение.

Методические указания

Элементарную гидросистему для перемещения жидкости насосом называют насосной установкой. Она в основном состоит из приемного резервуара, всасывающего трубопровода, насоса, нагнетательного трубопровода и напорного резервуара.

Потребным напором $H_{\text{потр}}$ установки называют энергию, которую необходимо сообщить единице веса жидкости для ее перемещения из приемного резервуара в напорный по трубопроводу установки при заданном расходе:

$$H_{\text{потр}} = h_{\text{п}} + h_{\text{в}} + \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} + \sum h_{\text{л}} = H_{\text{ст}} + \sum h_{\text{л}}, \quad (33)$$

где h_H -- геометрическая высота нагнетания; h_B -- геометрическая высота всасывания; $p_2 - p_1$ -- разность давлений в напорном и приемном резервуарах; $\sum h_{II} = h_{II,B} + h_{II,H}$ -- сумма потерь напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах; H_{CT} -- статический напор установки.

При установившемся режиме работы установки развиваемый насосом напор равен потребному напору установки:

$$H = H_{\text{потр}}. \quad (34)$$

Следует отличать потребный напор от напора насоса. Потребный напор определяется самой насосной установкой (высотой подъема жидкости, давлениями в напорном и приемном резервуарах, гидравлическими потерями во всасывающем и нагнетательном трубопроводах), т. е. давлениями у насоса во всасывающем и в нагнетательном трубопроводах. Напор насоса определяется прочностью его корпуса, частотой вращения, иногда объемным к.п.д.

Режим работы насоса (подбор насоса) определяют совмещением на одном и том же графике в одинаковых масштабах рабочей характеристики насоса с характеристикой насосной установки. Последняя представляет собой параболу (при турбулентном режиме течения), смещенную вдоль оси напоров на числовое значение статического напора установки (33). Насос в этой установке работает в таком режиме, при котором потребный напор равен напору насоса. Точку пересечения указанных двух характеристик называют рабочей точкой. Если рабочая точка отвечает оптимальному режиму работы насоса, то насос считается подобранным правильно. Однако требуемую подачу насоса можно изменять. Для этого необходимо изменить либо характеристику насоса (путем изменения частоты вращения насоса), либо характеристику насосной установки (дресселированием). Наиболее экономичный метод регулирования подачи и напора -- изменение частоты вращения. Он в основном осуществляется применением регулируемого привода (электродвигателей постоянного тока или двигателей внутреннего сгорания).

Из-за чрезмерного падения давления на всасывающей стороне насоса может возникнуть кавитация (пустотообразование), вследствие которой резко падает к.п.д. насоса, снижается его подача и напор. Кроме того, появляются сильная вибрация и толчки, сопровождаемые характерным шумом. Для избегания кавитации насос необходимо установить таким образом, чтобы давление жидкости в нем было больше давления насыщенного пара жидкости при данной температуре. Это обеспечивается ограничением высоты всасывания насоса. Допустимую высоту всасывания определяют следующим соотношением:

$$h_B \leq \frac{p_H}{\rho \cdot g} - \frac{p_H}{\rho \cdot g} - h_{II,B} - \sigma H, \quad (35)$$

где p_H -- давление насыщенного пара; $h_{II,B}$ -- потеря напора во всасывающем трубопроводе при полной подаче; σ -- коэффициент кавитации; H -- полный напор насоса.

Коэффициент кавитации часто определяют по формуле С.С. Руднева, предложенной на основании обобщения опытных данных:

$$\sigma = \frac{10}{H} \cdot \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C} \right)^4, \quad (36)$$

где n – частота вращения рабочего колеса, мин^{-1} ; Q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; H – полный напор насоса, м; C – коэффициент, характеризующий конструкцию насоса.

Допустимая высота всасывания в насосах чаще всего определяется по допустимой вакуумметрической высоте всасывания, которая обозначается на характеристиках всех типов насосов как функция расхода. Необходимо помнить, что при изменении частоты вращения изменяется и допустимая вакуумметрическая высота всасывания. Разрушительному действию кавитации подвергаются гидравлические турбины, а также золотники, клапаны и другие аппараты объемного гидропривода.

Вихревые и струйные насосы

Схема вихревого насоса, принцип действия, характеристика, области применения. Вихревая гидротурбина. Схема струйного насоса, принцип действия, области применения.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Назначение и области применения гидродинамических передач. Принцип действия и классификация. Устройство и рабочий процесс гидромурфты и гидродинамических трансформаторов.

Методические указания

Характеристики машин, между которыми передается механическая энергия, часто не соответствуют друг другу, в результате чего они работают неэкономично. Согласование этих характеристик достигается путем применения гидродинамических передач, в которых нет непосредственного контакта между ведущим и ведомым звеньями, вращающимися с различными угловыми скоростями. Вращательное движение в гидропередачах передается через промежуточную среду – рабочую жидкость.

Гидропередача представляет собой механизм, состоящий из двух предельно сближенных в одном корпусе лопастных систем – центробежного насоса и лопастной турбины, переносящих потоком жидкости энергию от двигателя к рабочей машине. Кинематическая связь между лопастными рабочими органами гидропередачи обеспечивает плавное изменение скорости вращения ведомого вала в зависимости от его нагрузки.

Гидропередачи разделяются на гидромурфты и гидротрансформаторы. Они используются в машиностроении и на транспорте: в тепловозах, автомобилях, приводах мощных вентиляторов и насосов, в судовых и буровых установках, в землеройных и дорожных машинах.

ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ, ГИДРОПРИВОДЫ И ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА

Объемные насосы, принцип действия, общие свойства и классификация. Применение объемных насосов в гидро- и пневмоприводах, а также в системах гидроавтоматики.

Методические указания

В объемном насосе подвижные рабочие органы – вытеснители (поршень, плунжер, пластина, зуб шестерни, винтовая поверхность) замыкают определенную порцию жидкости в рабочей камере и вытесняют ее сначала в камеру нагнетания, а затем – в напорный трубопровод. В объемном насосе вытеснители сообщают жидкости главным образом потенциальную энергию давления, а в лопастном насосе – кинетическую. Объемные насосы разделяют на две группы: 1) поршневые (клапанные) и 2) роторные (бесклапанные). Такое разграничение произведено по признакам (свойствам): обратимости (первые необратимые, вторые обратимые); быстроходности (первые тихоходные, низкооборотные, вторые высокооборотные); равномерности подачи (первые отличаются большой неравномерностью, вторые обеспечивают более равномерную подачу); характеру перекачиваемых жидкостей (первые способны перекачивать любые жидкости, вторые лишь неагрессивные, чистые отфильтрованные и смазывающие жидкости).

Подача объемного насоса пропорциональна его размерам и скорости движения вытеснителей жидкости. Напор объемных насосов почти не связан ни с подачей, ни со скоростью движения вытеснителей жидкости. Необходимое давление в системе определяется полезной внешней нагрузкой (усилием, прилагаемым к вытеснителю) и гидравлическим сопротивлением системы. Наибольшее возможное давление, развиваемое насосом, ограничивается мощностью двигателя и механической прочностью корпуса и деталей насоса. Чем больше напор объемных насосов, тем больше утечка жидкости через уплотнения, тем ниже объемный коэффициент полезного действия. Напор, при котором объемный к.п.д. снижается до экономически допустимого предела, может считаться максимально допустимым.

Поршневые и плунжерные насосы

Устройство, области применения поршневых и плунжерных насосов. Индикаторная диаграмма. К.п.д. поршневых насосов. Графики подачи и способы ее выравнивания. Диафрагменные насосы. Поршневые компрессоры.

Методические указания

Возвратно-поступательное движение поршня осуществляется при помощи кривошипно-шатунного механизма. Скорость поршня и подача насоса при этом получаются неравномерными: ход нагнетания чередуется с ходом всасывания, причем скорость поршня по длине его пути непрерывно меняется. Работу поршневого насоса можно весьма наглядно проследить по индикаторной диаграмме, т.е. по графическому изображению изменения давления в цилиндре насоса перед поршнем. Из этой диаграммы можно выяснить влияние воздушных колпаков на процессы всасывания и нагнетания, а также зависимость мгновенного максимума давления и минимума давления, обуславливающих в первом случае прочность насоса, во втором – возможность появления кавитации, от числа ходов в минуту. По индикаторной диаграмме можно судить об исправной работе всасывающего и нагнетательного клапанов насоса и выявить различные неисправности его работы.

Геометрическая высота всасывания h_B (рисунок 5) всегда меньше высоты атмосферного давления – $h_B < P_{at}/\rho \cdot g$. При определении h_B необходимо учитывать не только давление насыщенных паров p_{II} перекачиваемой жидкости, гидравлические сопротивления всасывающего трубопровода $h_{П.В.}$, но и потери напора $h_{ин}$ на преодоление сил инерции:

$$h_B \leq \frac{P_{at}}{\rho \cdot g} - \frac{p_{II}}{\rho \cdot g} - \frac{v_B^2}{2 \cdot g} - h_{П.В.} - h_{ин}. \quad (37)$$

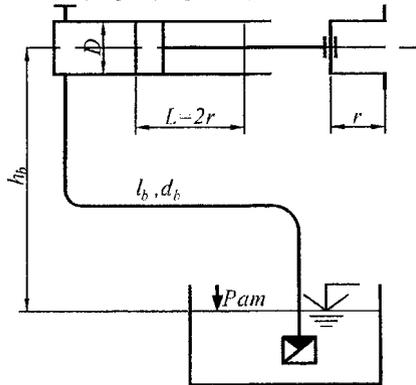


Рисунок 5

Гидравлические потери во всасывающем трубопроводе (на трение по длине и местные) определяются ранее указанными способами. Инерционный напор $h_{ин}$ появляется вследствие неустановившегося движения жидкости во всасывающем трубопроводе, вызываемого неравномерным движением поршня в цилиндре поршневого насоса. Потери напора на преодоление сил инерции определяют по формуле:

$$h_{ин} = \frac{a \cdot l_B \cdot D^2}{g \cdot d_B^2}, \quad (38)$$

где g – ускорение силы тяжести; a – ускорение поршня, зависящее от его положения в цилиндре, т.е. от угла φ поворота кривошипа. Ускорение поршня определяют по формуле:

$$a = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi, \quad (39)$$

где ω – угловая скорость кривошипа.

Если в формулу (37) подставить максимальное значение инерционного напора $h_{ин}$, то $\frac{v_B^2}{2 \cdot g}$ и $h_{П.В.}$ отбрасываются, так как скорость течения жидкости в этом случае во всасывающем трубопроводе равна нулю. Во всасывающем трубопроводе центробежного насоса жидкость течет при установившемся движении и силы инерции в ней не проявляются.

Роторные насосы

Классификация роторных насосов, общие свойства и области применения. Устройство и особенности роторных насосов различных типов: а) роторно-

поршневых; б) пластинчатых (шиберных); в) шестеренных; г) винтовых. Определение рабочих объемов. Подача и ее равномерность. Характеристики насосов. Регулирование подачи. Работа насоса на трубопровод.

Методические указания

Более равномерную подачу жидкости (в отличие от одноцилиндровых поршневых насосов) можно получить применением многоцилиндровых роторно-поршневых машин, объединенных в общий блок. Вытеснение жидкости в таких насосах производится последовательно каждым поршнем. Цилиндры этих насосов могут быть расположены радиально и аксиально по отношению к оси блока. Они существенно отличаются от поршневых насосов (бесклапанность, обратимость, высокооборотность, большая равномерность подачи, возможность ее регулирования). Все это обусловило широкое применение роторно-поршневых насосов в объемных гидроприводах.

Компрессоры

Классификация компрессорных машин. Процесс сжатия газов. Основные характеристики работы компрессоров: подача, напор (давление), развиваемый компрессором, мощность, степень сжатия, температура comprimирования. Поршневые компрессоры, устройство и принцип действия. Типы поршневых компрессоров. Рабочий цикл в поршневом компрессоре. Производительность одноступенчатого поршневого компрессора. Многоступенчатое сжатие в поршневом компрессоре.

Методические указания

Компрессорами называют машины, предназначенные для сжатия (компримирования) и перемещения газов.

Сжатый газ является аккумулятором энергии, которая может расходоваться для привода в движение различных машин и механизмов: грузоподъемных средств, промышленных роботов, привода или смены инструментов, пневмозажимов, тормозных систем и т.п.

Компрессоры делятся по следующим основным признакам.

По принципу действия: поршневые, центробежные, осевые, роторные.

По развиваемому давлению: вентиляторы, сжимающие воздух до избыточного давления не более $p = 0,10$ МПа; воздуходувки, сжимающие воздух до избыточного давления $p = 0,20$ МПа; компрессоры низкого давления ($p = 0,2 \dots 1$ МПа); компрессоры среднего давления ($p = 1,0 \dots 10,0$ МПа); компрессоры высокого давления ($p \geq 10,0$ МПа).

