

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ

Л. Г. Клемина

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
НА КУРСОВУЮ РАБОТУ
по дисциплине

" ГИДРАВЛИКА "

*для студентов 3 курса
заочного обучения
специальности 13.03*

Москва – 2007

Данные методические указания издаются в соответствии с учебной программой для студентов 3 курса специальности 13.03 заочного обучения.

Рассмотрены и одобрены на заседании кафедры 14.04.2007 и методической комиссии факультета 26.11.2002.

1. ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Цикл дисциплин гидравлики и жидкостно-газовых систем состоит из трех частей, посвященных изучению гидравлики, устройств жидкостно-газовых систем (ЖГС) и самих ЖГС. К ЖГС относятся гидравлические, топливные системы, системы регулирования давления, кондиционирования воздуха в гермокабинах самолетов, противообледенительные и противопожарные системы. Их объединяет тот факт, что рабочими телами этих систем являются жидкости. Жидкость - это такое физическое тело, которое не может находиться в состоянии покоя, если на него действуют даже сколь угодно малые касательные усилия. Под это определение подходят не только жидкости в обыденном понимании, практически не сжимаемые под действием используемых в системах давлений (исключение составляет жидкость, находящаяся в амортизационных стойках самолета), но и газы, которые с точки зрения физики являются сжимаемыми жидкостями. Объединяют также выше перечисленные системы проходящие в них физические процессы и описывающий их математический аппарат.

В первой части цикла дисциплин - гидравлике рассматриваются законы, которым подчиняется жидкость, находящаяся в состоянии покоя или движения, а также способы их приложения к решению практических задач. Знание физических процессов, происходящих в ЖГС, а также теоретических основ, описывающих эти процессы, необходимо инженеру по технической эксплуатации летательных аппаратов (ЛА) в его практической деятельности.

До приезда на сессию студенты заочного отделения должны самостоятельно изучить курс гидравлики и выполнить курсовую работу. На сессии, согласно учебному плану, обучающиеся слушают лекции, выполняют лабораторные работы, защищают на собеседовании привезенную курсовую работу и сдают экзамен. По гидравлике может быть рекомендована следующая литература:

1. Клемина Л.Г., Ружан В.И. Гидравлика самолетных систем. М., МГТУГА, 1996г.
2. Некрасов В.В. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах, М., Машиностроение, 1968г.
3. Клемина Л.Г. Гидравлика самолетных систем. М., МИИГА, 1978г,
4. Клемина Л.Г. Гидравлика самолетных систем. М., МИИГА, 1980.

Далее в ряде мест методических указаний будут даны в скобках номера этих изданий.

После методических указаний к изучению курса имеются методические указания для выполнения курсовой работы.

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ИЗУЧЕНИЮ ОТДЕЛЬНЫХ РАЗДЕЛОВ ДИСЦИПЛИНЫ

Курс гидравлики состоит из следующих разделов:

1. Введение. Физико-механические свойства жидкости
2. Гидростатика
3. Гидродинамика

4. Течение жидкости по трубопроводам и сопротивлениям
5. Истечение жидкости из отверстий и насадков
6. Гидравлический удар
7. Насосы
8. Расчет трубопроводов и гидравлических систем

Рассмотрим кратко эти разделы и выделим основные моменты и трудности, обычно возникающие у студентов.

1. Введение. Физико-механические свойства жидкости.

В этом разделе рассматриваются такие свойства рабочих тел ЖГС-жидкостей как текучесть, сжимаемость, вязкость и изменение их объема под действием температуры, что необходимо для дальнейшего изложения. Вводятся также понятие идеальной жидкости.

Изучая этот раздел, следует вспомнить, что такое объемный вес и плотность жидкости, т.к. эти параметры входят в основные уравнения динамики - уравнения Бернулли, а также уяснить от каких параметров зависит сила трения в жидкости, которая определяет потери энергии в ЖГС, и что собой представляет коэффициент кинематической вязкости ν входящий в такой важный в гидравлике безразмерный комплекс величин, как число Рейнольдса.

2. Гидростатика.

Эта глава состоит из ряда параграфов.

В первом параграфе, где рассматриваются свойства гидростатического давления, следует уяснить, что, во-первых, давление направлено по нормали к площадке, на которую оно действует. В дальнейшем будет доказано, что это определяет вид эпюры гидростатического давления- прямоугольный треугольник, а, во-вторых, давление в точке равно во всех направлениях, т.е. не зависит от ориентации площадки, на которую действует. Физическая сущность этого положения более прояснится после того, как будет представлено, это давление в точке зависит лишь от давления в какой-либо другой точке, например, лежащей на свободной поверхности жидкости, плюс (минус) произведение объемного веса жидкости на глубину расположения этой точки относительно первой.

Далее рассматривается дифференциальное уравнение равновесия жидкости Эйлера и интеграл этого уравнения - основное уравнение гидростатики.

В первой форме уравнения гидростатики $Z + P/\gamma = const$ оба члена уравнения имеют размерность (м) и являются: Z - геодезической высотой или напором, а P/γ - пьезометрической высотой или напором. Но более важен не геометрический, а энергетический смысл членов уравнения – это удельные энергии, приходящиеся на единицу веса, в чем следует хорошо разобраться.

Далее предлагается вниманию определение поверхностей уровня или поверхностей равного давления. Ими являются все горизонтальные поверхности в жидкости, в том числе и свободная, если на жидкость действует лишь сила тяжести.

Известный закон Паскаля может быть легко получен из основного уравнения гидростатики. На его основе работают, например, гидравлические

аккумуляторы, используемые в системах ЛА.

В разделе "Давление жидкости на плоскую стенку" следует уяснить, чему равна полная сила, действующая на плоскую стенку, где расположена точка ее приложения - центр давления. Нужно отметить, что центр давления лежит ниже центра тяжести стенки. Если бы эпюра гидростатического давления была бы равномерно распределенной, то они бы совпадали, но поскольку эпюра представляет собой прямоугольный треугольник, то точка приложения полной силы гидростатического давления, будучи приложенной в центре тяжести этой эпюры, лежит на одной трети высоты от основания.

Изучая давление жидкости на криволинейные поверхности, следует выделять, чему равна горизонтальная и вертикальная составляющие полной силы гидростатического давления. То что вертикальная составляющая равна весу тела давления, не вызывает трудностей в понимании студентов, а вот то, что горизонтальная составляющая равна давлению в центре тяжести вертикальной проекции стенки на площадь этой проекции, является для студентов сложным моментом, особенно если изучение проходит по монографии [2]. В [1] предпринята попытка объяснения этого момента с точки зрения физики. Здесь следует обратить внимание на реальные и фиктивные тела давления.

В последнем разделе гидростатики - относительном покое жидкости в первом случае (движении прямолинейном с постоянным ускорением) нужно уяснить как взаимно ориентированы свободная поверхность и прочие поверхности равного давления с результирующим вектором ускорений, а во втором случае (вращении с постоянной угловой скоростью) от чего зависит давление во вращающемся сосуде и по какой формуле определяется. Понимание этого необходимо для уяснения, например, причин возникновения осевых усилий, возникающих в центробежных топливных насосах; знание же первого случая относительного покоя помогает разобраться в конструктивных особенностях баков систем.

3. Гидродинамика

Изучение гидродинамики начинается с рассмотрения видов движения жидкости: неустановившегося, установившегося и введения таких понятий, как траектория, линия тока, трубка и струйка тока. Здесь следует запомнить чему равен расход объемный, массовый и весовой, что уравнение расходов представляет собой уравнение неразрывности.

В гидродинамике рассматривается струйная модель потока, который может быть напорным и безнапорным. Из этого раздела необходимо уяснить понятие средней скорости потока и уметь ее определить.

Узловыми в гидродинамике являются дифференциальные уравнения движения жидкости, носящие имя Эйлера, и уравнения в форме Громеко, интеграл которых называется уравнением Бернулли. Нужно разобраться, в каких частных случаях можно проинтегрировать уравнения Громеко, поскольку именно в этих случаях строго справедливо уравнение Бернулли.

Полученная в результате интегрированная форма уравнения Бернулли несложными математическими преобразованиями [1] может быть преобразована в две другие формы. Так как уравнение Бернулли широко

используется для решения практических задач, следует совершенно четко знать три формы уравнения Бернулли для струйки идеальной (невязкой) жидкости, каким образом можно перейти от одной формы к другой, какую размерность имеет каждый член всех форм, каков энергетический смысл каждого члена каждой формы уравнения, что является самым важным, и почему вниманию студентов предлагается столь много форм [1]. Незнание этих положений не может привести к положительной оценке на экзамене.

После рассмотрения уравнений для струйки идеальной жидкости изложение вначале касается уравнения Бернулли для струйки реальной (вязкой) жидкости, а затем и потока реальной жидкости. Нетрудно видеть, что в случае уравнения для реальной струйки в правой части уравнения появляется потерянный напор или давление в зависимости от формы уравнения, а в уравнения для потока вязкой жидкости вводятся коэффициенты кинетической энергии, стоящие перед удельным кинетическими энергиями.

Особенно важным является то, что в напорных потоках, какими являются потоки рабочих жидкостей в системах ЛА, из-за вязкости при движении жидкости от сечения к сечению теряется энергия давления. Для понимания физических процессов, имеющих место в ЖГС, и дальнейшей практической деятельности будущие инженеры- механики должны четко представлять как изменяется давление при движении жидкости по трубопроводам и сопротивлениям и чем определяется величина давления за насосом [1].

В той форме уравнения Бернулли, где члены представляют собой удельные энергия, приходящиеся на единицу веса, следует обратить внимание на геометрический смысл скоростного напора и на то, как его можно определить с помощью трубки полного напора и пьезометра. Важно уяснить, что согласно уравнению Бернулли при сужения потока скорость увеличивается, а давление падает и, если оно станет равным давлению парообразования, возникает явление, называемое кавитацией.

В результате изучения параграфа, посвященного уравнению Бернулли с учетом сил инерции, нужно знать для каких двух случаев записывается его уравнение, что представляют собой инерционные напоры в зависимости от условий, с каким знаком они входят в уравнение.

Ознакамливаясь с уравнениями движения газов, следует выделить, что интегрирование дифференциальных уравнений движения сжимаемой жидкости (газа) может быть произведено, если имеется зависимость изменения плотности газа от давления, т.е. например, для случаев изотермического и адиабатического процессов. Поэтому получены уравнения для этих двух процессов, в которых кроме уже известных трех типов удельных энергий появляется внутренняя удельная энергия среды, пропорциональная кинетической энергии теплового движения молекул.

Завершает главу рассмотрение использования уравнений Бернулли, а именно: трубки для замера полного давления, в том числе трубки Пито - Прандтля, дроссельного расходомера Вентури, струйного насоса (эжектора) и скоростного наддува баков, с чем студенты затем встретятся на

лабораторных занятиях и при практическом ознакомлении с конкретной авиационной техникой.

4. Течение жидкости по трубопроводам и сопротивлениям.

В этой главе рассматриваются потери энергии по длине, которые имеют место при движении жидкости по трубопроводам, и в местных сопротивлениях: кранах, фильтрах, клапанах и т.д.