По подаче: малые компрессоры с подачей до $0,015$ м³/с; средние компрессоры с подачей до $1,5$ м³/с; крупные компрессоры с подачей более $1,5$ м³/с.

По способу установки: стационарные и передвижные компрессоры.

По числу ступеней сжатия: одноступенчатые; двухступенчатые; трех и более ступенчатые (до семи ступеней).

В результате сжатия газа давление на выходе компрессора p_2 становится больше давления на входе в него p_1 . Отношение этих величин представляет собой степень повышения давления компрессором (степень сжатия):

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} \quad (40)$$

Изменение давления газов p описывается уравнениями состояния.

Под подачей Q компрессора понимают количество газа, подаваемое компрессором в нагнетательный трубопровод в единицу времени.

Обычно подачу Q приводят к термодинамическим условиям: давление p_{BC} и температура T_{BC} на приеме газа в компрессор.

Давление и температуру обычно не указывают, когда речь идет о плотности газа при стандартных условиях (760 мм рт. ст. и 20°C).

Принимая во внимание уравнение Клапейрона-Менделеева, имеем соотношение подач, приведенных к условиям всасывания:

$$Q_{BC} = Q_H \cdot \frac{p_H}{p_{BC}} \cdot \frac{T_{BC}}{T_H} \quad (41)$$

Если рассматривать работу компрессора в режиме политропного сжатия с показателем n , то связь между Q_H и Q_{BC} определится как:

$$Q_H = Q_{BC} \cdot n \cdot \sqrt{\frac{T_{BC}}{T_H}}; \quad T_H = T_{BC} \cdot \left(\frac{p_H}{p_{BC}}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (42)$$

Принципиальная конструктивная схема поршневого компрессора аналогична конструкции поршневого насоса.

Подача однопоршневого компрессора определяется по формуле:

$$Q = \lambda \cdot V_0 \cdot n, \quad (43)$$

где λ – коэффициент подачи, V_0 – рабочий объем цилиндра – объем, описываемый поршнем, n – число ходов поршня в единицу времени.

Для политропного процесса сжатия мощность, затрачиваемая на компримирование газа, определяется по формуле:

$$N = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot Q_{BC} \cdot (\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1). \quad (44)$$

ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД

Основные понятия

Принцип действия объемного гидропривода. Основные понятия. Классификация объемных гидроприводов по характеру движения выходного звена и другим признакам. Элементы гидропривода (гидродвигатели и гидроаппаратура, фильтры, гидроаккумуляторы, гидролинии). Рабочие жидкости, применяемые в гидроприводах.

Методические указания

Гидравлический привод состоит из источника энергии рабочей жидкости (насоса), получающего механическую энергию от ведущего звена (например, от электродвигателя), и потребителя энергии жидкости (гидродвигателя), передающего механическую энергию исполнительному органу. Насос и гидродвигатель соединяют два основных трубопровода, по одному из которых рабочая жидкость перемещается от насоса к двигателю, а по другому возвращается из гидродвигателя к насосу. На обоих трубопроводах монтируются управляющие и регулирующие гидроаппараты определенного назначения.

Объемные гидроприводы обладают высоким быстродействием, незначительными размерами и небольшой массой. Высокий модуль упругости рабочей жидкости и герметичность гидроаппаратов (по сравнению с гидродинамическими передачами) обеспечивают механическую жесткость связи между ведущим и ведомым звеньями. Исключение поломок в машинах и механизмах с объемным гидроприводом обеспечивается предохранительными клапанами.

Полный к.п.д. гидропривода сравнительно высок. Потери мощности в гидрорепердаче, состоящей из насоса и гидромотора, определяют как произведение их к.п.д.:

$$\eta = \eta_H \cdot \eta_M, \quad (45)$$

где η_H – полный к.п.д. насоса; η_M – полный к.п.д. гидромотора.

Если гидрролинии гидропривода достаточно длинные и на них смонтирована различная аппаратура, необходимо учитывать гидравлические потери на трение по длине и местные гидравлические потери. Эти потери давления учитываются гидравлическим к.п.д. передачи:

$$\eta_T = \frac{P_H - \Delta p}{P_H} = 1 - \frac{\Delta p}{P_H}, \quad (46)$$

где P_H – давление на выходе из насоса; $\Delta p = \Delta p_{mp} + \Delta p_M$ – потери давления на трение по длине и на местных сопротивлениях.

Полный к.п.д. передачи равен произведению полных к.п.д. насоса, гидромотора, и также гидравлического к.п.д. передачи:

$$\eta = \eta_H \cdot \eta_M \cdot \eta_T, \quad (47)$$

или как отношение полезной мощности на валу гидромотора и приводной мощности насоса $P_{пр.н}$:

$$\eta = \frac{P_{пол.м.}}{P_{пр.н}}. \quad (48)$$

Полный к.п.д. гидропривода средней мощности обычно равен 80 ... 85%, хотя в отдельных случаях он достигает 90 ... 94%.

Рабочим жидкостям гидроприводов должны быть присущи: хорошие смазочные свойства, малое изменение вязкости в широком диапазоне температуры, большой модуль упругости, химическая стабильность, малая способность к растворению воздуха, хорошая теплопроводность, возможно меньший коэффициент теплового расширения и пр.

Одна из наиболее важных характеристик минерального масла – его вязкость. Она должна иметь определенное значение при том давлении и той температуре, которые будут во время эксплуатации гидропривода. Следует выбрать рабочую жидкость с оптимальной вязкостью. В гидроприводах машин в зависимости от их назначения, условий эксплуатации и степени надежности находят применение растительные и минеральные масла, синтетические жидкости, глицерин, спиртоглицериновые и водоглицериновые смеси, вода и водомасляные эмульсии, керосин и керосиномасляные смеси. В гидроприводах станков и других машин обычно используют минеральные масла.

Вязкость минеральных масел в значительной степени зависит от температуры. Температура рабочей жидкости 55...60°C считается нормальной. С повышением температуры вязкость уменьшается, а с ростом давления – повышается.

Так, при давлении 15 МПа вязкость масла может возрасти на 25 ... 30% по сравнению с ее значением, определенным при атмосферном давлении.

С увеличением вязкости возрастают потери давления в гидросистеме, однако одновременно уменьшаются утечки. Поскольку и потери давления, и утечки приводят к снижению к.п.д. гидропривода, необходимо строго придерживаться рекомендаций завода-изготовителя, касающихся характеристик рабочей жидкости.

Гидродвигатели

Силовые гидроцилиндры, их назначение и устройство. Расчет гидроцилиндров. Поворотные гидродвигатели. Роторные гидродвигатели – гидромоторы. Обратимость роторных насосов и гидромоторов. Гидромоторы роторно-поршневых, пластинчатых, шестеренных и винтовых типов. Расчет крутящего момента и мощности на валу гидромотора. Регулирование рабочего объема. Высокомомментные гидромоторы.

Методические указания

Под объемным гидродвигателем понимают гидромашину, предназначенную для преобразования энергии потока масла в энергию движения выходного звена гидропривода. Рабочий процесс этой гидромашин основан на попеременном заполнении рабочей камеры маслом и вытеснении его из рабочей камеры.

Гидродвигатели, как и насосы, в зависимости от того, какую энергию потока жидкости (потенциальную или кинетическую) они преобразуют в механическую работу выходного звена, подразделяют на: объемные и лопастные (динамические). Объемные гидродвигатели разделяют на: гидродвигатели с ограниченным ходом (двигающиеся возвратно-поступательным или возвратно-поворотным движением), и с неограниченным ходом (вращающиеся). Первые называют гидроцилиндрами, а вторые – гидромоторами.

Применяемые в промышленности гидроцилиндры по направлению действия рабочей среды подразделяют на цилиндры одностороннего и двустороннего действия, а по конструкции рабочей камеры – на поршневые (с односторонним или двусторонним штоком) и на плунжерные цилиндры.

Основными параметрами гидроцилиндров являются: геометрические – диаметры цилиндра и штока, рабочие площади поршня в поршневой и штоковой камерах, ход поршня; динамические – развиваемое цилиндром усилие при движении поршня в каком-либо направлении, скорость движения поршня в одном или в другом направлении, количество рабочей жидкости, поступающей или сливающейся из цилиндра, давление масла в поршневой или штоковой камерах цилиндра. Основные параметры цилиндров регламентируются государственными стандартами.

В процессе работы оборудования цилиндр должен преодолеть внешние нагрузки, силы трения и веса, а в динамических режимах – инерционные нагрузки.

При определении скорости движения поршня или развиваемого цилиндром усилия следует учитывать коэффициенты полезного действия гидроцилиндра (объемный или механический).

К лопастным гидродвигателям относят гидротурбины различных типов, которые не следует путать с роторными гидромоторами вращательного движения. Гидротурбины отличаются как принципом работы, так и рабочими характеристиками.

Заметного различия в конструкциях объемного насоса и гидромотора нет, иногда они могут быть совершенно одинаковыми. Роторный насос (например, шестеренный) без каких-либо переделок может работать в качестве гидромотора. Гидромоторы применяются в технике значительно меньше, чем электромоторы, однако иногда они имеют некоторые преимущества перед ними. Гидромоторы, например, в среднем в 3 раза меньше по размерам и в 15 раз по массе, чем аналогичной мощности электромоторы. Диапазон регулирования частоты вращения вала гидромотора на много шире, чем у электромотора, причем плавное регулирование частоты вращения осуществляется у гидромотора легче (путем регулирования его рабочего объема).

Основными параметрами гидромоторов являются: рабочий объем, количество масла, потребляемое гидромотором (расход), крутящий момент и частота вращения гидромотора, перепад давления в камерах гидромотора, мощность на валу.

В связи с утечками и механическим трением в гидромоторе фактические значения расхода масла, крутящего момента и эффективной мощности несколько отличаются от их теоретических значений. Различия фактических значений параметров от теоретических учитываются объемными и механическими коэффициентами полезного действия гидромотора.

Гидроаппаратура и элементы гидроавтоматики

Классификация гидроаппаратов и элементов гидроавтоматики. Распределительные устройства. Назначение, принцип действия и основные типы. Клапаны. Принцип действия, устройство и характеристики. Дроссельные устройства. Назначение, принцип действия и характеристики. Фильтры. Гидроаккумуляторы. Гидролинии. Обозначение гидроаппаратов и элементов. Обозначение гидроаппаратов и элементов гидроавтоматики по ЕСКД.

Методические указания

Распределительные устройства предназначены для изменения направления или пуска и остановки потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего сигнала управления. При помощи распределителей возможно реверсирование движения рабочих органов в станках и машинах, останов рабочего органа, а также выполнение других операций. Наиболее широкое применение в объемных гидроприводах получили золотниковые распределители. Они имеют запорно-регулирующий элемент в виде золотника, который совершает осевое передвижение из одного рабочего положения в другое.

Виды исполнений распределителей классифицируют по конструкции, типу управления, диаметру условного прохода, присоединению, числу рабочих позиций, номинальному давлению и пр.

Распределители выпускают двух конструктивных исполнений: с принятыми отечественными и международными присоединительными размерами. По типу управления различают распределители с ручным, ножным, механическим, гидравлическим, электрическим, электрогидравлическим, пневматическим и пневмогидравлическим управлением. Каждому диаметру условного прохода соответствует определенный номинальный расход рабочей жидкости. По виду присоединения различают резьбовое и стыковое исполнение распределителей. По числу рабочих позиций различают двух- и трехпозиционные аппараты.

Новые возможности компоновки открывает система модульного монтажа гидроаппаратуры. Наличие двух стыковых плоскостей у гидроаппаратов позволяет устанавливать различные аппараты один на другой в вертикальный пакет. Применение такого модульного монтажа упрощает изготовление гидроприводов, позволяет предельно сократить число трубопроводов. Следует заметить, что такой метод монтажа имеет и определенные недостатки.

При проектировании несложных объемных гидроприводов часто выполняют не слишком сложные гидравлические расчеты, как, например, подбор диаметра гидролинии любого назначения и определение гидравлических потерь, подбор определенных гидравлических аппаратов и определение их рабочих характеристик, определение основных характеристик гидропривода и другие расчеты.

Давление в любом сечении гидролиний гидропривода может быть определено по упрощенному уравнению Бернулли:

$$p_1 - p_2 = \Delta p = \Delta p_{ГП} + \Delta p_M, \quad (49)$$

где p_1, p_2 – гидродинамические давления в сечениях; Δp – общие потери давления; $\Delta p_{ГП}$ – потери давления на трение по длине; Δp_M – потери давления на местных сопротивлениях.

При гидравлическом расчете трубопроводов гидропривода учитываются как потери трения по длине, так и местные потери. Местные потери при поворотах и разветвлениях трубопровода, в местах резкого расширения или сужения и прочих в расчетах не учитываются, так как они незначительны по сравнению с потерями в гидравлических аппаратах. Основные местные потери наблюдаются при протекании рабочей жидкости через гидравлические аппараты, например распределители жидкости, фильтры, клапаны, дроссели и др.

Методика определения потерь давления на трение по длине и на местных сопротивлениях рассчитывается по формуле Дарси-Вейсбаха. Потери давления в гидравлических аппаратах чаще всего оценивают по расходу, проходящему через аппараты. Потери давления в аппарате определяют экспериментальным путем по номинальному расходу $Q_{НОМ}$. Когда через аппарат протекает расход Q , отличающийся от $Q_{НОМ}$, потери давления определяют по формуле:

$$\Delta p = \Delta p_{НОМ} \left(\frac{Q}{Q_{НОМ}} \right)^2, \quad (50)$$

где $\Delta p_{НОМ}$ – потери давления в аппарате при протекании через него номинального расхода $Q_{НОМ}$.

При выборе скорости потока в гидролиниях гидропривода необходимо учитывать, что с увеличением скорости увеличивается потеря напора в системе, а уменьшение скорости ведет к увеличению диаметра и веса трубопровода и, следовательно, к увеличению его стоимости. Увеличение площади поперечного сечения трубопровода вызывает увеличение объема жидкости, а это ухудшает жесткость системы (увеличивается абсолютная сжимаемость жидкости). Рекомендуемая скорость течения жидкости также является функцией рабочего давления.

Гидравлические аппараты между собой обычно соединяют жесткими и гибкими трубопроводами. В гидроприводах широко применяют стальные бес-

шовные холоднодеформированные трубы, медные трубы и рукава высокого давления. Основные характеристики трубопровода (гидролинии): его наружный диаметр и толщина стенки. Минимально допустимая толщина стенки δ , мм, зависит от рабочего давления, p , МПа:

$$\delta = \frac{p \cdot d}{2 \cdot \sigma}, \quad (51)$$

где σ – допускаемое напряжение на разрыв для материала трубопровода МПа (для труб, изготовленных из стали 20, $\sigma = 140$ МПа), d – внутренний диаметр трубопровода, мм.

Полученная толщина стенки округляется в большую сторону до ряда: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6 и т. д.

При выборе внутреннего диаметра трубопровода для той или иной линии гидросистемы необходимо учитывать рекомендацию, регламентирующую скорости потоков рабочей жидкости в напорных трубопроводах в зависимости от номинального давления: при давлении до 2,5 МПа – не более 2,0 м/с; при давлении до 6,3 МПа – 3,2; при давлении до 16 МПа – 4,0; при давлении до 32 МПа – 5,0 м/с. Для сливных линий обычно принимают $v = 2$ м/с, а для всасывающих $v < 1,6$ м/с.

Определенный по рекомендуемым скоростям диаметр гидролинии округляется до стандартного наружного диаметра. В общем случае скорость течения рабочей жидкости и диаметры гидролиний выбирают такими, чтобы потери давления на трение по длине $\Delta p_{\text{тр}}$ не превышали 5 – 6% от рабочего давления $\Delta p_{\text{н}}$ насоса, т.е.:

$$\Delta p \approx (0,05 - 0,06) \cdot p_{\text{н}}. \quad (52)$$

Общие потери давления Δp в местных сопротивлениях и на трение по длине обычно не превышают 10% от рабочего давления насоса, т.е. $\Delta p \approx 0,10 \cdot p_{\text{н}}$.

Схемы гидропривода и системы гидроавтоматики

Схемы гидропривода с замкнутой и разомкнутой циркуляцией, с дроссельным и объемным регулированием скорости. Сравнение различных способов регулирования скорости гидропривода. Стабилизация скорости. Синхронизация движения нескольких гидродвигателей.

Методические указания

Скорость движения поршня гидроцилиндра или скорость вращения вала гидромотора регулируется изменением подачи насоса (объемное регулирование) или изменением расхода гидродвигателя путем установки дросселя и перепуска рабочей жидкости через переливной клапан при неизменной подаче насоса (дроссельное регулирование). Последнее более удобно, но связано с потерей мощности и нагревом жидкости. Оно менее экономично, чем объемное, при котором насос с переменной подачей позволяет плавно изменять скорость рабочего органа без больших потерь энергии.

При дроссельном регулировании количество поступающей в гидродвигатель жидкости или отвод ее из гидродвигателя регулируется дросселем, под-

ключенным на входе, выходе из гидродвигателя или параллельно насосу. Почти во всех схемах гидропривода дроссельное регулирование на выходе более предпочтительно, так как в этом случае рабочий орган гидродвигателя будет нагружен с обеих сторон, и поэтому его движение отличается большой плавностью.

При всех трех схемах установки дросселя скорость гидродвигателя изменяется в зависимости от нагрузки. Образовавшийся большой перепад давления на дросселе затрудняет получение малых расходов, так как для этого необходимо чрезмерно уменьшать площадь проходного сечения дросселирующей щели. Это приводит к быстрому ее засорению.

Для обеспечения постоянства скорости гидродвигателей независимо от нагрузки, необходимо иметь постоянный перепад давления на дросселе. Для этой цели применяют регуляторы потока, которые представляют собой комбинацию дросселя с регулятором постоянного перепада давления на дросселирующей щели.

В практике машиностроения довольно часто возникает необходимость в синхронной работе нескольких гидродвигателей. Решение таких задач особенно затруднено, когда потребители энергии удалены друг от друга на значительное расстояние, так как невозможно обеспечить между ними жесткую связь. В зависимости от назначения машины, компоновки механизмов и возможной степени рассогласования между их действиями применяют гидромеханический и гидравлический способы синхронизации. Особенно широкое распространение получил гидравлический способ синхронизации, так как в большинстве случаев позволяет использовать только нормализованную гидравлическую аппаратуру. В зависимости от способа подключения гидродвигателей в систему (параллельно или последовательно), существующие гидравлические синхронизирующие устройства объединяют в две большие группы, каждый из двух случаев применения синхронизирующих устройств создает различную точность синхронизации в движении нескольких гидроцилиндров или гидромоторов.

Объемный способ регулирования применяют в гидроприводах мощностью более 4 кВт, когда требуются большие усилия на выходном звене и при пуске машины под нагрузкой.

Следящий гидропривод

Назначение, принцип действия, схема и область применения следящего гидропривода в системах автоматического управления. Чувствительность, точность и устойчивость гидроусилителей.

Методические указания

В машинах и станках с программным управлением, а также в промышленных роботах широко применяют следящие приводы. Это устройство -- гидравлические усилители мощности, преобразующие входное механическое или электрическое воздействие в соответствующее перемещение выходного звена с усилием или моментом, достаточным для преодоления нагрузок на рабочих органах. Гидравлический следящий привод позволяет получить весьма высокий коэффициент усиления по мощности, достигающий десятков и даже сотен тысяч.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

Учебным планом заочного факультета может предусматриваться разное количество контрольных работ, в каждую из которых входит определенное количество задач.

Номера контрольных задач студент-заочник выбирает по последней цифре (таблица 1), а числовые значения – по предпоследней цифре шифра зачетной книжки студента (таблица 4).

Число и тематика задач в контрольных работах по необходимости могут быть изменены в соответствии с требованиями специальности, учитывая объем курса и установленный кафедрой порядок изучения настоящего курса.

В условиях контрольных работ не всегда указываются все цифровые значения параметров, необходимых для решения задач (например, может быть не указана плотность, коэффициент вязкости или другой параметр). Тогда недостающие параметры выбираются из таблиц, помещенных в учебной и справочной литературе.

Задачи

Задача 1. Автоклав объемом 25,0 л наполнен жидкостью и закрыт герметически. Коэффициент температурного расширения жидкости α , ее модуль упругости E . Определить повышение давления в автоклаве при увеличении температуры жидкости на величину T . Объемной деформацией автоклава пренебречь.

Таблица 1

Последняя цифра шифра	При выполнении одной контрольной работы	При выполнении двух контрольных работ		При выполнении трех контрольных работ		
		в первой	во второй	в первой	во второй	в третьей
1	1, 4, 10, 19, 22, 25	1, 6, 10, 16	19, 22, 25	1, 6, 7	11, 13, 16	19, 22
2	2, 5, 11, 20, 23, 26	2, 5, 11, 17	20, 23, 26	2, 5, 8	12, 14, 17	20, 23
3	3, 6, 12, 21, 24, 27	3, 4, 12, 18	21, 24, 27	3, 4, 9	10, 15, 18	21, 24
4	1, 5, 11, 20, 23, 28	2, 6, 11, 16	19, 23, 28	3, 5, 8	11, 15, 17	19, 23
5	2, 6, 12, 21, 24, 25	3, 5, 12, 17	20, 24, 25	2, 6, 9	12, 15, 16	20, 24
6	3, 4, 10, 19, 22, 26	1, 4, 10, 18	21, 22, 26	1, 4, 9	10, 13, 18	21, 22
7	1, 6, 12, 21, 24, 27	3, 6, 12, 16	19, 24, 27	1, 5, 8	11, 14, 17	19, 24
8	2, 4, 11, 20, 22, 28	1, 5, 10, 17	20, 22, 28	2, 4, 7	12, 13, 16	20, 22
9	3, 5, 10, 19, 23, 26	2, 4, 11, 18	21, 23, 26	3, 6, 7	10, 14, 16	21, 23
0	1, 6, 10, 20, 22, 25	2, 4, 10, 18	20, 24, 25	2, 5, 9	11, 14, 18	20, 24

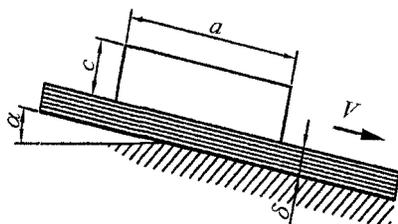


Рисунок 6

Задача 2 (рисунок 6). Определить скорость v равномерного скольжения прямоугольной пластины ($a \times b \times c$) по наклонной плоскости под углом $\alpha = 12^\circ$, если между пластиной и плоскостью находится слой масла толщиной δ . Температура масла 30°C , плотность материала пластины ρ .

Задача 3 (рисунок 7). Зазор между валом и втулкой заполнен маслом, толщина слоя которого равна δ . Диаметр вала D , длина втулки L . Вал вращается равномерно под воздействием вращающегося момента M . Определить частоту вращения вала, если температура масла равна 40°C .

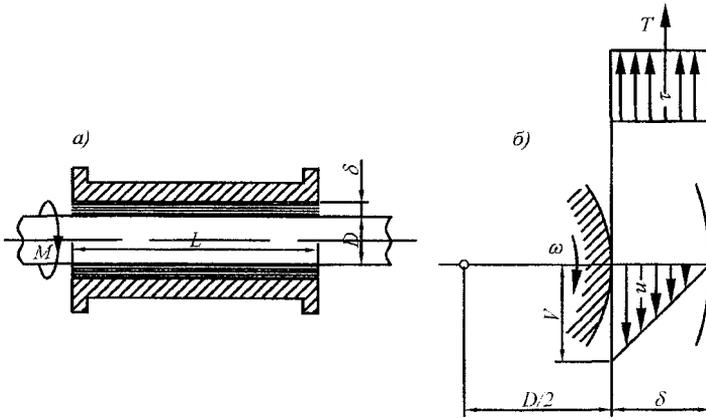


Рисунок 7

Задача 4 (Рисунок 8). Закрытый резервуар заполнен дизельным топливом, температура которого $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. В вертикальной стенке резервуара имеется прямоугольное отверстие ($D \times b$), закрытое полуцилиндрической крышкой. Она может повернуться вокруг горизонтальной оси A . Мановакуумметр MV показывает манометрическое давление p_M или вакуум p_B . Глубина топлива над крышкой равна H . Определить усилие F , которое необходимо приложить к нижней части крышки, чтобы она не открывалась. Силой тяжести крышки пренебречь. На схеме показаны векторы действующих сил.

Задача 5 (рисунок 9). Вертикальная цилиндрическая цистерна с полусферической крышкой до самого верха заполнена жидкостью, площадь которой ρ . Диаметр цистерны D , высота ее цилиндрической части H . Манометр M показывает манометрическое давление p_M . Определить силу, растягивающую болты A , и горизонтальную силу, разрывающую цистерну по сечению 1-1. Силой тяжести крышки пренебречь. Векторы сил показать на схеме.