Потери энергии зависят от режимов течения (ламинарного или турбулентного), поэтому сначала рассматриваются они. Режим течения зависит от безразмерного комплекса величин, называемого числом Рейнольдса.

Важно разобраться в физической сущности числа Рейнольдса и знать, что оно является критерием гидродинамического подобия потоков, в которых преобладают силы вязкости.

При изучении этого раздела следует уяснить, что выражение для потерь энергии в случае ламинарного режима течения может быть получено аналитическим путем; твердо запомнить, от чего они зависят (Δp и h_p), как определяется коэффициент трения и чему равен коэффициент кинетической энергии.

Для турбулентного режима нужно также знать, чему равен коэффициент трения для различных чисел Рейнольдса и чему равен коэффициент кинетической энергии.

В процессе изучения второй части этой главы, посвященной местным потерям энергии, нужно запомнить, как определяются потери в местных сопротивлениях, разобраться в методе эквивалентных длин и принципе наложения потерь, иметь представление об элементарных и сложных местных сопротивлениях.

5. Истечение жидкости через отверстия и насадки.

Прорабатывая эту главу, в параграфе, касающемся истечения через малое отверстие в тонкой стенке, следует обратить внимание на коэффициенты сжатия, скорости, расхода и знать чему равен расход жидкости через малое отверстие, в том числе и через дроссель гидравлической системы, в которой преобладает энергия давления.

Затем изучается течение жидкости через насадки (сопла, форсунки и т.п.), опорожнение сосудов (здесь следует уделить внимание времени опорожнения, уяснить от чего оно зависит) и истечение газа, применительно к герметичности кабин самолета.

6. Гидравлический удар

При ознакомлении с этой главой нужно разобраться в физике гидравлического удара, знать: формулу Жуковского Н.Е., что такое полный и неполный гидравлический удар и как борются с ударом в гидравлических системах.

7. Насосы

Глава также состоит из двух частей. В первой рассматриваются центробежные насосы. Следует разобраться в их конструкции, знать чему равна их мощность, из каких кпд состоит общий кпд насоса, что представляет собой его характеристика. Нужно иметь представление о том,

как выбирается форма лопасти рабочего колеса насоса, как работает насос на сеть, что такое рабочая точка системы, помпаж, кавитационная характеристика и кавитационный запас.

Во второй части, посвященной объемным насосам, рассматривается классификация объемных насосов и такие насосы, как: поршневые, шестеренные, винтовые, пластинчатые, радиально-поршневые и большая группа аксиально-поршневых насосов. Следует разобраться в их конструкции, уяснить чему равна подача различных видов насосов, чем определяется ее пульсация и где используются эти виды.

Нужно твердо знать, чему равна мощность, КПД объемных насосов и что собой представляют характеристики насосов регулируемой и нерегулируемой подачи.

8. Расчет трубопроводов и гидравлических систем.

Вначале следует уяснить, что представляет собой характеристика трубопровода, и, основываясь на этом, изучить три типа задач, возникающих при расчете простого трубопровода, и методы их решения.

Затем нужно ознакомиться с методами получения характеристик сложных трубопроводов, представляющих собой последовательное и параллельное соединение труб, знать, что такое потребный напор, как получается суммарная кривая потребного напора сложной гидравлической сети и определяется рабочая точка системы.

Важным является проверочный расчет магистрали всасывания, оценка высотности систем и знание методов ее увеличения.

Эти положения закрепляются в процессе выполнения курсовой работы.

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ.

Студенты заочного отделения должны выполнить курсовую работу, состоящую из четырех заданий. В каждом задании по две задачи и каждая задача имеет десять вариантов. Выбор задачи и вариантов следует производить по таблице 1, в соответствии с сочетанием букв фамилии. Номер и вариант первого задания должен быть взят по первой букве фамилии, номер задачи и вариант второго задания по второй букве и т.д. Например, студент Антонов должен выполнить первую задачу вариант 1, третью задачу вариант 10, шестую задачу вариант пятый и восьмую задачу первый вариант.

Если студенты являются родственниками или однофамильцами, то один из них (по взаимной договоренности) выбирает номер задач в соответствии с изложенным выше правилом, а остальные – номера, отличающиеся на единицу, двойку и т.д. так, чтобы номера задач всех однофамильцев или родственников были разные.

Курсовую работу следует выполнить самостоятельно, до приезда на сессию, а если при проверке работы и собеседовании выяснится, что работа сделана не самостоятельно, студент получает другой вариант работы.

Таблица № 1.

Буква алфавита	Первое задание (по первой букве фамилии).		Второе задание (по второй букве фамилии).		Третье задание (по третьей букве фамилии).		Четвертое задание (по четвертой букве фамилии).	
	№ задачи	Вариант	№ задачи	Вариант	№ задачи	Вариант	№ задачи	Вариант
А	1	1	3	1	5	1	7	1
Б В		2		2		2		
Г Д		3		3		3		
Е		4		4		4		
Ё Ж		5		5		5		
З И		6		6		6		
К		7		7		7		
Л		8		8		8		
М		9		9		9		
Н		10		10		10		
О	2	1	4	1	6	1	8	1
П		2		2		2		
Р		3		3		3		
С		4		4		4		
Т У		5		5		5		
Ф Х		6		6		6		
Ц Ч		7		7		7		
Ш Щ		8		8		8		
Ь Ы Ъ Э		9		9		9		
Ю Я		10		10		10		

При оформлении заданий следует дать обстоятельные объяснения хода решений задач.

Первая задача первого задания посвящается определению высоты топливной системы (рис. 1). Задача решается с помощью уравнения Бернулли, записанного для свободной поверхности жидкости в баке 1-1 и сечения, находящегося перед входом в насос 2-2. Если пренебречь скоростью перемещения свободной

поверхности V_1 и провести плоскость сравнения через первое сечение ($Z_1 = 0$), то уравнение принимает вид:

$$\frac{P_1}{\gamma} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \alpha \frac{V_2^2}{2g} + h_{\text{п}}$$

где Z_2 - высота расположения входного патрубка насоса над свободной поверхностью;

α - коэффициент кинетической энергии; $h_{\text{п}}$ - потери в трубопроводе (по длине и местные). Давление на входе насоса P_2 , как минимум, должно быть больше давления парообразования на

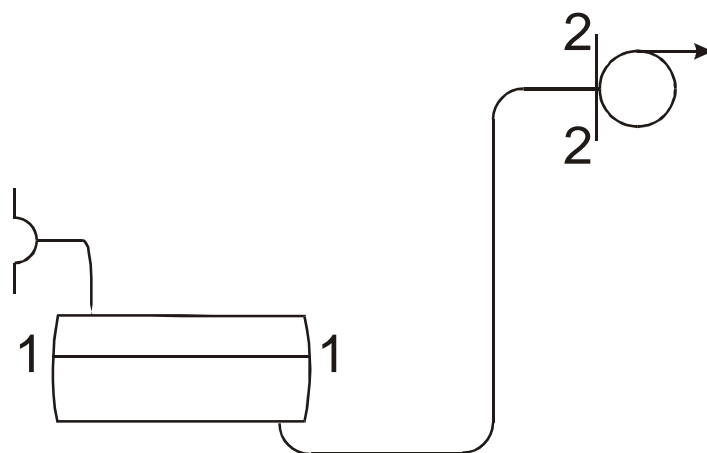


Рис. 1

величину кавитационного запаса $\Delta P_{кз}$ для исключения возможности возникновения кавитации. Здесь также нужно учесть инерционный напор.

Абсолютное давление P_1 равно сумме атмосферного давления и избыточного давления газа в баке P_2 . Следовательно, при увеличении высоты полета, поскольку уменьшается P_1 , при прочих равных условиях уменьшается и давление P_2 , т.е. увеличивается вероятность возникновения кавитации. Отсюда, при заданном $P_{2min}=P_n+\Delta P_{кз}$ из последнего уравнения нетрудно найти P_{amin} и по графику (рис. 6), соответствующую ему предельную высоту полета, т.е. высотность гидравлической системы.

Вторая задача этого задания решаются аналогично, но поскольку по условию задачи предлагается рассмотреть лишь участок между подкачивающим и основным насосами, уравнение Бернулли следует записать для сечений за подкачивающим и перед основным насосом с учетом потерь, инерционного напора и минимально допустимого давления перед входом в основной насос.

Во втором задании требуется определить диаметры трубопроводов. Топливная система, приводимая в условия задач №3, имеет сложный трубопровод, но после нахождения: 1) требующего общего расхода от системы централизованной заправки; 2) определения по характеристике насоса соответствующего ему располагаемого напора H_p^1 ; 3) вычисления потерь в шланге h_w ; 4) располагаемого напора $H_p = H_p^1 - h_w - z_2$ для точки разветвления 2-х остальных трубопроводов, задача сводится к определению диаметров 2-х простых трубопроводов, т.е. по существу является третьим типом задач расчета простого трубопровода. Затем в соответствии с методом решения этого типа задач, задаваясь рядом диаметров, вычисляя соответствующие им Re , λ и потери, можно для каждого из двух трубопроводов построить кривые $H = f(d)$. По ним для найденного H_p нетрудно определять диаметры.

В задаче № 4 в условия дана магистраль нагнетания гидравлической системы. Это также третий тип задач расчета простого трубопровода. Располагаемый напор, идущий на преодоление гидравлических сопротивлений, здесь определяется из условия допустимости 4-5 % потерь от давления, создаваемого насосом.

Расчет топливных и гидравлических (задачи 5 - 8) заключается в определении рабочей точки, т.е. расхода Q и давления P (напора) в системе, работающей с данным насосом. Для ее определения необходимо иметь характеристику насоса - зависимость его подачи от давления (напора) и суммарную кривую потребных давлений (напоров) сети, а иногда просто характеристики трубопроводов.

Характеристикой трубопровода H называется зависимость потерь в трубопроводе (по длине и местных) от расхода Q (или скорости движения жидкости V)

$$H = \left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \xi_i \right) \frac{V^2}{2g} = \left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \xi_i \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4} = kQ^2 \quad (1)$$

или $\Delta p = k_1 Q^2$.