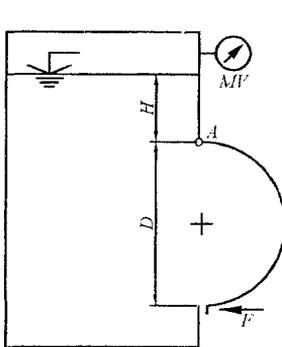


Рисунок 8

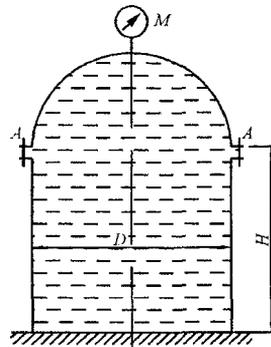


Рисунок 9

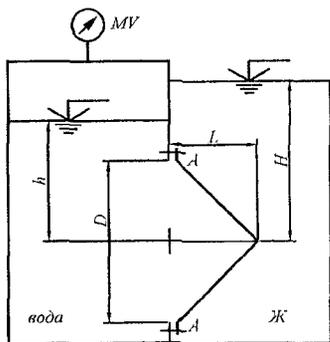


Рисунок 10

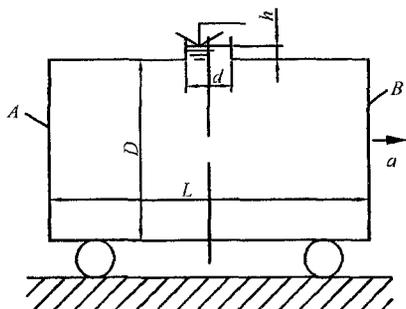


Рисунок 11

Задача 6 (рисунок 10). Круглое отверстие между двумя резервуарами закрыто конической крышкой с размерами D и L . Закрытый резервуар заполнен водой, а открытый – жидкостью $Ж$. К закрытому резервуару сверху присоединен вакуумметр MV , показывающий манометрическое давление p_M или вакуум p_B . Температура жидкости 20°C , глубина h и H . Определить силу срывающую болт A , и горизонтальную силу, действующую на крышку. Силой тяжести крышки пренебречь. Векторы сил показать на схеме.

Задача 7 (рисунок 11). Цилиндрическая цистерна наполнена бензином, температура которого 20°C . Диаметр цистерны D , длина L . Глубина бензина в горловине $h=20$ см, ее диаметр $d=30$ см. Определить силы давления на плоские торцевые стенки A и B цистерны в двух случаях: 1) когда цистерна не движется; 2) при движении цистерны горизонтально с положительным ускорением a .

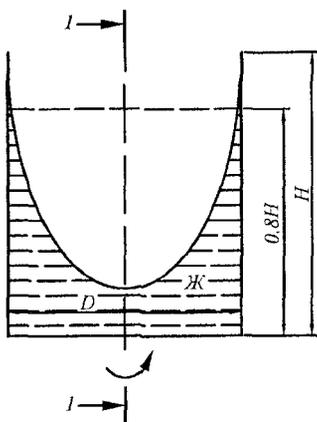


Рисунок 12

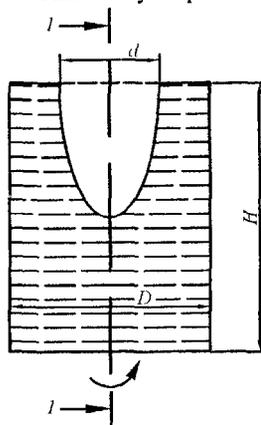


Рисунок 13

Задача 8 (рисунок 12). Открытый цилиндрический резервуар заполнен жидкостью $Ж$ до высоты $0,8H$. Диаметр резервуара D , температура жидкости 20°C . Определить: 1) объем жидкости, сливающейся из резервуара при его

вращении с частотой n вокруг его вертикальной оси; 2) силу давления на дно резервуара и горизонтальную силу, разрывающую резервуар по сечению 1-1 при его вращении.

Задача 9 (рисунок 13). Цилиндрический сосуд диаметром D и высотой H полностью заполнен водой, температура которой $20\text{ }^\circ\text{C}$. Диаметр отверстия сверху равен d . Определите: 1) с какой предельной частотой можно вращать сосуд около его вертикальной оси, чтобы в сосуде осталось 75% первоначального объема воды; 2) силу давления на дно сосуда и горизонтальную силу, разрывающую сосуд по сечению 1-1 при его вращении с определенной частотой.

Задача 10 (рисунок 14). По сифонному трубопроводу длиной l жидкость $Ж$ при температуре $20\text{ }^\circ\text{C}$ сбрасывается из отстойника A в отводящий канал B . Какой должен быть диаметр d трубопровода (его эквивалентная шероховатость Δ_{Σ}), чтобы обеспечить сбрасывание жидкости в количестве Q при напоре H ? Трубопровод снабжен приемным клапаном с сеткой (ζ_K), а плавные повороты имеют углы 45° и радиус округления $R=2r$. Построить пьезометрическую и напорную линии. Данные в соответствии с вариантом задания выбрать из таблицы 4.

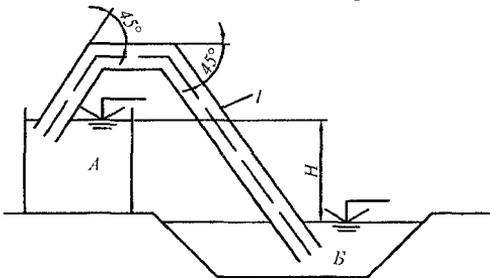


Рисунок 14

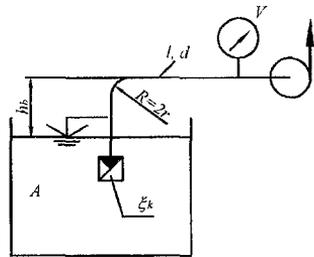


Рисунок 15

Задача 11 (рисунок 15). Центробежный насос, перекачивающий жидкость $Ж$ при температуре $20\text{ }^\circ\text{C}$, развивает подачу Q . Определить допустимую высоту всасывания h_B , если длина всасывающего трубопровода l , диаметр d , эквивалентная шероховатость Δ_{Σ} , коэффициент сопротивления обратного клапана ζ_K показание вакуумметра не превышало бы p_1 .

Построить пьезометрическую и напорную линии. Данные в соответствии с вариантом задания выбрать из таблицы 4.

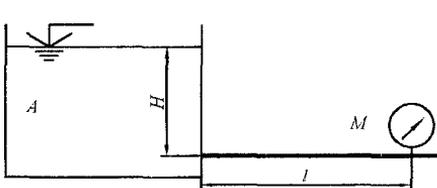


Рисунок 16

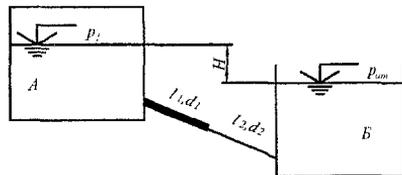


Рисунок 17

Задача 12 (рисунок 16). В баке A жидкость подогревается до температуры $50\text{ }^\circ\text{C}$ и самотеком по трубопроводу длиной l_1 попадает в производственный цех. Напор в баке A равен H . Каким должен быть диаметр трубопровода, чтобы

обеспечивалась подача жидкости в количестве Q при манометрическом давлении в конце трубопровода не ниже p_M ? Построить пьезометрическую и напорную линии. Данные для решения задачи в соответствии с вариантом задания выбрать из таблицы 4.

Задача 13 (рисунок 17). Из большого закрытого резервуара A , в котором поддерживается постоянный уровень жидкости, а давление на поверхности жидкости равно p_1 , по трубопроводу, состоящему из двух последовательно соединенных труб, жидкость $Ж$ при температуре 20°C течет в открытый резервуар B . Разность уровней жидкости в резервуарах равна H . Длина труб l_1 и l_2 , диаметры d_1 и d_2 , а эквивалентная шероховатость Δ_3 .

Определить расход Q жидкости, протекающей по трубопроводу. В расчетах принять, что местные потери напора составляют 20% от потерь по длине. Данные для решения задачи в соответствии с вариантом задания выбрать из таблицы 4.

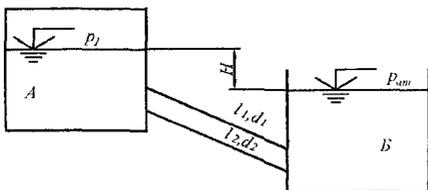


Рисунок 18

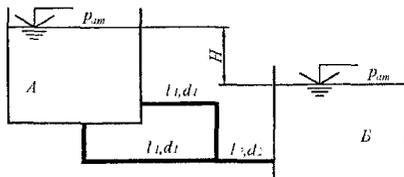


Рисунок 19

Задача 14 (рисунок 18). Из большого закрытого резервуара A , в котором поддерживается постоянный уровень жидкости, а давление на поверхности ее равно p_1 , по трубопроводу, состоящему из двух параллельно соединенных труб одинаковой длины l_1 , но разных диаметров d_1 и d_2 , (эквивалентная шероховатость Δ_3), жидкость $Ж$ при температуре 50°C течет в открытый резервуар B . Разность уровней жидкости в резервуарах равна H .

Определить расход Q жидкости, протекающей в резервуар B . В расчетах принять, что местные потери напора составляют 20% от потерь по длине. Данные для решения задачи в соответствии с вариантом задания выбрать из таблицы 4.

Задача 15 (рисунок 19). Из большого резервуара A , в котором поддерживается постоянный уровень жидкости, по трубопроводу, состоящему из трех труб, длина которых l_1 и l_2 , диаметры d_1 и d_2 , а эквивалентная шероховатость Δ_3 , жидкость $Ж$ при температуре 20°C течет в открытый резервуар B . Разность уровней жидкости в резервуарах равна H .

Определить расход Q жидкости, протекающей в резервуар B . В расчетах принять, что местные потери напора составляют 20% от потери по длине. Данные для решения задачи в соответствии с вариантом задания выбрать из таблицы 4.

Задача 16 (рисунок 20). В бак, разделенный перегородкой на два отсека, подается жидкость $Ж$ в количестве Q . Температура жидкости 20°C . В перегородке бака имеется цилиндрический насадок, диаметр которого d , а длина $l = 3d$. Жидкость из второго отсека через отверстие диаметром d_1 , поступает наружу, в атмосферу. Определить высоты H_1 и H_2 уровней жидкости. Данные для решения задачи в соответствии с вариантом задания выбрать из таблицы 4.

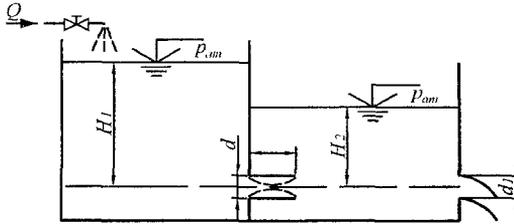


Рисунок 20

Задача 17 (рисунок 21). В бак, разделенный перегородками на три отсека, подается жидкость $Ж$ в количестве Q . Температура жидкости $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. В первой перегородке бака имеется коноидальный насадок, диаметр которого равен d , а длина $l = 3d$; во второй перегородке бака – цилиндрический насадок с таким же диаметром d и длиной $l = 3d$. Жидкость из третьего отсека через отверстие диаметром d_1 поступает наружу, в атмосферу. Определить H_1 , H_2 и H_3 уровней жидкости.

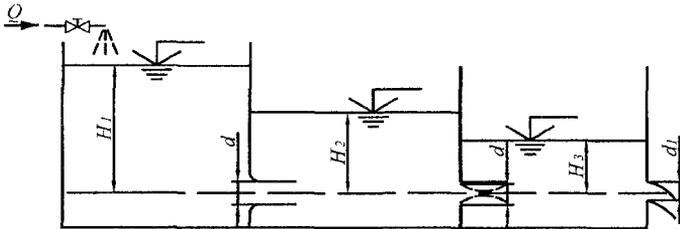


Рисунок 21

Задача 18 (рисунок 22). В бак, разделенный на две секции перегородкой, в которой установлен цилиндрический насадок диаметром d и длиной $l = 4d$, поступает жидкость $Ж$ в количестве Q при температуре $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Из каждой секции жидкость самотеком через данные отверстия диаметром d вытекает в атмосферу.

Определить распределение расходов, вытекающих через левый отсек Q_1 и правый отсек Q_2 , если течение является установившимся.

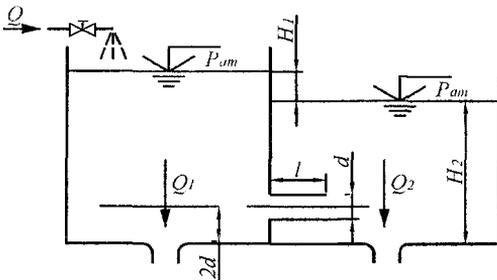


Рисунок 22

Задача 19 (рисунок 23). Шток силового гидроцилиндра *Ц* нагружен силой *F* и под действием давления *p* перемещается слева направо, совершая рабочий ход *s* за время *t*. Рабочая жидкость при этом из штоковой полости цилиндра сливается через дроссель *ДР*. Диаметры поршня и штока соответственно равны *D_п* и *D_ш*.