Здесь λ - коэффициент трения, равный: 1) $\lambda = 64/Re$ при ламинарном режиме течения (как известно, через Re обозначается число Рейнольдса); 2) $\lambda = 0,3164/\sqrt[4]{Re}$ - при турбулентном течении в случае $Re > 10^5$. Для больших чисел Рейнольдса эта формула даёт большие погрешности, поэтому для диапазона $Re = 3 \cdot 10^3 \div 3,26 \cdot 10^6$ используется формула

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}.$$

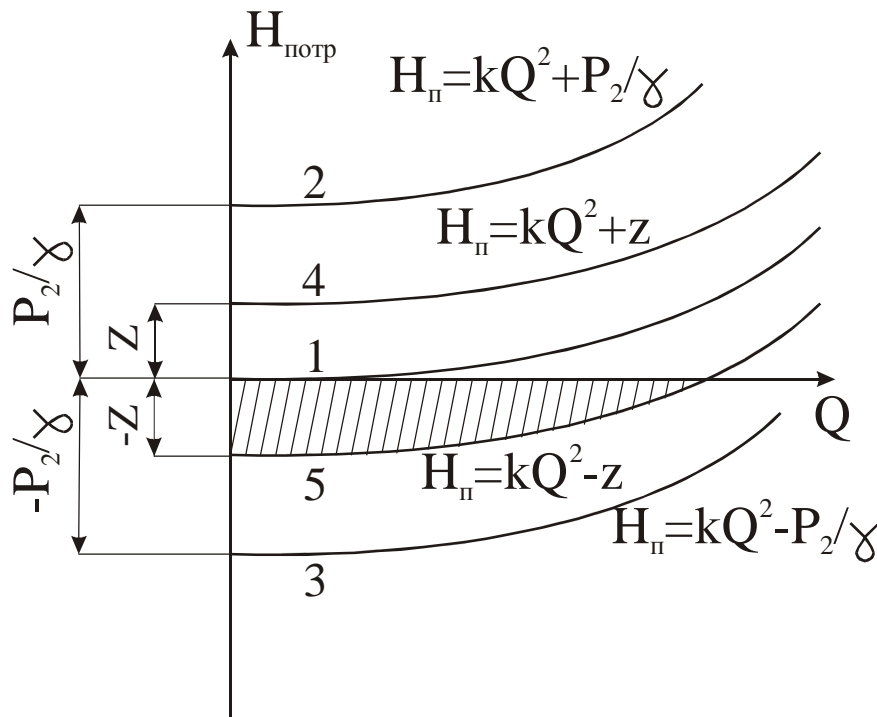
Кроме этого, в выражении (1) l и d - длина и диаметр трубопровода, а ξ - коэффициент местных потерь.

Характеристика трубопровода $H = f(Q)$ ($\Delta P = f(Q)$) для ламинарного режима графически представляется прямой линией, а для турбулентного - параболой. Для того, чтобы совершить полезную работу в конце трубопровода, нужно не только преодолеть давление P_2 , создаваемое нагрузкой, но и преодолеть сопротивления трубопровода и поднять жидкость на высоту $z_2 - z_1$.

Сопротивления трубопровода обуславливают потери, а они определяются характеристикой трубопровода $H = kQ^2$ ($\Delta p = k_1(Q)$). Таким образом, для произведения полезной работы с помощью энергии подводимой жидкости на входе в трубопровод требуется создать напор P_1/γ , равный сумме $P_1/\gamma = P_2/\gamma + z_2 - z_1 + kQ^2 = H_{нотр}(Q)$.

Этот напор P_1/γ называется потребным.

Как видно из последнего выражения, потребный напор представляет собой характеристику трубопровода $H = kQ^2$ плюс (минус) P_2/γ и $z_2 - z_1$,



т.е. кривая потребного напора $H_{нотр} = f(Q)$ представляет собой характеристику трубопровода, поднятую или опущенную на величину $P_2/\gamma + z_2 - z_1$.

Характеристика трубопровода (кривая 1 на рис. 2) поднимается на величину P_2/γ в случае, если давление P_2 создается нагрузкой, которая

Рис. 2

сопротивляется (кривая 2, рис. 2) и опускается, если нагрузка помогающая (кривая 3). Аналогично характеристика поднимается, если жидкость поднимается в трубопроводе на высоту Z (кривая 4), и опускается, если (кривая 5) жидкость опускается. В последнем случае часть кривой лежит ниже оси Q , имеется отрицательный потребный напор, определяющий зону самотека. На рис. 2 эта зона заштрихована.

Решения задач 5 - 8 начинаются с получения характеристик отдельных трубопроводов. Для чего в пределах, определяемых данной в условии задачи характеристикой насоса, задаются значениями Q , а для них, предварительно вычислив V , Re и λ , определяет $H(p)$. Выбранные значения Q и результаты расчетов, т.е. V , Re , λ и $H(p)$ должны быть сведены в таблицы. Затем в соответствии с видом нагрузки и тем, поднимается или опускается жидкость в данном трубопроводе, на графике строятся кривые потребных напоров (давлений) для каждого трубопровода.

На следующем этапе находится суммарная кривая потребных напоров (давлений) сети.

Как известно [1, 2, 4.], характеристики последовательно соединенных трубопроводов для получения суммарной характеристики складываются по вертикали, т.е. при взятом Q (на проведенной вертикали). Для параллельного соединения сложение происходит по горизонтали, т.е. при взятом $H(p)$ (на проведенной горизонтали) складываются расходы. Для этих соединений аналогично складываются и кривые потребных напоров (давлений).

В задачах № 5 и 6 предлагается вниманию студентов разветвленный трубопровод топливных систем (трубопроводы 1, 2, 3). Так как здесь характеристика насоса дана в координатах Q и H , в дальнейшем производится сложение кривых потребных напоров.

Согласно имеющемуся правилу сначала находится суммарная кривая для параллельно и разветвлено соединенных трубопроводов. Эта суммарная кривая соответствует трубопроводу, который с оставшимися трубопроводами соединен последовательно, поэтому полученная суммарная кривая с кривыми остальных трубопроводов складывается по правилу, соответствующему последовательному соединению.

Гидравлическая система, состоящая на сети с нагрузкой и источника питания, например, с одним насосом, работает при равенстве располагаемого и потребного напоров. Располагаемый напор представляется характеристикой насоса, а потребный напор – итоговой суммарной кривой потребного напора.

Точка их пересечения называется рабочей. Для ее получения на график с кривыми потребных напоров в соответственном масштабе наносится характеристика насоса.

Проиллюстрируем

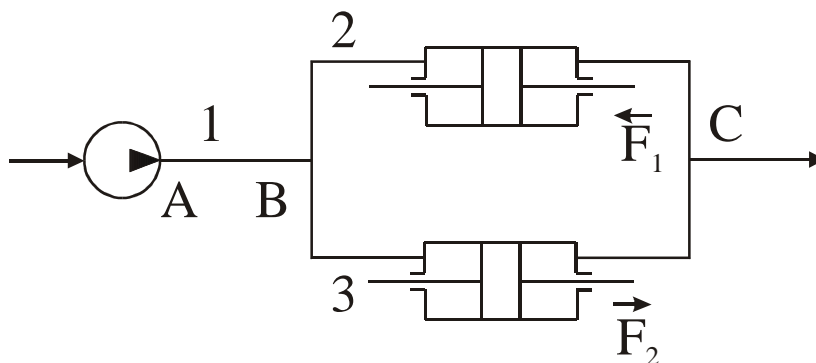


Рис. 3

сказанное следующим примером. Пусть дана система, представленная на рис. 3, Она состоит из насоса и трех трубопроводов: АВ и 2-х ВС. Последние два трубопровода соединены параллельно. В них включены цилиндры, на поршни которых действует сопротивляющаяся нагрузка F_1 и помогающая F_2 . Даны: характеристика насоса, диаметры и длины трубопроводов, площади поршней S_1 и S_2 величины нагрузок F_1 и F_2 , кинематический коэффициент вязкости ν и объемный вес жидкости γ . Здесь площади эффективные, кольцевые, равные площади поршня, минус поперечное сечение штока, местные сопротивления не будем принимать во внимание.

Вначале задаемся значениями Q и вычисляем потери H по формуле (1). Для вычисления λ определяем $Re = Vd/\nu$. В зависимости от его значения для определения λ используем одну из выше приведенных формул. Затем для трубопровода 2 строим кривую потребного напора 2 (рис. 4), для чего его характеристику поднимаем на величину $F_1/S_1\gamma$. Аналогично строится кривая 3 для 3-го трубопровода. Она начинается из точки- $F_2/S_2\gamma$. Кривая потребного напора 1-го трубопровода совпадает с его характеристикой, т.к.

жидкость в нем не поднимается, не опускается и в него не включен элемент, на который действует нагрузка, поэтому кривая начинается с нуля.

Затем производится графическое суммирование. Вначале по горизонтали складываются кривые 2 и 3 (на рис. 4 суммарная кривая $\Sigma 2 + 3$

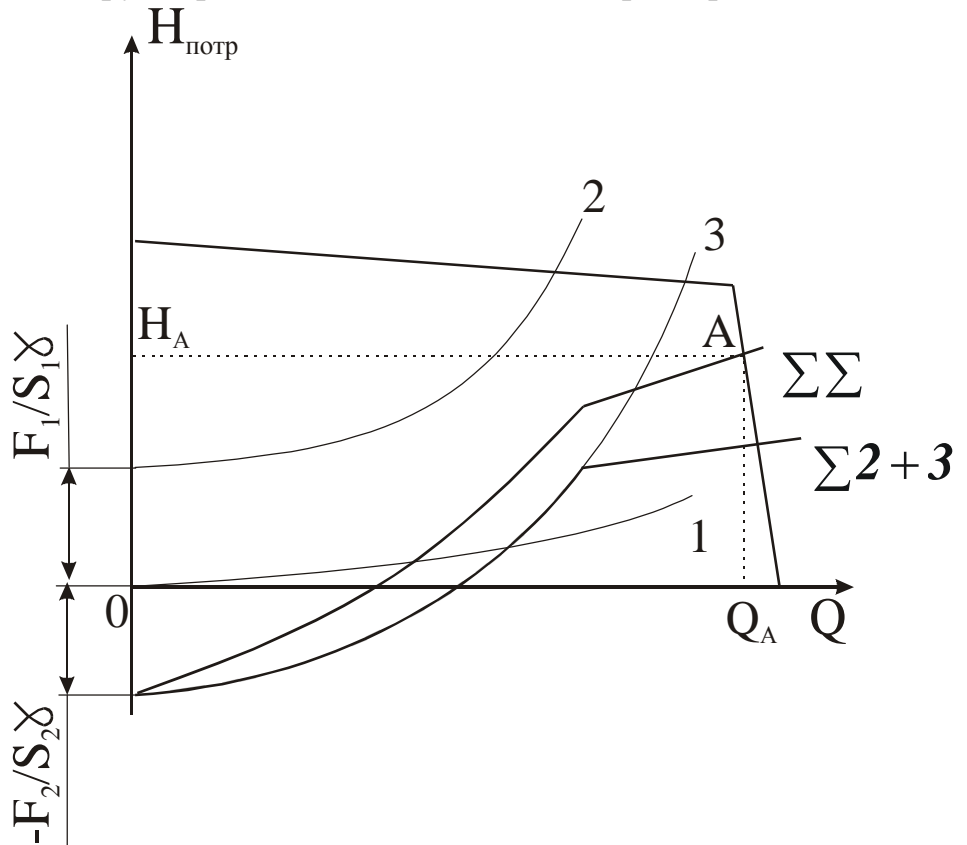


Рис. 4

выделена жирной линией), а затем по вертикали складываются кривые 1 и $\Sigma 2 + 3$. Точка пересечения итоговой суммарной кривой $\Sigma \Sigma$ с характеристикой насоса и есть рабочая точка А.

В задаче 7 рассчитываются гидравлические системы. Их сложные на вид схемы после небольшого анализа приводятся к схеме, аналогичной той, которая изображена на рис. 3. Здесь трубопроводом 1 будет являться магистраль нагнетания до тройника, от которого отходят две параллельные

ветви. Затем пойдут параллельные ветви 2 и 3, включающие гидравлические цилиндры. После тройника, объединяющего эти ветви, идет трубопровод 4 - магистраль слива. Так как диаметры трубопроводов 1 и 4 одинаковы, то оба трубопровода могут рассматриваться как один. Расчет этих систем ведется в соответствии с изложенным выше, но поскольку в задании характеристика насоса дана в координатах Q и P , здесь целесообразно строить кривые (прямые) потребных давлений и прямые второй и третьей труб должны быть подняты на $F/S_{зф}$.

Потребные давления следует определять по формуле:

$$\Delta p_{II} = \Delta p_l + \Delta p_m = \lambda \frac{\sum l}{d} \cdot \frac{\rho V^2}{2} + \sum \zeta \frac{\rho V^2}{2} = \left(\lambda \frac{\sum l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{\rho V^2}{2} \quad (2)$$

После определения рабочей точки, т.е. Q_a и P_a , определяется $N=QA \cdot PA$ и расходы (скорости) в параллельных ветвях Q_1 и Q_2 ($Q_2 + Q_1 = Q_A$).

В задаче № 8 рассматриваются несколько более сложные гидравлические системы. Здесь также нужно получить рабочую точку - точку пересечения характеристики насоса с суммарной прямой потребного давления сети. Для получения этой прямой следует использовать правило сложения прямых потребных давлений: сначала складываются по горизонтали прямые элементарного параллельного соединенных труб, затем суммарная прямая по вертикали складывается с прямыми труб, соединенных последовательно с параллельным соединением, прямые которого уже сложены и т.д.

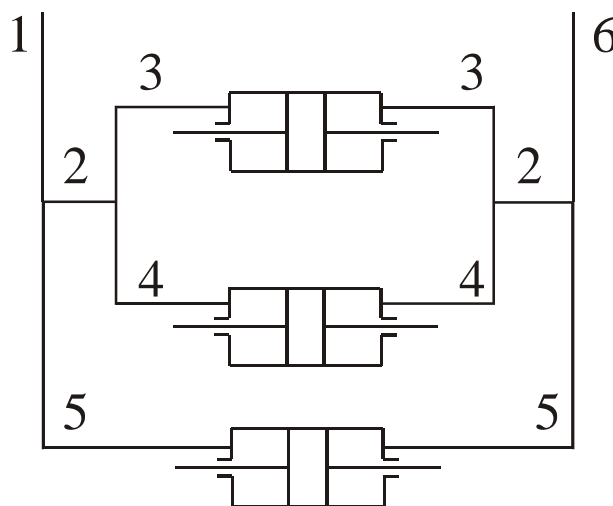


Рис. 5

Все три схемы последней задачи, без учета местных сопротивлений, имеют вид, представленный на рис.5. Здесь труба 2 до и после параллельного соединения труб 3 и 4 может считаться одной трубой, т.к. диаметр одинаковый.

Вначале для труб 1-6 следует получить прямые потребных давлений. Для этого нужно задаться несколькими расходами в пределах характеристики насоса (рис.32), затем по приводимым ранее соотношениям вычислить V , λ , Re , Δp_{II} и занести полученные данные в таблицы. На их основании нужно на графике с координатами Q , Δp построить прямые для всех шести труб. Прямые труб 3 и 4 должны быть подняты на высоту $F_1/S_{зф1}$, а трубы 5 на высоту $F_2/S_{зф2}$.

После этого по существующему правилу производится графические сложения прямых потребных давлений: сначала по горизонтали складываются прямые труб 3 и 4, в результате чего получается суммарная прямая \sum_1 . Затем \sum_1 должна быть сложена по вертикали с прямой трубопровода 2, в

результате чего получается суммарная прямая Σ_2 . После этого Σ_2 следует по горизонтали сложить с прямой трубы 5 для получения суммарной прямой Σ_3 , а затем эту прямую по вертикали необходимо сложить с прямыми труб 1 и 6.

Точка пересечения суммарной кривой потребного давления сети с прямой характеристики насоса даст рабочую точку А, т.е. Q_a и p_a . Затем по графику можно найти расходы в параллельных ветвях и время перемещения поршней.

Задание №1

Задача №1

Определить до какой высоты полета топливная система (рис. 7-12) без подкачивающего насоса (при его отказе) будет работать без кавитации, если расход топлива равен Q , избыточное давление воздуха над свободной поверхностью жидкости в баке $\Delta P_2 / \gamma_{pm} = 275$ мм рт. ст., коэффициент вязкости топлива $\nu = 0,045$ см²/с, его объемный вес $\gamma = 8,2$ кН/м³. Расчет произвести для режима разгона по горизонтали с ускорением j м/с² и из условия, что давление перед входом в насос должно быть более давления парообразования $P_{II} / \gamma = 300$ мм рт. ст. на величину кавитационного запаса $\Delta P_k = 0,5$ Н/см²; объемный вес ртути $\gamma_{pm} = 133,6$ Кн/м³.

Параметры трубопроводов, высота расположения входа в основной насос над свободной поверхностью топлива в баке z_1 и коэффициенты местных сопротивлений приведены в табл. 2. Давлением, создаваемым весом жидкости, потерями энергии на поворотах и в подкачивающем насосе пренебречь.

Условные обозначения на схемах:

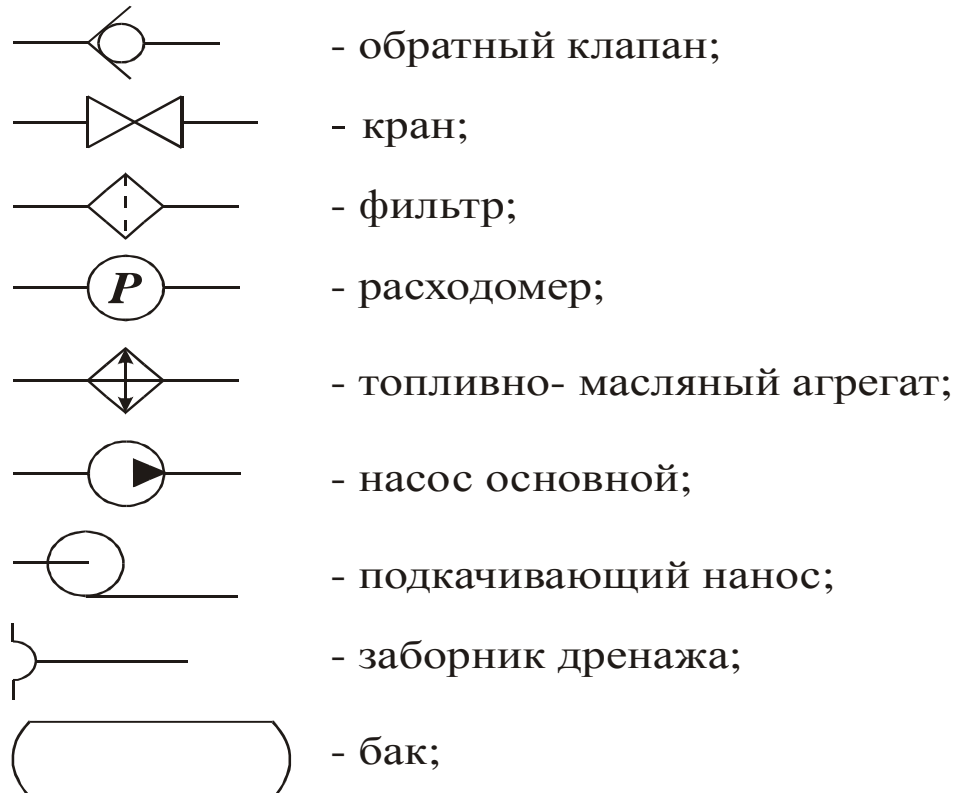


Таблица № 2

Вар. №	Схема Рис	Q л/ч	j м/с	d мм	L ₁ , м	L ₂ , м	L ₃ , м	L ₄ , м	L ₅ , м	L ₆ , м	Z ₁ , Z ₂ , м	ξ_{ok}	ξ_k	ξ_ϕ	ξ_p	$\xi_{\phi+p}$	ξ_{k+p}	$\xi_{m\alpha+\phi}$	$\xi_{m\alpha}$	L, м
1	7	2000	2,2	16	1	1,5	0,8	-	-	-	0,3	2	2	1,8	-	2,0	-	-	-	2
2	7	2500	2,0	20	0,8	1,4	0,8	-	-	-	0,3	1,8	1,8	1,9	-	1,5	-	-	-	2,3
3	8	2000	2,1	20	1	1,3	0,8	0,5	-	-	0,3	1,9	1,9	2	0,7	-	-	-	-	2
4	8	2500	2,3	20	1	1,3	0,8	0,5	-	-	0,5	2,1	2,1	2,3	0,5	-	-	-	-	2,3
5	9	3000	2,4	20	0,8	1,2	0,8	-	-	-	0,5	2,2	2,2	1,8	-	-	-	2,2	-	2,5
6	9	3000	2,3	20	1	1,5	0,8	-	-	-	0,5	1,8	1,8	2,2	-	-	-	2,5	-	3,0
7	10	3000	2,3	16	0,5	1,2	0,5	0,5	0,5	0,8	1	1,8	1,8	1,9	0,7	-	-	-	0,8	2,6
8	10	2500	2,4	20	0,5	1,1	0,8	0,5	0,5	1	1	1,8	1,8	1,8	0,8	-	-	-	0,8	2,5
9	11	3000	2,4	20	0,5	2,4	0,5	-	-	-	1,5	1,9	1,9	-	-	-	2,5	-	-	2
10	12	2500	2,1	20	0,5	2,2	0,8	-	-	-	0,3	2,1	2,1	2,9	-	2,0	-	-	-	3,0