Определить необходимое давление *p* рабочей жидкости в левой части цилиндра и потребную подачу *Q*. Потери давления в дросселе $\Delta p_{др} = 250$ кПа. К.п.д. гидроцилиндра: объемный $\eta_o = 0,97$, механический $\eta_M = 0,90$.

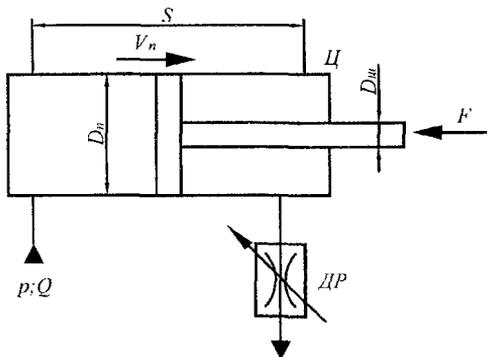


Рисунок 23

Задача 20 (рисунок 24). Рабочая жидкость – масло Ж, температура которого 50 °С, из насоса подводится к гидроцилиндру *Ц* через дроссель *ДР*. Поршень цилиндра со штоком перемещается против нагрузки *F* со скоростью *v_п*. Вытесняемая поршнем жидкость со штоковой полости попадает в бак *Б* через сливную линию, длина которой равна *l_р*, а диаметр равен *d_с*.

Определить внешнюю силу *F*, преодолеваемую штоком при его движении. Давление на входе в дроссель определяется показанием манометра *М*, а противодействие в штоковой полости цилиндра – потерями давления в сливной линии. Коэффициент расхода дросселя принять равным $\mu = 0,64$, а диаметр отверстия дросселя *d_д*. Диаметр поршня *D_п* и диаметр штока *D_ш*. К.п.д. гидроцилиндра: объемный $\eta_o = 1,0$, механический η_M .

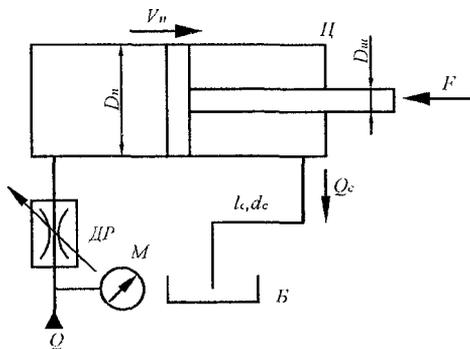


Рисунок 24

Задача 21 (рисунок 25). Вал гидродвигателя D , рабочий объем которого V_0 нагружен крутящим моментом M_K . К двигателю подводится поток рабочей жидкости – масло $Ж$, температура которого $60\text{ }^\circ\text{C}$, с расходом Q . К.п.д. гидродвигателя: объемный $\eta_0 = 0,96$, гидромеханический $\eta_{ГМ}$.

Определить частоту вращения вала гидродвигателя и показание манометра M , установленного непосредственно перед двигателем, если потери давления в обратном клапане $K_{об}$ составляют $\Delta p_{кл} = 15,0\text{ кПа}$. Длина сливной линии равна l_c , а диаметр d_c . Эквивалентная шероховатость $\Delta_3 = 0,05\text{ мм}$.

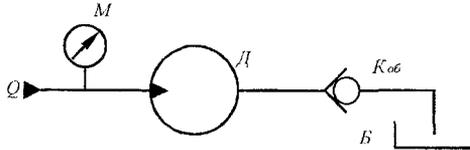


Рисунок 25

Задача 22 (рисунок 26). Центробежный насос, характеристика которого задана (таблица 2), подает воду на геометрическую высоту H_T . Температура подаваемой воды $T=20\text{ }^\circ\text{C}$. Трубы всасывания и нагнетания соответственно имеют диаметр d_B и d_H , а длину l_B и l_H . Эквивалентная шероховатость $\Delta_3 = 0,06\text{ мм}$. Избыточное давление в нагнетательном резервуаре в процессе работы насоса остается постоянным и равно p_0 .

При построении характеристики насосной установки из местных гидравлических сопротивлений учесть плавные повороты труб с радиусами $R=2d$, сопротивление задвижки с коэффициентом местного сопротивления ζ_3 и вход в резервуар.

Найти рабочую точку при работе насоса на сеть. Определить, как изменяются напор и мощность насоса при уменьшении задвижкой подачи воды на 20%.

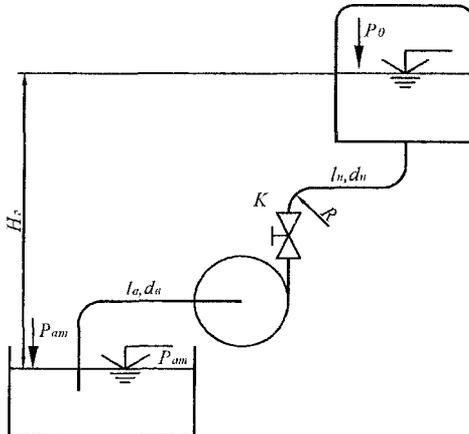


Рисунок 26

Задача 23 (рисунок 27). Центробежный насос, характеристика которого задана в условии (таблица 3), работает в системе, перекачивая воду, температура которой $T = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, из закрытого резервуара A в открытый резервуар B . Стальные трубы всасывания и нагнетания соответственно имеют диаметр d_B и d_H и длину l_B и l_H , а их эквивалентная шероховатость $\Delta_3 = 0,1\text{ мм}$. Перепад горизонтов в резервуарах равен H_T , а избыточное давление в резервуаре A равно p_0 .

Найти рабочую точку при работе насоса в установке (определить напор, подачу и мощность на валу насоса).

При построении характеристики насосной установки местные гидравлические сопротивления учесть в крутых поворотах и при входе нагнетательного трубопровода в резервуар.

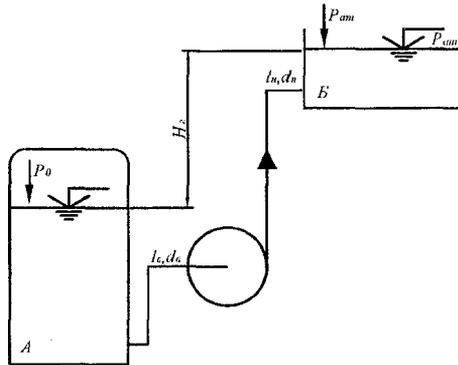


Рисунок 27

Задача 24. Два последовательно (рисунок 28, а) или параллельно (рисунок 28, б) соединенных центробежных насоса установлены близко один от другого, работают на один длинный трубопровод длиной l и диаметром d . Геометрический напор установки H_T в процессе работы остается неизменным.

Найти рабочую точку при работе насосов на трубопровод. Определить мощность каждого из насосов, если они перекачивают воду, температура которой $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Эквивалентная шероховатость трубопроводов $\Delta_3 = 0,05\text{ мм}$. Так как насосы находятся близко один от другого, а трубопровод длинный, сопротивлением всасывающих и соединяющих насосы трубопроводов можно пренебречь.

Таблица 2

Q , л/с	0,0	0,30	0,50	0,70	0,90	1,10	1,30	1,50	1,70	1,90
H , м	12,0	11,7	11,5	11,2	10,8	10,2	9,30	8,10	6,00	1,80
η , %	0,0	34,0	50,0	60,0	65,0	69,0	70,0	68,0	62,0	51,0

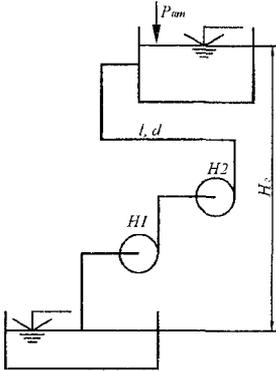


Рисунок 28 а

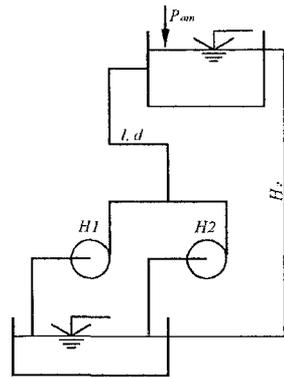


Рисунок 28 б

Задача 25 (рисунок 29). В установке гидравлического пресса насос H засасывает рабочую жидкость – масло Ж, температура которого $55\text{ }^{\circ}\text{C}$, из бака B и через трехпозиционный распределитель P нагнетает ее в пресс. При прессовании по трубопроводу 2 жидкость подается в правую сторону мультипликатора M . При возвращении подвижного инструмента пресса в исходное верхнее положение жидкость подается по трубопроводу 3 в рабочий гидроцилиндр $Ц$. При движении поршня гидроцилиндра вверх через трубопровод мультипликатор M заправляется. Объемные потери жидкости при этом компенсируются насосом через обратный клапан $K_{об}$.

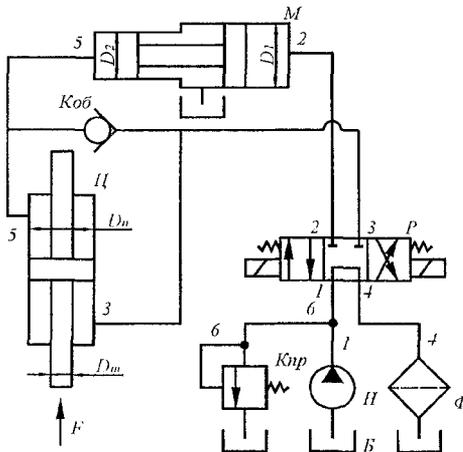


Рисунок 29

Определить полезную мощность силового гидроцилиндра $Ц$ при его рабочем ходе (при движении поршня вниз), если создаваемое насосом давление p_n а

подача Q_H . Диаметр поршня $D_П$, штока $D_Ш$. К.п.д. гидроцилиндра: механический $\eta_M = 0,90$, объемный $\eta_O = 0,95$. Диаметр поршня подвижного элемента мультипликатора: большого D_1 , малого D_2 . К.п.д. мультипликатора (механический и объемный) можно принять равным единице. Размеры трубопроводов следующие: длина участков l , диаметры $d_1 = d_2$ и $d_3 = d_4$. Эквивалентная шероховатость гидролиний Δ_3 .

Таблица 3

$Q, \text{ л/с}$	0,0	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
$H, \text{ м}$	13,0	14,0	14,3	14,0	13,1	11,8	10,0	5,50	4,0
$\eta, \%$	0,0	27,0	40,0	50,0	58,0	62,0	60,0	51,0	35,0

Задача 26 (рисунок 30). Насос $Н$ гидросистемы продольной подачи рабочего стола металлорежущего станка нагнетает рабочую жидкость – масло $Ж$, температура которого T °С, через распределитель P в силовой гидроцилиндр $Ц$, шток которого нагружен силой F . Диаметр поршня гидроцилиндра $D_П$ штока $D_Ш$. К.п.д. гидроцилиндра: механический $\eta_M = 0,90$, объемный $\eta_O = 1,0$. Длина участков трубопровода l . Диаметры напорных и сливных гидролиний одинаковы и равны d . Эквивалентную шероховатость гидролиний принять $\Delta_3 = 0,06$ мм. Местные сопротивления в гидросистеме принять лишь в распределителе P .

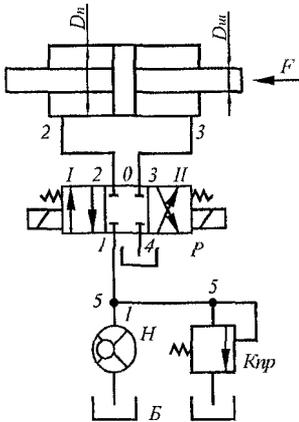


Рисунок 30

Определить скорость перемещения рабочего стола вправо (1 позиция распределителя P), если характеристика насоса с переливным клапаном $Q_H = f(p_H)$ задана:

Определить скорость перемещения рабочего стола вправо (1 позиция распределителя P), если характеристика насоса с переливным клапаном $Q_H = f(p_H)$ задана:

$Q_M, \text{ л/с}$	0,00	1,50	1,65
$p_M, \text{ МПа}$	4,00	3,00	0,00

Задача 27 (рисунок 31). В гидроприводе вращательного движения рабочая жидкость – масло $Ж$, температура которого T °С, из бака $Б$ нагнетается регулируемым насосом $Н$ через распределитель P в гидромотор. Рабочий объем гидромотора V_O , а частота вращения n . К.п.д. гидромотора: объемный $\eta_O = 0,95$, гидромеханический $\eta_{ГМ} = 0,80$. Развиваемый гидромотором крутящий момент M_K .

Номинальные потери в распределителе при номинальном расходе $Q_{НОМ}$ составляют $\Delta p_{НОМ} = 250$ кПа. Длина каждого из участков стальных гидролиний равна l , диаметры всех линий равны d . Эквивалентная шероховатость $\Delta_3 = 0,075$ мм. Местные сопротивления в гидросистеме, кроме распределителя, принять в плавных поворотах гидролиний и в штуцерных их присоединениях. Коэффициент сопротивления одного штуцера принять равным $\zeta_{Ш} = 0,60$.

№ за- дачи	Величина и ее единица	Предпоследняя цифра шифра студенческой книжки									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Масло	Индустриальное 12	Турбинное	Индустриальное 50	Трансформаторное	АМГ-10	Индустриальное 20	Касторовое	Веретенное АУ	Индустриальное 30	Турбинное
	a, мм	580	400	590	530	470	630	310	850	720	450
	b, мм	450	250	300	260	290	440	140	740	570	280
	c, мм	12	43	10	13	20	11	15	7	6	35
	d, мм	0,4	0,7	1,1	0,5	0,4	0,9	1,2	0,6	0,5	0,9
p, мм	800	240	680	450	260	640	1100	2500	2100	270	
2	Масло	Индустриальное 50	Касторовое	Индустриальное 50	Турбинное	Индустриальное 12	Веретенное АУ	Индустриальное 20	АМГ-10	Трансформаторное	Индустриальное 30
	M, Нм	520	1,35	9,20	4,50	2,65	3,30	15,5	6,10	1,65	8,50
	δ, мм	3,3	0,8	2,2	1,5	1,1	1,7	2,8	2,1	1,4	1,9
	D, мм	480	100	180	470	270	400	250	340	230	200
	L, мм	1400	300	700	1200	780	640	1300	850	590	630
3	A, 10 ⁻⁶ 1/°C	649	832	698	351	956	735	187	536	150	653
	E, 10 ⁹ Па	1,58	1,95	1,67	2,08	1,48	1,72	24,6	4,08	2,06	1,75
	T, °C	40,5	11,0	38,5	45,0	19,9	32,0	5,5	21,0	39,5	32,5
4	p _в , кПа	11,4	0,00	-	4,68	-	7,66	-	0,00	13,2	-
	p _н , кПа	-	-	2,85	-	3,42	-	8,45	-	-	4,26
	D, м	0,94	1,40	0,86	0,90	1,10	0,68	0,82	1,20	1,00	0,96
	b, м	1,70	2,65	1,42	1,67	1,75	1,10	1,45	2,30	1,80	1,63
	H, м	0,96	1,65	0,76	0,52	0,95	1,15	1,50	0,85	0,65	0,93
5	D, м	2,40	1,70	2,80	2,00	1,80	2,60	2,10	1,60	2,20	1,90
	H, м	4,10	3,00	5,30	3,70	3,40	4,80	4,30	3,20	4,50	3,80
	p _в , кПа	32,3	18,6	0,00	19,1	0,00	26,7	21,4	0,00	16,2	14,2
	p, мм	980	930	890	1090	1130	950	970	998	1220	1000
6	Ж	Бензин	Керосин Т-1	Дизельное топливо	Глицерин	Бензин	Дизельное топливо	Нефть тяжелая	Керосин Т-2	Нефть легкая	Глицерин
	D, мм	700	620	450	570	640	500	390	600	520	550
	L, мм	550	560	410	470	530	420	360	540	440	460
	h, м	2,40	1,96	1,48	2,10	2,15	1,40	1,69	1,82	1,10	1,50
	H, м	3,20	2,35	1,70	2,60	2,75	1,60	1,90	2,25	1,40	1,75
	p _в , кПа	0,00	-	0,00	27,9	-	0,00	-	37,5	-	16,2
p _н , кПа	-	24,1	-	-	28,9	-	37,7	-	25,6	-	
7	D, мм	2,24	2,10	1,90	1,82	1,74	1,68	1,52	1,46	1,20	1,72
	L, мм	4,08	3,80	3,68	3,48	3,26	3,06	2,84	2,64	2,40	3,20
	a, м/с ²	7,20	8,43	6,25	5,86	4,37	9,81	7,75	6,70	3,26	5,20

8	Ж	Глицерин	Нефть легкая	Трансформаторное масло	Бензин	Вода	Дизельное топливо	Глицерин	Нефть тяжелая	Вода	Керосин Т-1
	D, см	1,16	1,28	1,40	1,20	1,00	1,30	1,26	1,10	1,70	1,30
	H, см	1,60	1,55	2,45	2,80	2,00	2,35	1,80	1,45	1,60	1,64
9	n, 1/c	1,38	1,32	2,00	2,10	1,69	1,75	1,41	1,72	1,85	1,43
	D, см	20	24	30	46	26	34	42	38	28	22
	H, см	28	36	42	50	30	40	52	45	34	26
10, 11, 12	d, см	16	20	24	36	22	28	34	32	22	18
	Ж	Вода	Керосин Т-1	Керосин Т-2	Дизельное топливо	Бензин	Нефть легкая	Вода	Керосин Т-1	Керосин Т-2	Дизельное топливо
	Q, л/с	1,2	1,4	1,7	2,3	2,6	3,1	3,4	4,60	1,9	2,1
	H, м	4,00	4,30	4,70	5,10	3,80	4,20	4,60	1,9	5,00	4,50
	l, м	12,0	12,8	13,2	14,0	12,6	13,3	13,7	4,80	14,8	14,7
	Δ ₃ , мм	0,0600	0,070	0,120	0,030	0,050	0,060	0,070	14,1	0,045	0,070
	d, м	32	40	50	32	50	40	50	0,120	32	40
p ₁ , кПа	78,2	72,0	68,0	63,0	66,2	69,0	73,0	40	79,0	67,0	
13, 14, 15	ζ _к	6,0	6,4	7,0	7,2	6,8	6,6	6,5	7,7	7,7	7,9
	Ж	Керосин Т-2	Дизельное топливо	Вода	Керосин Т-1	Дизельное топливо	Вода	Керосин Т-1	Дизельное топливо	Бензин	Вода
	H, м	6,00	6,40	6,80	6,20	5,80	5,60	5,30	4,90	4,70	4,50
	l ₁ , м	10,0	9,7	9,3	9,0	8,7	8,9	9,2	9,6	9,7	9,9
	l ₂ , м	6,0	6,1	8,3	8,1	7,7	7,4	7,1	6,8	7,3	7,5
	d ₁ , м	60	55	50	65	70	60	65	60	55	50
	d ₂ , м	45	45	40	45	50	50	45	45	40	40
p ₁ , кПа	24,2	27,0	32,6	35,0	37,2	41,0	38,0	31,0	29,6	28,0	
16, 17, 18	Δ ₃ , мм	0,070	0,060	0,030	0,050	0,060	0,035	0,045	0,065	0,120	0,045
	Ж	Вода	Керосин Т-1	Вода	Керосин Т-2	Вода	Керосин Т-1	Вода	Керосин Т-1	Вода	Керосин Т-1
	Q, л/с	1,9	2,2	2,4	2,7	3,1	3,4	2,9	3,2	3,5	2,8
	d ₁ , м	32	40	32	45	40	40	25	25	40	25
19	d ₂ , м	25	32	25	40	32	32	20	20	35	20
	F, кН	30,0	25,0	20,0	15,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0
	s, мм	500	560	450	400	360	320	360	400	450	500
	t, с	20,0	25,0	18,0	15,0	10,0	10,0	15,0	25,0	30,0	35,0
	D _п , мм	160	125	100	80	63	80	100	125	160	200
	D _ш , мм	50	40	32	40	25	40	40	50	63	50
20	Касторовое	Трансформаторное	АМГ-10	Веретенное АУ	Индустриальное 12	Индустриальное 20	Индустриальное 30	Индустриальное 50	Турбинное	Трансформаторное	
	V _п , см/с	2,00	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00	5,50	6,00	6,50	
	l, м	2,50	2,60	2,70	2,80	2,90	2,40	2,30	2,20	2,10	

	$d_{св}$, м	13	15	13	11	11	9	13	18	25	30
	$p_{вн}$, МПа	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2,00	1,90	1,80	1,70	1,60
	$d_{вн}$, м	7,00	7,00	5,50	4,90	4,70	4,50	6,30	8,50	11,5	15,0
	$D_{П}$, мм	200	160	125	100	90	80	110	140	180	220
	$D_{Ш}$, мм	50	40	40	32	25	32	36	45	56	90
	$\eta_{мг}$, мм	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82
21	Ж	Трансформаторное	Турбинное	АМГ-10	Веретенное АУ	Индустриальное 12	Индустриальное 20	Индустриальное 30	Индустриальное 50	Турбинное	Трансформаторное
	$Q_{в}$, л/мин	18,0	20,0	22,0	24,0	26,0	28,0	30,0	35,0	40,0	50,0
	$V_{в}$, см ³	100	80	40	50	63	40	50	40	80	160
	$M_{к}$, Нм	50,0	45,0	40,0	35,0	30,0	25,0	20,0	15,0	10,0	10,0
	$\eta_{гв}$, мм	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,80	0,81	0,82	0,83
	$l_{с}$, м	3,00	3,20	3,30	3,10	2,90	2,80	2,70	2,50	2,40	2,20
	$d_{св}$, мм	10	13	13	13	14	14	15	15	16	18
22	$H_{г}$, м	0,0	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00	5,50
	$l_{в}$, м	4,50	4,00	5,00	5,50	6,00	6,50	5,00	4,50	5,00	10,0
	$l_{н}$, м	10,0	9,50	18,0	15,0	17,0	20,0	22,0	25,0	29,0	30,0
	$d_{в}$, мм	40	40	32	40	32	25	32	40	32	40
	$d_{н}$, мм	20	25	20	25	16	25	20	25	32	32
	$p_{вн}$, кПа	25,0	50,0	40,0	35,0	30,0	25,0	20,0	10,00	5,0	0,0
	ξ	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,70	0,65	0,75
23	$H_{г}$, м	0,0	14,00	5,00	-2,00	6,00	0,0	13,00	12,50	-1,50	12,0
	$p_{вн}$, кПа	0,0	80,0	10,0	10,0	0,0	15,0	50,0	60,0	-25,0	20,0
	$l_{в}$, м	10,0	12,0	14,0	16,0	18,0	20,0	19,0	17,0	15,0	13,0
	$l_{н}$, м	45,0	40,0	35,0	30,0	25,0	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0
	$d_{в}$, мм	63	80	50	50	63	80	63	80	40	80
	$d_{н}$, мм	40	50	50	40	50	40	50	50	40	50
24	№ Н1	1	2	5	2	4	5	7	3	7	6
	№ Н2	1	3	4	2	6	5	6	2	7	4
	Способ соедин.	параллельно		последовательно		параллельно		последовательно		параллельно	
	$H_{г}$, м	12,0	10,0	65,0	42,0	50,0	20,0	67,0	39,0	25,5	48,0
	l , м	110	140	190	170	450	550	670	105	380	500
	d , мм	65	90	100	70	200	150	150	60	175	180
25	Ж	АМГ-10	А-10	Индустриальное 50	Индустриальное 12	Индустриальное 30	Турбинное	Индустриальное 20	Веретенное АУ	Веретенное АУ	Трансформаторное
	$Q_{в}$, л/мин	32,0	25,0	16,0	12,5	8,00	5,00	3,20	50,0	63,0	32
	$p_{вн}$, МПа	2,50	4,0	6,3	12,5	16,0	16,0	10,0	1,60	1,00	1,60