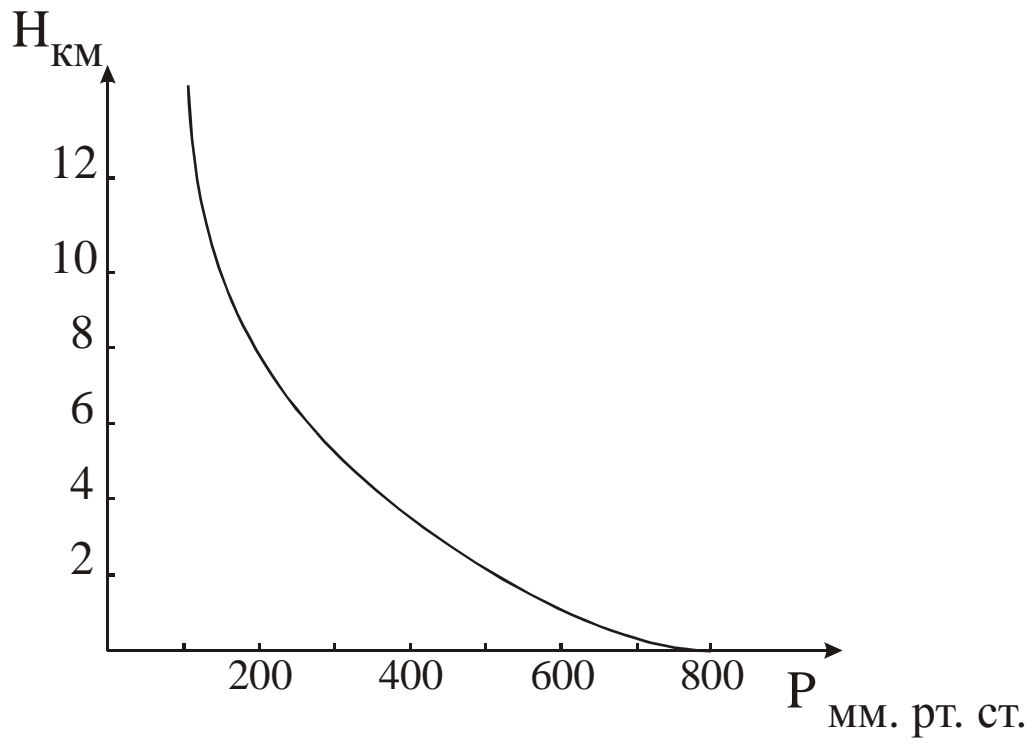


Рис. 6

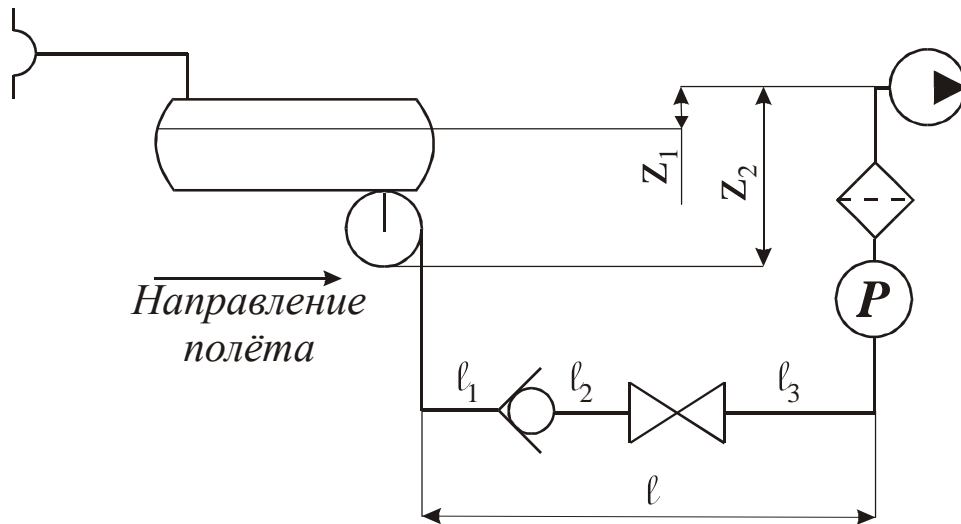


Рис. 7

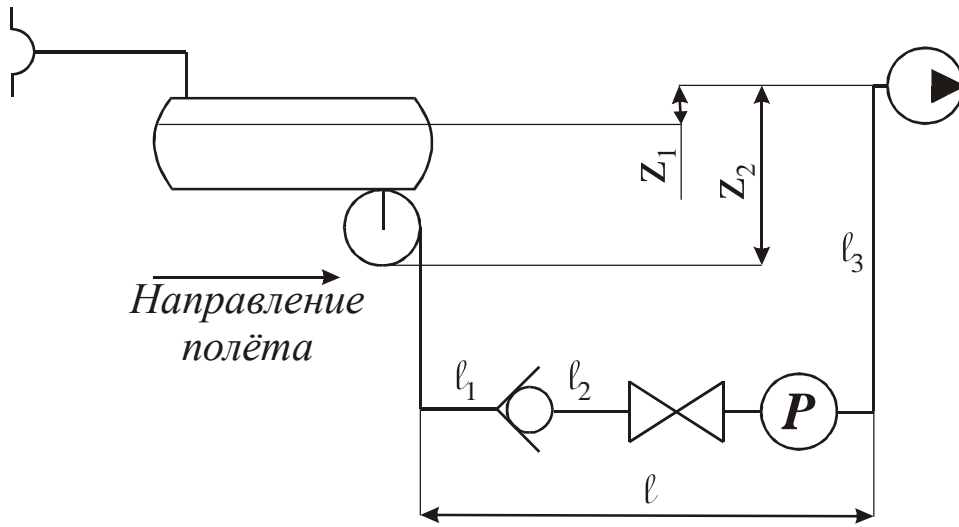


Рис. 11

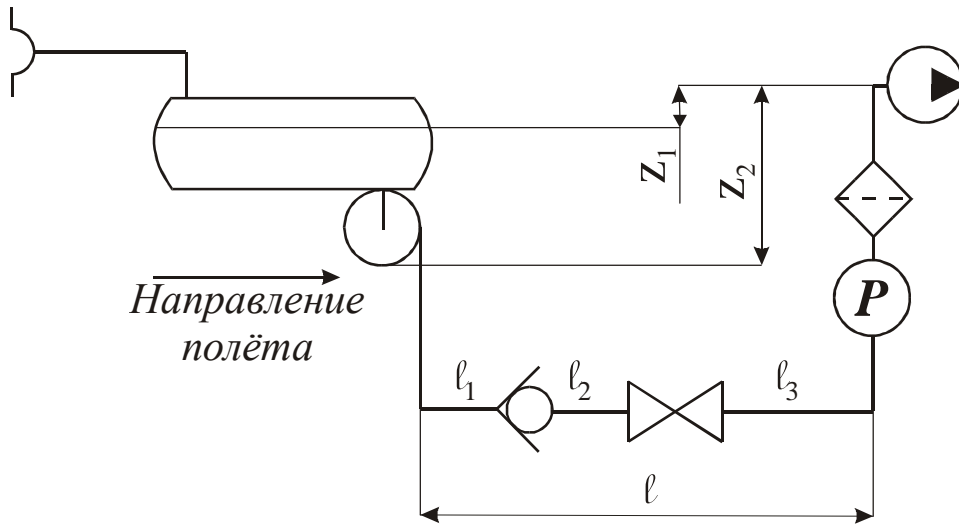


Рис. 12

Задача №2

Определить требуемое давление на выходе из насоса подкачки топливной системы (рис.7-12) при условии, что избыточное давление над свободной поверхностью жидкости в баке обеспечивает безкавитационную работу подкачивающего насоса, а сам подкачивающий насос должен создавать давление, компенсирующее потери в трубопроводе и преодолевающее инерционный капор для обеспечения безкавитационной работы основного насоса.

Расчет произвести для режима разгона по горизонтали с ускорением j m/c^2 и из условия, что давление перед входом в насос должно быть больше давления парообразования $P_{II}/\gamma_{pt} = 300$ мм рт. ст. на величину кавитационного запаса $\Delta P_{кз} = 0,5$ H/cm^2 .

Коэффициент вязкости топлива $\nu = 0,045$ cm^2/c , а объемный вес $\gamma = 8,2$ $кН/м^3$. Расходы топлива, ускорения, параметры трубопроводов и высота

расположения входного сечения в основной насос над выходным сечением подкачивающего насоса z_2 и коэффициенты местных сопротивлений приведены в табл. 2.

Задание №2

Задача №3

Найти необходимые диаметры трубопроводов d_1 и d_2 системы централизованной заправки самолета топливом (рис. 13) из условия одновременности заполнения баков за 30 мин. Объемы баков, длины трубопроводов l_1 и l_2 и высоты z_1 и z_2 даны в табл. 3. Длина раздаточного шланга топливозаправщика равна $l = 4$ м, диаметр $d_{ш} = 100$ мм. Коэффициент кинематической вязкости жидкости $\nu = 0,045$ см²/с. Характеристика насоса топливозаправщика представлена на рис.14. Давление над свободной поверхностью топлива в баках принять равным атмосферному.

Таблица 3.

Вариант №	W_1 тыс. л	W_2 тыс. л	L_1 , м	L_2 , м	Z_1 , м	Z_2 , м
1	30	30	5	1	0,3	2
2	25	25	4	1	0,3	2
3	30	30	4	0,8	0,3	2
4	25	25	3	0,8	0,2	1,5
5	25	25	3	0,5	0,2	1,5
6	30	30	5	1	0,3	2
7	25	25	4	0,8	0,3	2
8	30	30	4	1	0,3	2
9	30	30	3	0,5	0,2	1,5
10	30	30	5	1	0,3	2

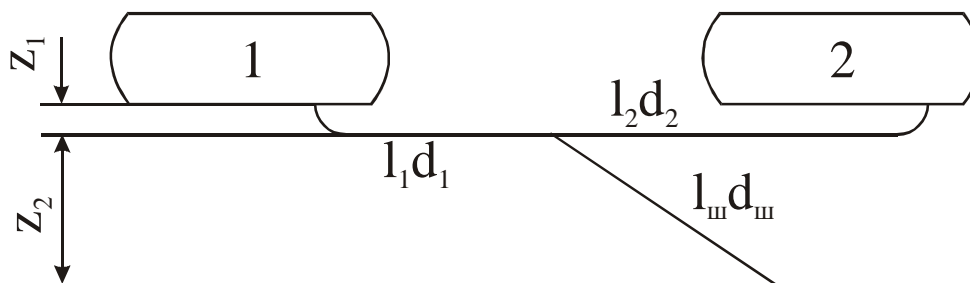


Рис. 13

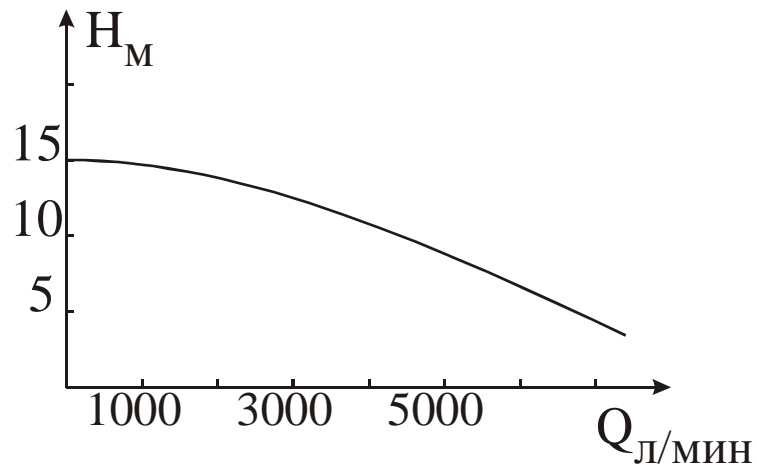


Рис. 14

Задача №4

Определить диаметр напорной магистрали гидравлической системы (рис.15-20) из условия, что за насосом давление равно 22 МПа, а на преодоление гидравлических сопротивлений (см. рис. 15-20) тратится 5% этой энергии давления. Расходы, длины трубопроводов и коэффициенты местных сопротивлений представлены в табл.4.

Коэффициент сопротивления угольников принять равным 1,3. Потери на поворот потока в отводах не учитывать. Объемный вес жидкости $\gamma = 8,4$ кН/м³; $\nu = 0,5$ см²/с.