	$D_{П}$, мм	200	160	125	100	80	63	63	160	250	160
	$D_{Ш}$, мм	63	50	50	40	32	32	40	63	80	50
	D_{I} , мм	180	250	180	160	125	100	80	80	63	160
	D_2 , мм	100	160	100	80	50	50	50	40	32	80
	$l_1=l_2$, м	2,50	2,40	2,40	2,50	3,00	1,90	2,00	1,80	2,80	2,20
	$l_3=l_4$, м	2,00	1,80	1,60	1,40	1,50	2,00	1,80	2,20	1,75	2,00
	$d_1=d_2$, мм	15	13	10	8	5	5	5	13	18	13
	$d_3=d_4$, мм	8	8	5	5	5	5	5	10	13	10
	Δ_3 , мм	0,060	0,070	0,075	0,05	0,040	0,050	0,040	0,10	0,080	0,013
26	Ж	Трансформаторное	Веретенное АУ	Веретенное АУ	Турбинное	Индустриальное 20	Индустриальное 30	Индустриальное 12	Индустриальное 50	Трансформаторное	АМГ-10
	F , кН	5,00	8,00	10,0	14,0	20,0	25,0	35,0	50,0	60,0	70,0
	$D_{П}$, мм	50	63	80	40	100	125	160	160	200	220
	$D_{Ш}$, мм	20	32	40	40	50	63	80	80	100	110
	T , °С	60	50	60	50	70	50	60	55	50	60
	l_1 , м	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2,0	1,90	1,80	1,70	1,60
	$l_2=l_3$, м	1,20	1,25	1,30	1,35	1,10	1,2	1,10	1,30	1,20	1,40
	l_4 , м	2,00	2,10	2,15	2,20	2,25	2,30	2,35	2,40	2,40	2,30
	d , мм	20	21	22	23	24	25	24	23	22	20
27	Ж	Веретенное АУ	Турбинное	Индустриальное 20	Индустриальное 30	Индустриальное 12	Индустриальное 50	Трансформаторное	АМГ-10	Веретенное АУ	Трансформаторное
	$M_{к}$, Нм	100	80,0	60,0	50,0	40,0	30,0	25,0	20,0	15,0	10,0
	$V_{в}$, см ³	200	180	160	140	125	112	100	90	80	71
	n , с ⁻¹	10,0	8,00	7,00	6,00	5,00	4,00	3,00	2,0	2,0	20
	$Q_{ном}$, л/мин	160	100	70	50	50	25	16,0	12,5	12,5	100
	l , м	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2,0	1,90	1,80	1,70	1,60
	d , мм	25	25	20	18	15	15	13	8	7	25
	$\eta_{н}$	0,65	0,84	0,70	0,74	0,76	0,73	0,80	0,85	0,85	0,60
28	Ж	Трансформаторное	АМГ-10	Веретенное АУ	Индустриальное 12	Индустриальное 20	Индустриальное 30	Индустриальное 50	Турбинное	Трансформаторное	Веретенное АУ
	$M_{к}$, Нм	20,0	12,0	8,00	15,0	20,0	30,0	100	150	40	150
	$V_{в}$, см ³	125	50	40	63	80	100	200	200	50	200
	$Q_{ном}$, л/мин	35	12,3	18	26	38	50	100	70	50	35
	$p_{ном}$, МПа	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	6,3	6,3	6,3	6,3
	$S_{д}$, мм ²	6,60	2,25	3,25	4,70	6,90	9,10	11,4	8,00	5,70	4,00
	d , мм	10	7	8	9	10	13	18	15	13	10

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНЫХ ЗАДАНИЙ

Контрольные задания, выполняемые студентами, преследуют двоякую цель: с одной стороны, более глубоко изучить основные положения курса гидравлики, гидравлических машин и гидроприводов, а с другой стороны – применить изученные закономерности при решении практических задач.

Задачи 1, 2, 3. Эти задачи составлены по теме «Основные свойства жидкостей». В задаче 1 рассматриваются сжимаемость и температурное расширение, а в задачах 2, 3 – вязкость жидкости.

При решении задачи 1 используют известные формулы для определения коэффициентов объемного сжатия и температурного расширения жидкости. Интересно, что повышение давления в герметичном заполненном жидкостью сосуде не зависит от его объема.

Задачу 2 решают с помощью формулы Ньютона:

$$T = \eta \cdot S \cdot \left(\frac{du}{dn} \right), \quad (53)$$

где T – сила трения; η – динамическая вязкость жидкости; S – площадь соприкосновения твердой поверхности с жидкостью; du/dn – градиент скорости. Поскольку толщина слоя масла мала, можно считать, что скорости в нем изменяются по прямолинейному закону. Следовательно, градиент скорости $du/dn = v/\delta$. Пластина скользит под воздействием силы $F = G \cdot \sin \alpha$, где G – сила тяжести пластины. При равномерном движении пластины сила трения T по величине равна силе F .

Задачу 3 решают по той же методике, как и задачу 2, только силу трения в данном случае определяют из формулы момента:

$$M = T \cdot \left(\frac{D}{2} + \frac{\delta}{2} \right). \quad (54)$$

Из-за малости зазора вторым членом $\delta/2$ в скобках можно пренебречь. При малом зазоре, когда $\delta \ll D$, кривизной слоя жидкости пренебрегают, рассматривая ее движение в зазоре как плоскопараллельное (см. рисунок 7, б). Считая, что скорости u в слое масла изменяются по прямолинейному закону, эпюра касательных напряжений τ имеет вид прямоугольника. Следовательно, сила трения T проходит через центр тяжести этой эпюры, т. е. по середине слоя масла. Угловую скорость ω и частоту n вращения вала определяют при помощи известных формул:

$$v = \frac{\omega \cdot D}{2}, \quad \omega = 2 \cdot \pi \cdot n. \quad (55, 56)$$

Задачи 4, 5, 6. Эти задачи составлены по теме «Гидростатика». Они связаны с определением силы давления жидкости на криволинейные стенки.

При решении задачи 4 определяют горизонтальную F_x и вертикальную F_z составляющие равнодействующей силы давления жидкости на крышку.

Горизонтальная сила F_x равна силе давления на вертикальную проекцию крышки и определяется так же, как и сила давления на плоскую поверхность:

$$F_X = p_c \cdot S, \quad (57)$$

где p_c – давление в центре тяжести вертикальной проекции крышки, т.е. прямоугольника; S – площадь этой проекции.

Расстояние между центром давления и центром тяжести проекции криволинейной поверхности равно:

$$e = \frac{I}{h_c \cdot S}, \quad (58)$$

где I – момент инерции, в данном случае для прямоугольника $I = b \cdot D^3 / 12$; h_c – расстояние от пьезометрической плоскости до центра тяжести проекции стенки.

Силу F_X можно определить и другим, графоаналитическим, способом при помощи эпюры давления.

Вертикальную силу F_Z определяют по формуле (4). При построении первоначальных тел давления верхнюю и нижнюю части крышки отдельно проектируют вертикально на горизонтальную пьезометрическую плоскость. Расстояние по вертикали до этой плоскости можно определить по формуле (2). В данном случае целесообразно суммировать графически первоначальные тела давления. Вектор силы F_Z проходит через центр тяжести тела давления. Центр тяжести полукруга находится на расстоянии от диаметра:

$$x = \frac{2 \cdot D}{3 \cdot \pi}. \quad (59)$$

Силу F определяют из уравнения моментов относительно оси A .

При решении задачи 5 вертикальную силу F'_Z , растягивающую болты A , определяют по формуле (4). При построении тела давления крышка проектируется вертикально вверх на горизонтальную пьезометрическую плоскость. Вертикальное расстояние до этой плоскости определяют по формуле (2).

Полную горизонтальную силу F_X , разрывающую цистерну по сечению 1-1, удобно разложить на две части: силу F_1 , действующую на верхнюю, полусферическую часть цистерны, и силу F_2 , которая действует на ее цилиндрическую часть. Силы F_1 и F_2 вычисляют по формуле (57). Положение центра тяжести полукруга определяют по формуле (59).

Решение задачи 6 имеет большое сходство с решением задачи 4. Силы определяют отдельно от жидкости, действующей слева и от жидкости, действующей справа, а потом их суммируют, учитывая направления.

Задачи 7, 8, 9. Эти задачи рассматривают относительный покой жидкости.

При решении задачи 7 силы давления жидкости на торцевые стенки можно определить по формуле (3). При движении цистерны с ускорением a пьезометрическая плоскость становится наклонной к горизонту под углом α .

Причем:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{g}. \quad (60)$$

Ход решения задачи 8 может быть следующим: 1) определить первоначальный объем жидкости перед вращением; 2) по формуле (56) найти угловую скорость ω ; 3) по формулам (5,6) определить высоту и объем параболоида вращения; 4) вычислить объем жидкости, находящейся в резервуаре при его вращении; 5) определить объем жидкости, сливающейся из резервуара; 6) вычис-

лить силу давления на дно резервуара. Она равна силе тяжести находящейся в нем жидкости; 7) по формуле (57) определить горизонтальную силу, разрывающую резервуар по сечению I-I при его вращении.

Решение задачи 9 аналогично решению задачи 8: 1) вычислить первоначальный объем жидкости в сосуде; 2) определить объем сливающейся жидкости, равный объему параболоида вращения с диаметром основания d ; 3) найти высоту этого параболоида с помощью формулы (6); 4) из формулы (5) определить угловую скорость вращения сосуда; 5) найти частоту вращения при помощи формулы (56); 6) определить силу давления на дно. Она равна силе тяжести жидкости, которая находится в сосуде; 7) по формуле (57) вычислить горизонтальную силу, действующую по сечению I-I при вращении сосуда. При этом необходимо найти высоту параболоида вращения, диаметр основания которого равен D .

Задачи 10, 11, 12. Эти задачи составлены по теме «Гидравлический расчет трубопроводов» к разделу гидравлически коротких трубопроводов. Их решают с помощью уравнения Бернулли (8). При этом учитывают как потери по длине [по формуле (11)], так и местные потери [по формуле (17)].

Ход решения задач следующий:

1) выбирают два живых сечения в потоке так, чтобы в них было известно наибольшее число входящих в уравнение Бернулли гидродинамических параметров (z , p , v). За первое сечение можно брать свободную поверхность жидкости в резервуаре A (задачи 10 и 12), свободную поверхность в колодце (задача 11); за второе сечение – свободную поверхность в канале B (задача 11), место подключения вакуумметра (задача 12) или место подключения манометра (задача 13);

2) намечают горизонтальную плоскость сравнения, проходящую через центр тяжести одного из расчетных сечений;

3) для выбранных сечений выписывают уравнение Бернулли и определяют отдельные его слагаемые:

геометрические высоты z_1 и z_2 выше плоскости сравнения считаются положительными, а ниже – отрицательными;

давление на поверхности открытых резервуаров равно атмосферному, а в закрытых резервуарах или в трубе – сумме атмосферного давления и давления, снятого на приборе (манометрическое давление со знаком плюс, вакуумное – со знаком минус);

скоростной напор $\alpha \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$ в резервуарах является ничтожным, по сравнению с другими членами уравнения (8), и приравнивается нулю;

гидравлические потери состоят из потерь по длине и местных потерь;

4) преобразуют уравнение Бернулли с тем, чтобы определить оставшееся неизвестное.

В задаче 11 гидравлические потери определяют таким образом: по формуле (10) определяют скорость течения жидкости в трубопроводе; определяют число Рейнольдса по формуле

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (61)$$

где v – средняя скорость течения жидкости в трубе; d – диаметр трубы; ν – кинематическая вязкость жидкости; определяют режим течения жидкости, по формулам (13), (14), (15) или (16), или по номограмме Кольбука – Уайта

определяют значение коэффициента гидравлического трения, по формуле (11) определяют потери напора по длине, а по формуле (16) – местные гидравлические потери.

Задачи 10 и 12 рекомендуется решать графоаналитическим путем при помощи кривой взаимозависимости между высотой напора H и диаметром d трубопровода: $H = f(d)$. По выбранным значениям диаметра трубопровода d определяют коэффициент гидравлического трения λ и высоту напора H . По полученным данным и строят кривую $H = f(d)$. При помощи кривой по известному напору H определяют диаметр d .

Для построения пьезометрической и напорной линий выбирают вспомогательные вертикали по концам труб одинакового диаметра или осям местных сопротивлений. Проводят линию первоначальной энергии (напора), вниз на каждой последующей вертикали откладывают гидравлические потери, рассчитанные между этими вертикалями. Через полученные точки проводят линию, которая является напорной линией. Если на каждой вертикали вниз от ранее

отмеченных точек откладывать значения кинетических энергий $\alpha_1 \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g}$, $\alpha_2 \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}$ и т. д., получим пьезометрическую линию. Она параллельна напорной линии и находится ниже ее.

Задачи 13, 14, 15. Эти задачи составлены по той же теме, что и задачи 10, 11, 12, но относятся к разделу гидравлически длинных и сложных трубопроводов. Их также решают с помощью уравнения Бернулли (8), но учитывают лишь потери по длине, а местные потери принимают равными некоторой доле потерь по длине. Методика решения задач имеет сходство с решением задачи 10. Гидравлические потери определяют графоаналитически, составляя гидравлическую характеристику трубопровода $H = f(Q)$. Прежде всего, строят характеристики отдельных простых трубопроводов по данным расчета потерь напора при различных значениях расхода. На основе характеристик отдельных трубопроводов строят общую характеристику трубопровода.

При расчете последовательно соединенных труб общую характеристику трубопровода получают путем сложения гидравлических характеристик отдельных труб по направлению оси напора H , так как по всем участкам такого трубопровода протекает одинаковый расход (задача 13), т.е. потери всего трубопровода равны сумме потерь отдельных труб.

В случае параллельно соединенных трубопроводов (задача 14) общую гидравлическую характеристику трубопровода получают путем сложения отдельных характеристик по направлению оси расхода Q , так как гидравлические потери во всех параллельных линиях являются равными.

При смешанном соединении труб (задача 15) вначале складывают гидравлические характеристики параллельно соединенных труб (по оси Q), а потом к ним добавляют гидравлическую характеристику последовательно присоединенной трубы (по оси H). При помощи кривой $H = f(Q)$ по известному напору H определяют расход Q .

Задачи 16, 17, 18. Эти задачи составлены по теме «Истечение жидкости через отверстия и насадки». При их решении применяют формулу расхода жидкости при ее истечении через отверстие или насадок (18), а действующий напор опреде-

ляют по формуле (19). В случае затопленного отверстия или насадка за действующий напор берется разница пьезометрических напоров по обе стороны стенки.

Можно считать, что коэффициент расхода μ не зависит от числа Рейнольдса, т.е. является постоянным: для отверстия $\mu = 0,62$, для цилиндрического насадка $\mu = 0,80$, для конoidalного насадка $\mu = 0,97$.

Задача 19. Потребную подачу определяет скорость перемещения поршня в цилиндре, а рабочее давление в левой части цилиндра – полезная нагрузка F . При определении подачи необходимо учесть объемный к.п.д. цилиндра, который оценивает объемные потери рабочей жидкости в цилиндре. Механический к.п.д. учитывает механическое трение между поршнем и цилиндром, а также между штоком и его уплотнениями. Он принимается во внимание при определении рабочего давления в цилиндре. Необходимо помнить, что поршень в цилиндре нагружен давлением с обеих сторон – с поршневой и штоковой.

Задача 20. При решении этой задачи следует пользоваться указаниями для задачи 19. Кроме того, при подводе рабочей жидкости в поршневую полость цилиндра, со штоковой будет сливаться меньший расход из-за неодинаковой площади поршня с обеих сторон.

Потери давления при протекании жидкости через дроссель определяют по формуле (17). Для определения внешней силы F необходимо составить уравнение равновесия всех сил, действующих на поршень со штоком.

Задача 21. Перепад давления на гидродвигателе определяют по формуле:

$$\Delta p_d = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_k}{V_o \cdot \eta_{лм}} \quad (62)$$

Противодавление за гидродвигателем создает потери давления в его сливной гидролинии.

Задача 22. Для определения рабочей точки насоса следует вычертить на миллиметровой бумаге заданную характеристику насоса и нанести в том же масштабе график потребного напора установки, построенный по уравнению:

$$H_{потр} = H_r + \frac{(p_2 - p_1)}{\rho \cdot g} + \sum h_{п}, \quad (63)$$

где H_r – геометрическая высота нагнетания; $p_2 - p_1$ – разность давлений (избыточных или абсолютных) в напорном и приемном резервуарах; $\sum h_{п}$ – сумма потерь напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

Так как потери зависят от расхода, то суммарные потери напора можно выразить следующим образом:

$$\sum h_{п} = \sum h_{п.в.} + \sum h_{п.н.} = k_b \cdot Q^2 + k_n \cdot Q^2 = Q^2 \cdot (k_b + k_n), \quad (64)$$

где k – сопротивление трубопроводов. Они определяются по известным формулам для расчета гидравлически коротких трубопроводов, учитывая и местные потери и потери на трение по длине. Например, для нагнетательного трубопровода:

$$k_n = \left(2 \cdot \zeta_{пов} + \zeta_3 + \zeta_{вх} + \frac{\lambda_n \cdot l_n}{d_n} \right) \cdot \frac{16}{\pi^2 \cdot d_n^5 \cdot 2 \cdot g} \quad (65)$$

Свободно задавая несколько значений расхода (в диапазоне указанного в таблице 2), определяют коэффициенты сопротивления k_b и k_n , а после этого и $\sum h_{п}$.

Точка пересечения характеристик насоса $H = f(Q)$ с графиком потребного напора дает рабочую точку. По этой точке определяют напор, подачу и к.п.д. насоса. Путем прикрытия задвижки (путем увеличения гидравлических потерь) новая рабочая точка перемещается левее по характеристике насоса. По подаче насоса, которая уменьшена на 20% по сравнению с предыдущей, опять определяют напор и к.п.д. насоса. В обоих случаях определяют мощности насоса и сравнивают между собой:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta} \quad (66)$$

Расчет точек графика потребного напора установки трудоемок и монотонен. При возможности эти расчеты можно выполнять на ЭВМ.

Задача 23. При решении этой задачи следует использовать те же указания, что и для задачи 22. При построении графика потребного напора возможны три различных случая: 1) напорный уровень находится выше приемного; статический напор установки [см. уравнение (22)] является положительным и он откладывается вверх от оси абсцисс графика; 2) приемный и напорный уровни совпадают; следовательно, статический напор установки равен нулю и характеристика потребного напора начинается от начала координат; 3) напорный уровень находится ниже приемного, статический напор установки является отрицательным. В этом случае жидкость может перетекать в нижний резервуар самотеком, а применение насоса вызывает необходимость увеличения расхода.

Задача 24. Последовательное соединение нескольких насосов обычно применяют для увеличения напора, когда один насос не может создать требуемого напора, параллельное соединение – для увеличения подачи. В обоих случаях для получения рабочей точки при работе насосов на трубопровод необходимо построить суммарную характеристику насосов и характеристику установки.

Для построения суммарной характеристики насосов в случае параллельного их соединения необходимо сложить характеристики насосов по абсциссам (расходам), так как в этом случае $H_H = H_1 = H_2$ и $Q_H = Q_1 + Q_2$. Для построения суммарной характеристики последовательно соединенных насосов необходимо сложить характеристики по ординатам (напорам). В этом случае $H_H = H_1 + H_2$, а $Q_H = Q_1 = Q_2$.

Для построения характеристики установки следует пользоваться указаниями для задач 22 и 23 вплоть до применения ЭВМ. Пересечение каждой суммарной характеристики насосов с характеристикой потребного напора установки дает рабочую точку для каждого случая соединения насосов. Для получения напора каждого из насосов при их последовательном соединении необходимо опустить перпендикуляр из рабочей точки до пересечения его с характеристиками отдельных насосов. Аналогично получается подача каждого из насосов при их параллельном соединении.

При известных напоре H , подаче Q , а также к.п.д. η каждого насоса определяют мощность каждого из насосов по формуле (66).

Задача 25. При расчете данной гидравлической передачи расчет рекомендуется провести в следующем порядке.

1. Определяют расход рабочей жидкости за мультипликатором M по формуле:

$$Q_M = Q_H \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \quad (67)$$

2. Расход за гидроцилиндром $Ц$ (пренебрегая объемными потерями) равен расходу, поступающему в цилиндр, т. е. $Q_C = Q_M$.

3. По Q_H подбирают распределитель с номинальным расходом $Q_{НОМ}$ и номинальными потерями $\Delta p_{НОМ}$ давления. Рассчитывают действительные потери давления в распределителе:

$$\Delta p_p = p_{НОМ} \cdot \left(\frac{Q_H}{Q_{НОМ}} \right)^2. \quad (68)$$

4. По известному расходу насоса Q_H определяют потери давления на трение $\Delta p_{1,2}$ в гидролиниях 1 и 2.

5. Рассчитанные потери давления Δp_p , $\Delta p_{1,2}$ в распределителе делят на две части пропорционально протекающему через его каналы расходу: $\Delta p_{1,2}$ и $\Delta p_{3,4}$.

6. Определяют давление перед мультипликатором:

$$p_1 = p_H - (\Delta p_{1,2} + \Delta p_{3,4}) \quad (69)$$

и за ним:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2. \quad (70)$$

7. По расходу Q_C определяют потери давления $\Delta p_{3,4}$ в гидролиниях 3 и 4.

8. Аналогично пункту 3 подбирают фильтр и рассчитывают действительные потери давления Δp_f в нем.

9. Определяют противодействие $\Delta p_{сдл}$ в гидроцилиндре.

10. Путем составления уравнения (равновесия поршня цилиндра $Ц$) определяют возможную полезную нагрузку F на шток.

11. Определяют скорость перемещения поршня $v_{п}$ гидроцилиндра и полезную мощность гидроцилиндра:

$$P = v_{п} \cdot F \cdot \eta_o \cdot \eta_M. \quad (71)$$

Задача 26. Решение задачи сводится к построению характеристики насоса с предохранительным клапаном (приведенная характеристика насоса) и характеристики потребного давления системы гидропривода, т.е. к определению рабочей точки насоса.

Характеристика объемного насоса строится по номинальным параметрам насоса $Q_{НОМ}$ и $p_{НОМ}$, а также по объемному к.п.д. насоса η_o . Максимальная подача насоса бывает при нулевом давлении и определяется:

$$Q_{max} = \frac{Q_{НОМ}}{\eta_o}. \quad (72)$$

По полученным двум точкам проводят прямую линию.

При возрастании перепада давления на предохранительном клапане $K_{пв}$ расход через него увеличивается. Так как предохранительный клапан всегда устанавливается параллельно насосу (см. рисунок 30), при его частичном открытии часть подачи насоса Q_H сливается через него (Q_K), оставшаяся поступает в систему (Q_C). Следовательно, $Q_C = Q_H - Q_K$. Значит, для получения общей характеристики насосной установки необходимо из характеристики насоса графическим путем вычесть характеристику предохранительного клапана. Получается так называемая приведенная характеристика насоса, которая имеет вид ломаной линии. Такая характеристика задана в условии настоящей задачи.

Характеристика потребного давления системы строится аналогично способу, изложенному в задаче 22. При этом:

$$P_{\text{потр}} = P_{\text{ст}} + \sum \Delta P_{\text{и}}, \quad (73)$$

где $P_{\text{ст}}$ – статическое давление, определяемое полезной нагрузкой F ; $\Delta P_{\text{и}}$ – общие потери давления в системе. Рабочую точку даст пересечение приведенной характеристики насоса с характеристикой потребного давления системы.

Задача 27. Задачу рекомендуется решать, придерживаясь следующей последовательности.

1. Определяют необходимую подачу насоса, нагнетаемую в гидромотор:

$$Q_{\text{н}} = V_0 \cdot \frac{n}{\eta_0}. \quad (74)$$

2. По рассчитанной подаче насоса определяют общие потери давления $\sum \Delta P_{\text{и}}$ в системе гидропривода.

3. Определяют перепад давления на гидромоторе по формуле (1).

4. Развиваемое насосом давление определяют как сумму перепада давления на гидромоторе и потерь давления в системе:

$$P_{\text{н}} = P_{\text{м}} + \sum \Delta P_{\text{и}}. \quad (75)$$

5. Определяют к.п.д. гидропривода как отношение полезной мощности гидромотора к мощности насоса:

$$\eta_{\text{гп}} = \frac{M_{\text{к}} \cdot \omega}{P_{\text{н}} \cdot Q_{\text{н}}}. \quad (76)$$

Задача 28. Развиваемое насосом давление и частоту вращения вала гидродвигателя (подача насоса) определяют графоаналитическим способом. Для этой цели необходимо построить характеристику насоса, гидродвигателя, дросселя, а также характеристику гидролиний с распределителем.

1. Порядок построения характеристики насоса указан в методических указаниях к задаче 26.

2. Перепад давления на гидродвигателе определяют по формуле (62). Характеристика гидродвигателя имеет вид горизонтальной прямой линии, так как развиваемый двигателем момент от подачи насоса не зависит.

3. Расход через дроссель при некоторых значениях давления насоса рассчитывают (пренебрегая потерями давления в сравнительно коротких линиях b и l), используя формулу (18). Эта характеристика имеет вид параболы.

4. При построении характеристики гидролиний с распределителем (зависимость суммарных потерь от расхода) используют расходы, попадающие в систему ($Q_{\text{г}} = Q_{\text{н}} = Q_{\text{дп}}$).

5. Обращая внимание на то, что гидролинии с распределителем по отношению к гидролиниям по последовательности последовательно, а дроссель – параллельно, графически строят характеристику потребного давления системы. Пересечение характеристик насоса и потребного давления системы дает рабочую точку насоса.

6. По рабочей точке графически определяют развиваемое насосом давление и подачу, а также расход, протекающий через дроссель.

7. Определяют частоту вращения вала гидродвигателя, используя формулу (74).

Учебное издание

Составители: Голуб Михаил Владимирович
Голуб Владимир Михайлович

ГИДРАВЛИКА И ПНЕВМАТИКА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

для студентов заочной формы обучения специальности
1-37 01 06 – "Техническая эксплуатация автомобилей"

Ответственный за выпуск: **Голуб М.В.**
Редактор: **Строкач Т.В.**
Корректор: **Никитчик Е.В.**
Компьютерная вёрстка: **Кармаш Е.Л.**

Подписано к печати 21.04.2008 г. Формат 60x84 ¹/₁₆. Печать офсетная. Усл.печ.л. 3,3.
Уч.изд.л. 3,5. Заказ №492. Тираж 150 экз. Отпечатано на ризографе Учреждения
образования «Брестский государственный технический университет.
224017, г. Брест, ул. Московская, 267.