Условные обозначения:

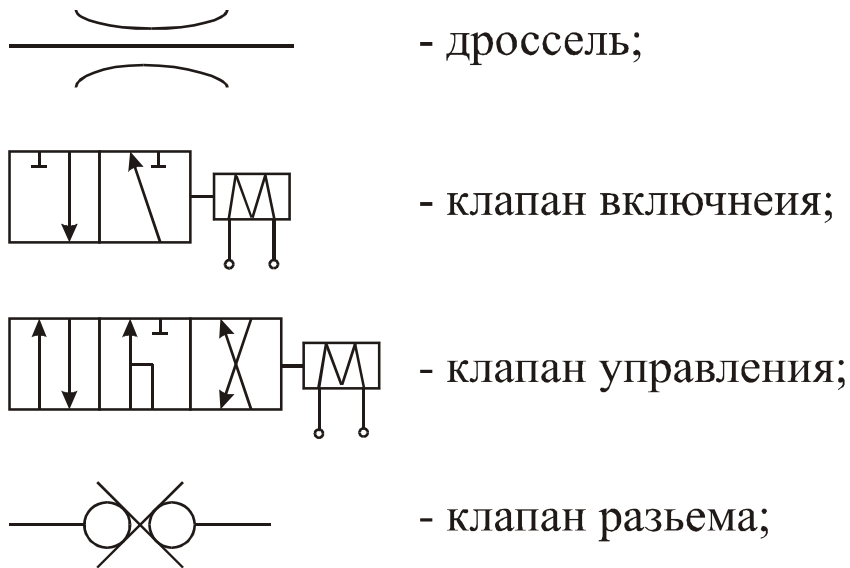


Таблица № 4

Вариант №	Схема Рис.	Q л/м ин	Трубопроводы l м									ξ мест. сопротивл.					
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	Клапан разьема	Обрат. клапан	Фильтр	Клапан вклоч.	Клапан управл.	Дрос.
1	15	30	0,5	0,5	0,5	0,5	1	10	3			1	2	1,5	1		
2	15	40	0,5	0,5	0,5	0,5	1	10	3			1	2	2	2		
3	16	50	0,5	0,5	0,5	1	2	10	0,5	2		1	2	1,5	1	2	
4	16	60	0,5	0,5	0,5	1	2	10	0,5	2		0,7	2	2	1,8	2,5	
5	17	70	0,5	0,5	0,5	1	2	10	0,5	2	2	1	1,5	2,5		2,5	
6	17	80	0,5	1	1,5	2	2	12	1	1,5	2	1	2	1,5		2	
7	18	30	0,5	1	1,5	2	2	12	1	1,5		0,7	2	2,5		2	
8	18	40	0,5	1	1,5	2	2	12	1	1,5		1	1,8	2		2,5	
9	19	50	0,8	1,3	1,5	1	1	1,3	1,5	1,5	1	0,7	2	2,5	2	2	1,5
10	20	60	0,8	1,3	1,5	1	1	1,3	1,5			1	2	1,5		2,5	

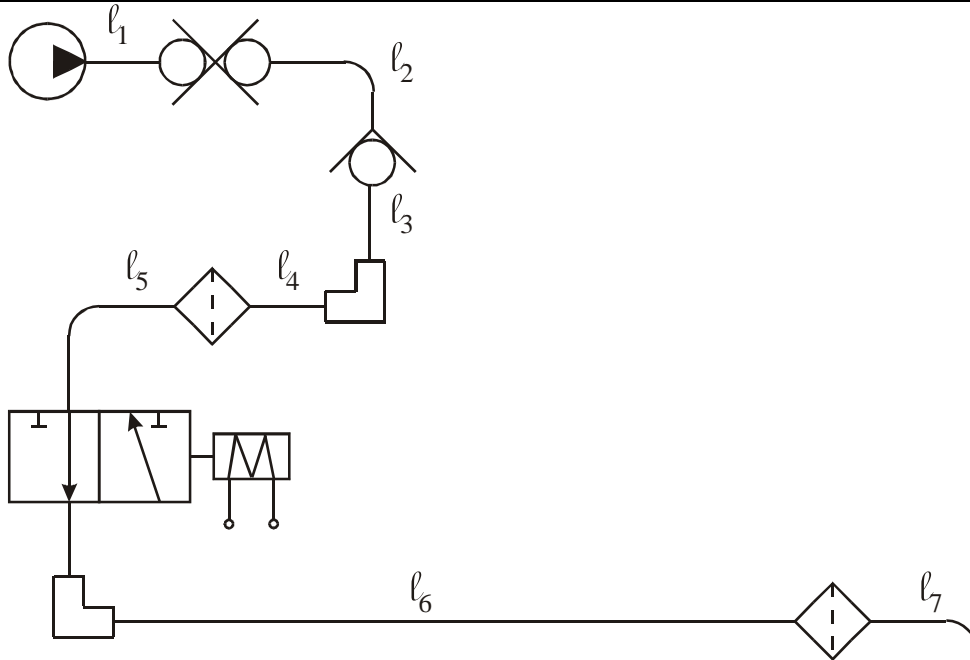


Рис. 15

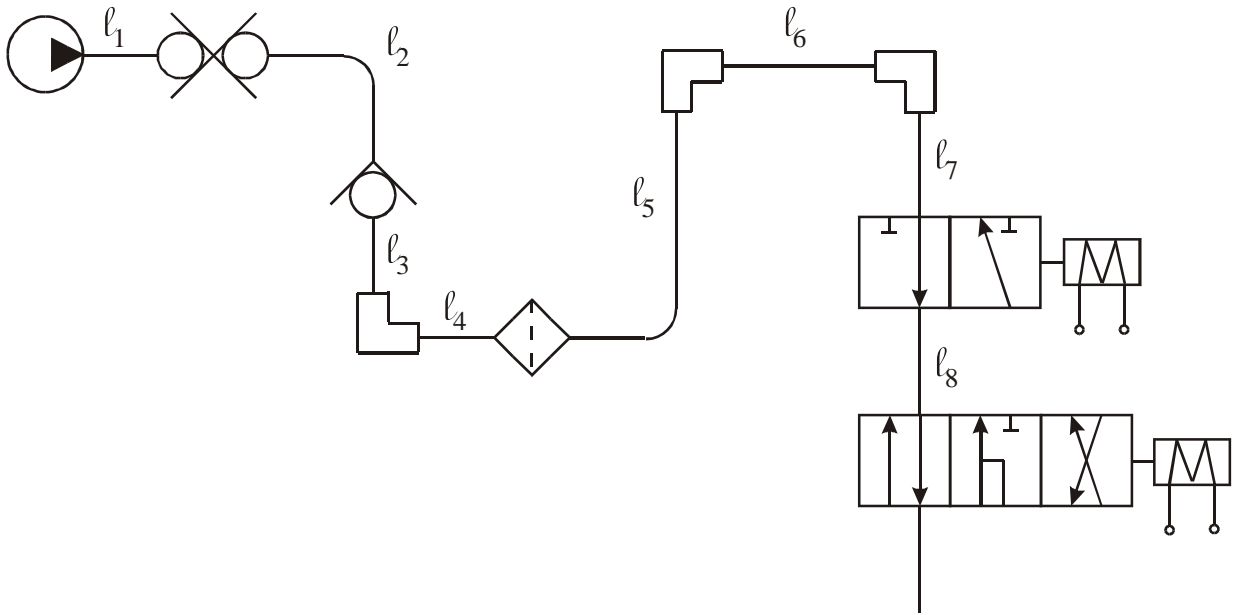


Рис. 16

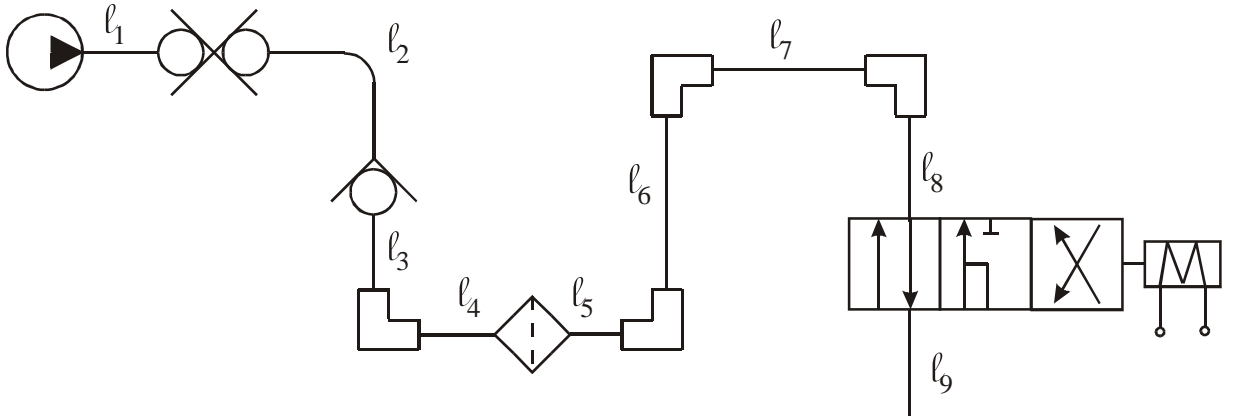


Рис. 17

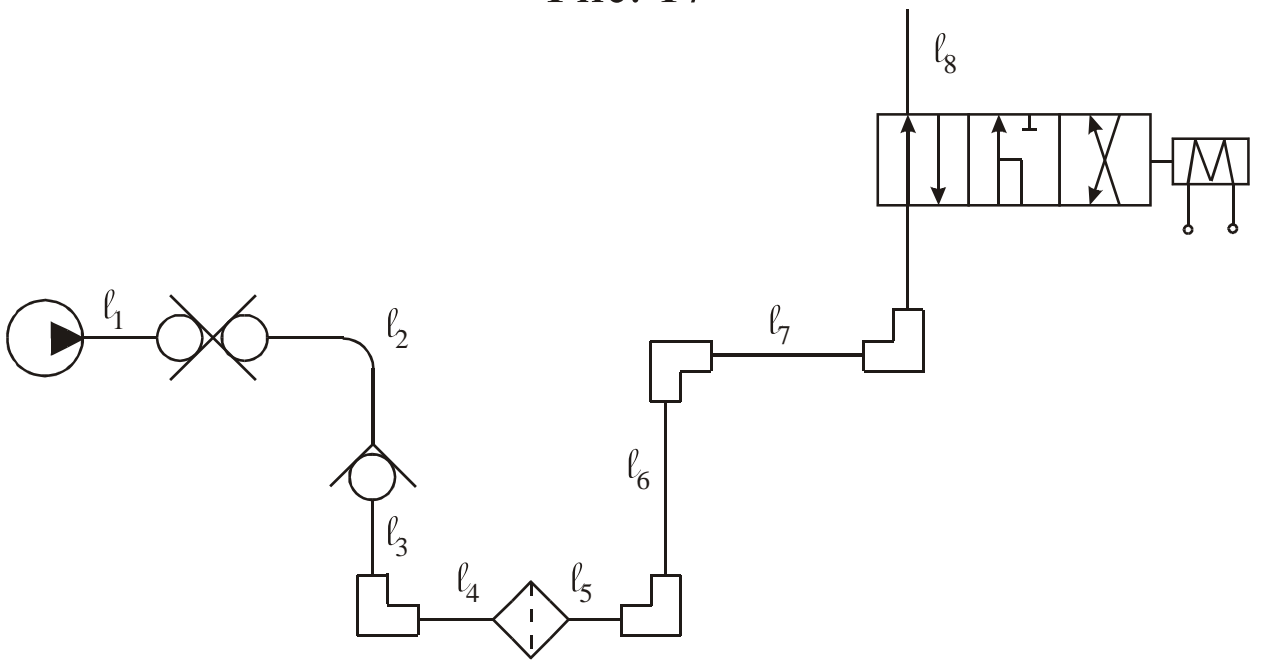


Рис. 18

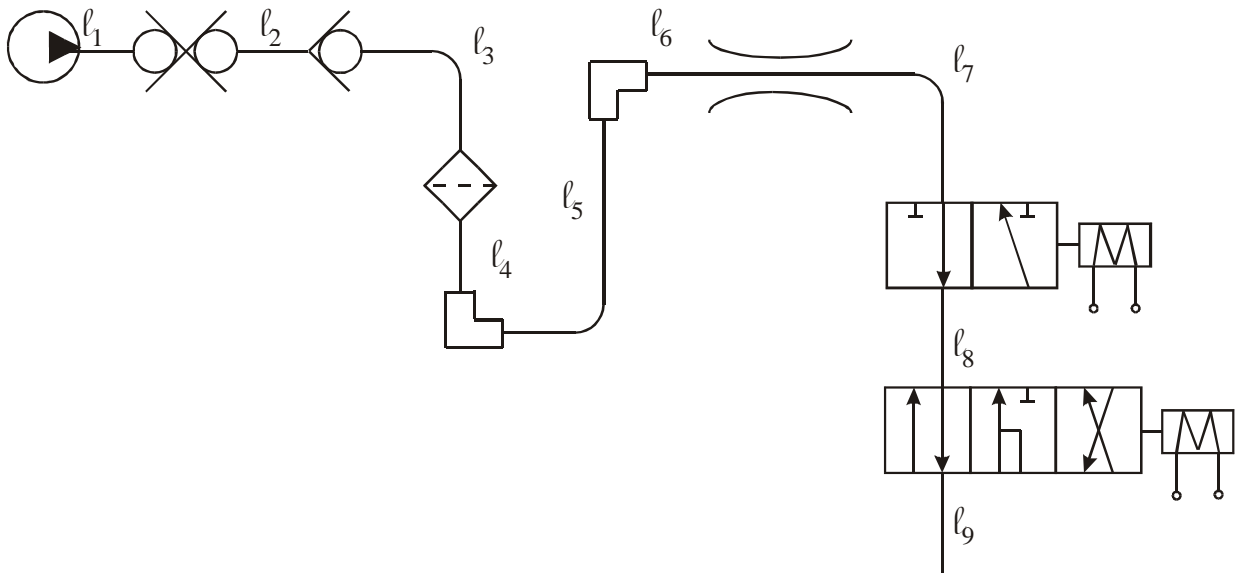


Рис. 19

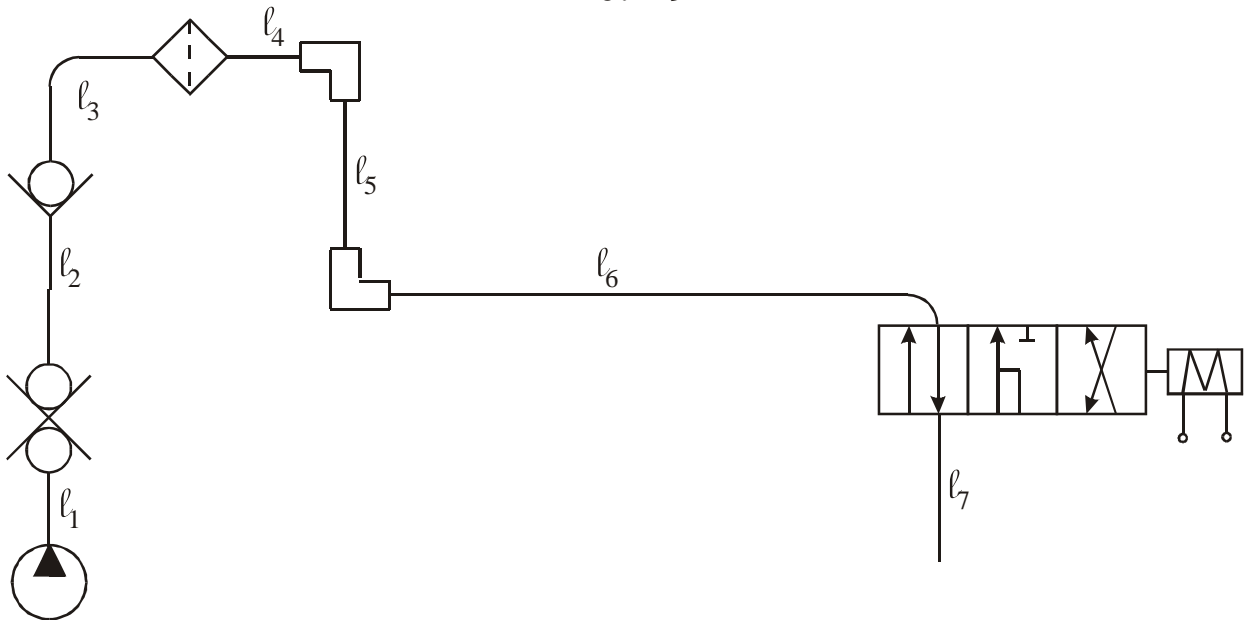


Рис. 20

Задание №3

Задача №5

Определить расходы Q_1 и Q_2 из баков системы питания двигателя топливом (рис.21), состоящей из баков-кессонов, трубопроводов и насоса, характеристика которого представлена на рис. 22. Параметры трубопроводов, нивелирная высота свободных поверхностей топлива в баках Z_1 даны в табл. 5. Величинами местных сопротивлений пренебречь. Коэффициент кинематической вязкости $\nu=0,045$ см²/с. Давление над свободной поверхностью топлива в баках, равно атмосферному. Объемный вес жидкости $\gamma=8,4$ кН/м³.

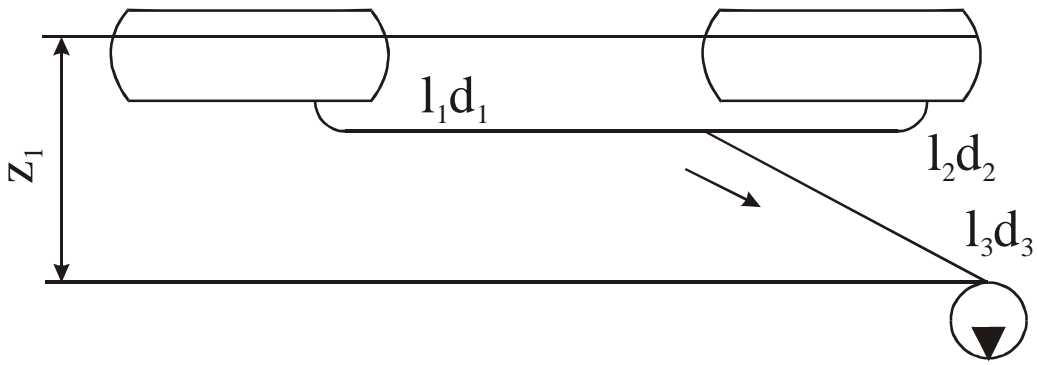


Рис. 21

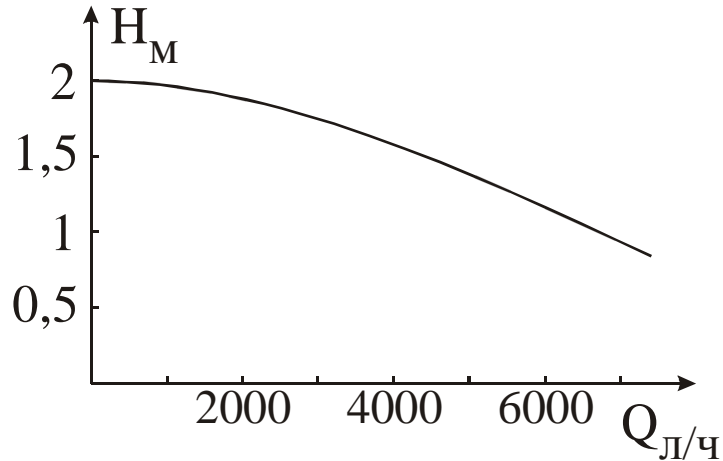


Рис. 22

Таблица № 5

Вариант №	l_1 м	l_2 м	$d_1=d_2$ мм	l_3 м	d_3 мм	z_1 м
1	3,4	4,4	22	3,2	26	0,25
2	3,8	4,5	20	3,4	24	0,22
3	4,2	5,0	22	3,6	26	0,25
4	4,4	5,2	18	3,8	22	0,23
5	4,6	5,4	16	4,0	20	0,24
6	4,8	5,6	20	4,2	24	0,25
7	3,4	4,4	22	3,2	26	0,22
8	4,4	5,2	20	3,8	24	0,24
9	4,6	5,4	16	4,0	20	0,23
10	3,8	4,5	18	3,4	22	0,25

Задача №6

Определить время заправки топливных баков системы (рис. 23), состоящей из баков и трубопроводов. Объем баков, длины, диаметры трубопроводов и высоты z_1 и z_2 приведены в табл. 6. Длина раздаточного шланга $l_{ш}$ = 4 м, диаметр $d_{ш}$ = 40 мм. Коэффициент кинематической вязкости жидкости ν = 0,045 см²/с. Характеристика насоса топливозаправщика представлена на рис. 24. Давление над свободной поверхностью топлива в баках и до насоса принять равной атмосферному.

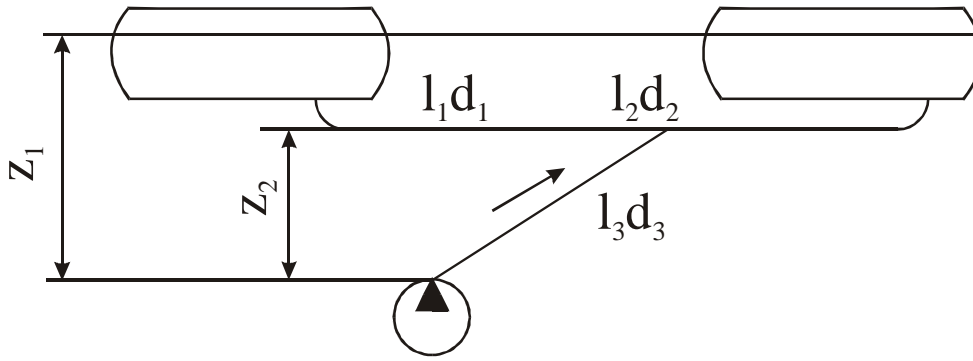


Рис. 23

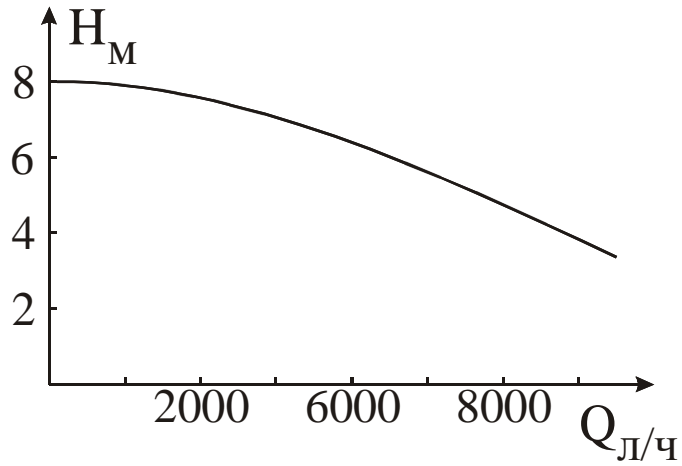


Рис. 24

Таблица №6

Вариант №	$W_1=W_2$ тыс.л	L_1 м	L_2 м	$d_1=d_2$ мм	z_1 м	z_2 м
1	2,5	1,8	2,4	22	1,4	1,0
2	2,8	2	2,6	24	1,6	1,2
3	3	2,2	2,8	22	1,7	1,3
4	3,2	2,4	3,0	24	1,9	1,4
5	3,5	2,5	3,1	22	2	1,5
6	4	2,6	3,2	24	2,1	1,6
7	2,6	1,9	2,4	26	1,7	1,2
8	2,7	2,1	2,6	28	1,8	1,3
9	2,9	2,3	2,8	26	2	1,6
10	3,1	1,7	3,0	24	2,1	1,7

Задание №4

Задача №7

Определить полезную мощность на валу насоса и скорость перемещения поршней цилиндра гидросистемы (рис. 26-31). Характеристика насоса представлена на рис. 25. Диаметр поршня равен 80 мм, диаметр штока поршня 20 мм. На шток каждого поршня действует постоянная нагрузка F .

Коэффициент вязкости рабочей жидкости $\nu = 1,3 \frac{\text{см}^2}{\text{с}}$, а удельный вес

$\gamma = 8,4 \text{ кН/м}^3$. Длины и диаметры трубопроводов, а также коэффициенты местных сопротивлений приведены в Табл.7. Потери в баке и на поворот в отводах не учитывать. Величины $(l/d)_\Sigma$, угольников принять равными 100.

Потери напора в тройниках учесть при расчете параллельных трубопроводов.

Условные обозначения элементов на схемах систем смотрите после условий задач № 1 и 4.

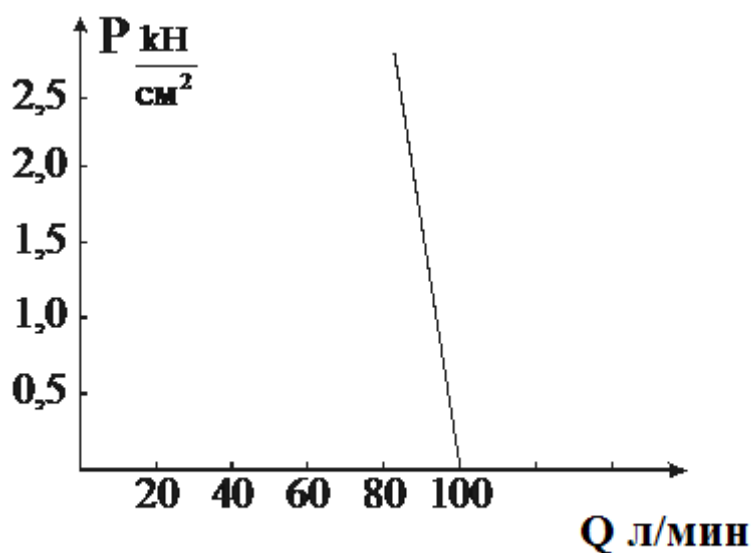


Рис. 25

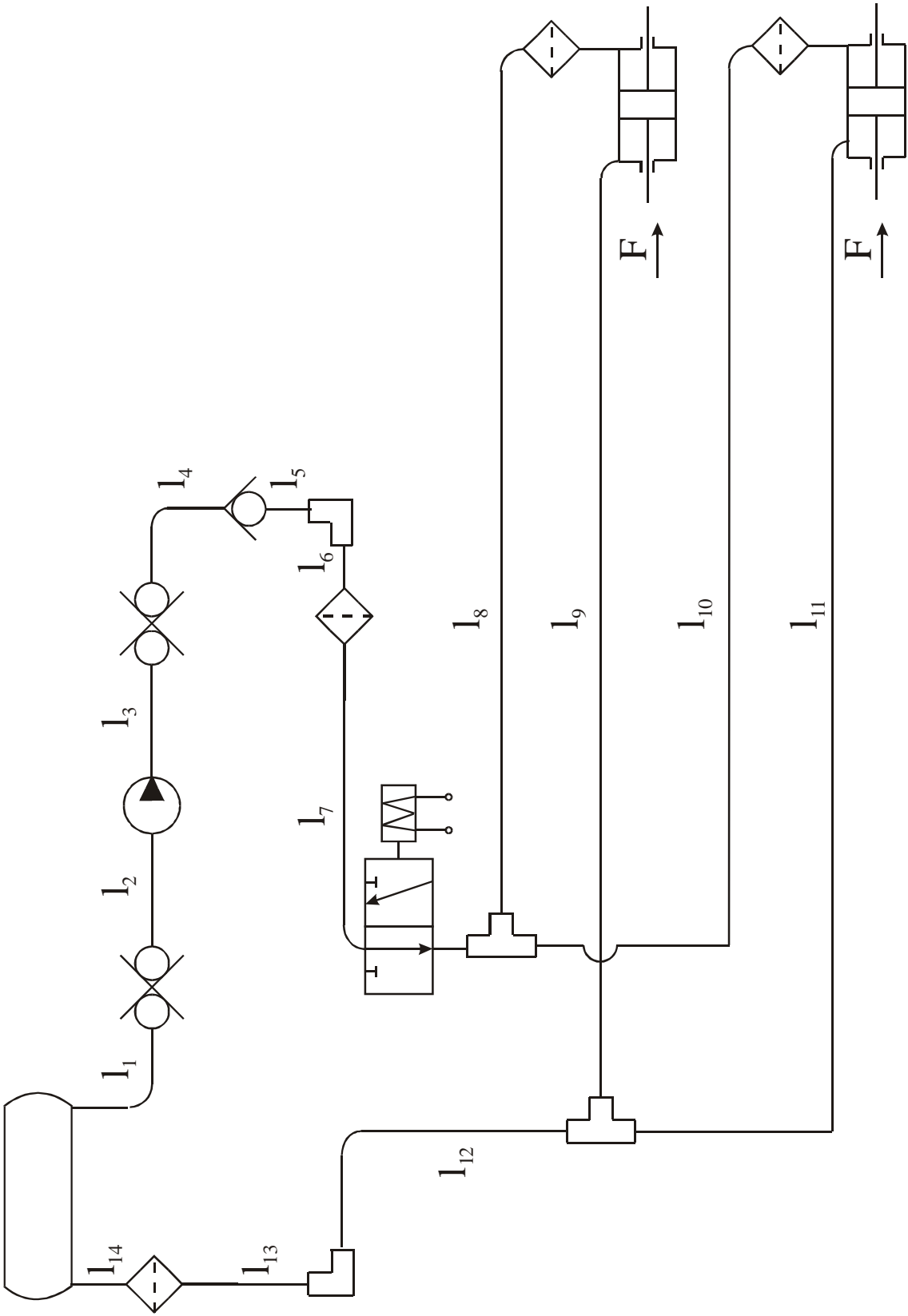


Рис. 26

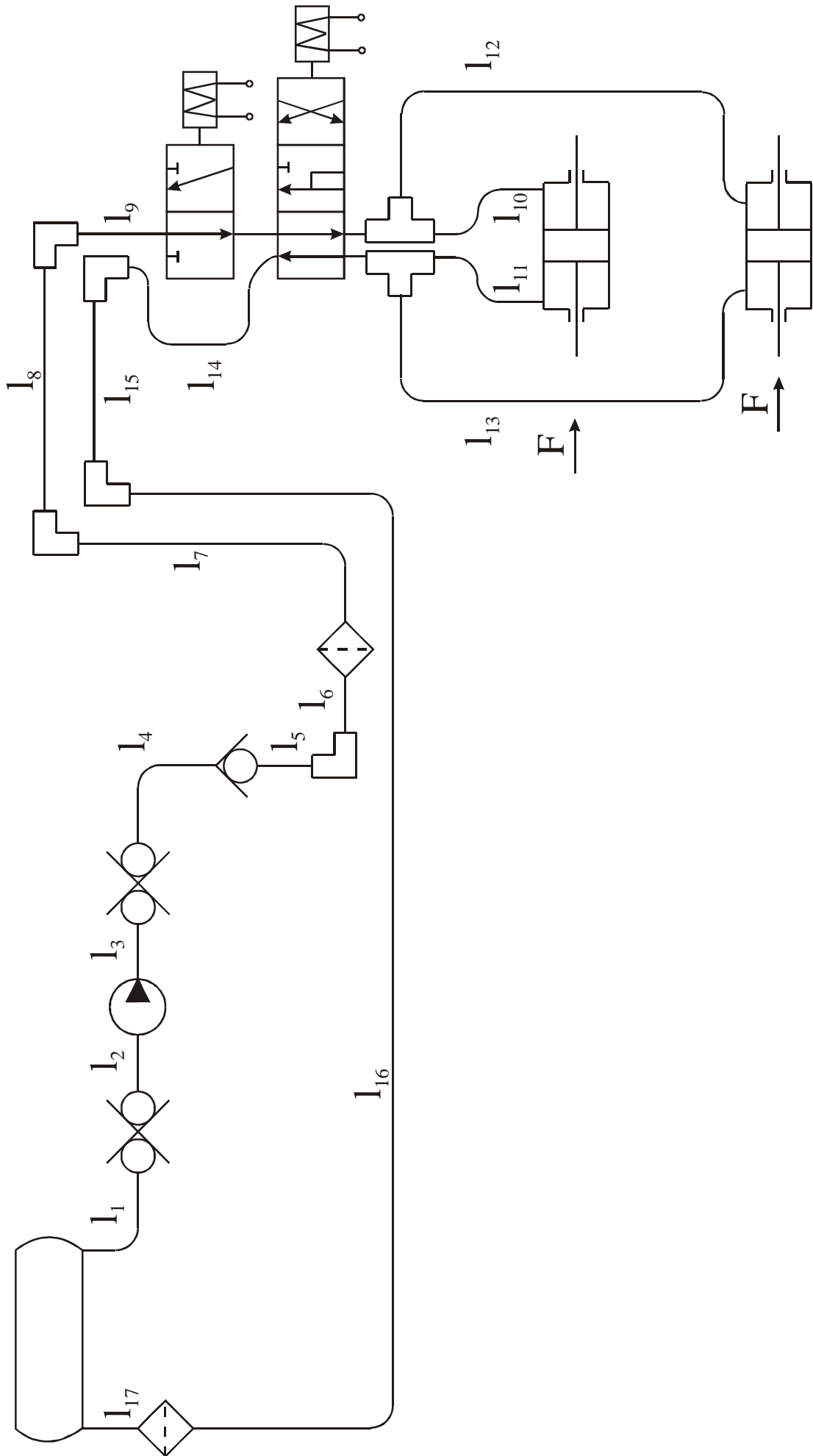


Рис. 27

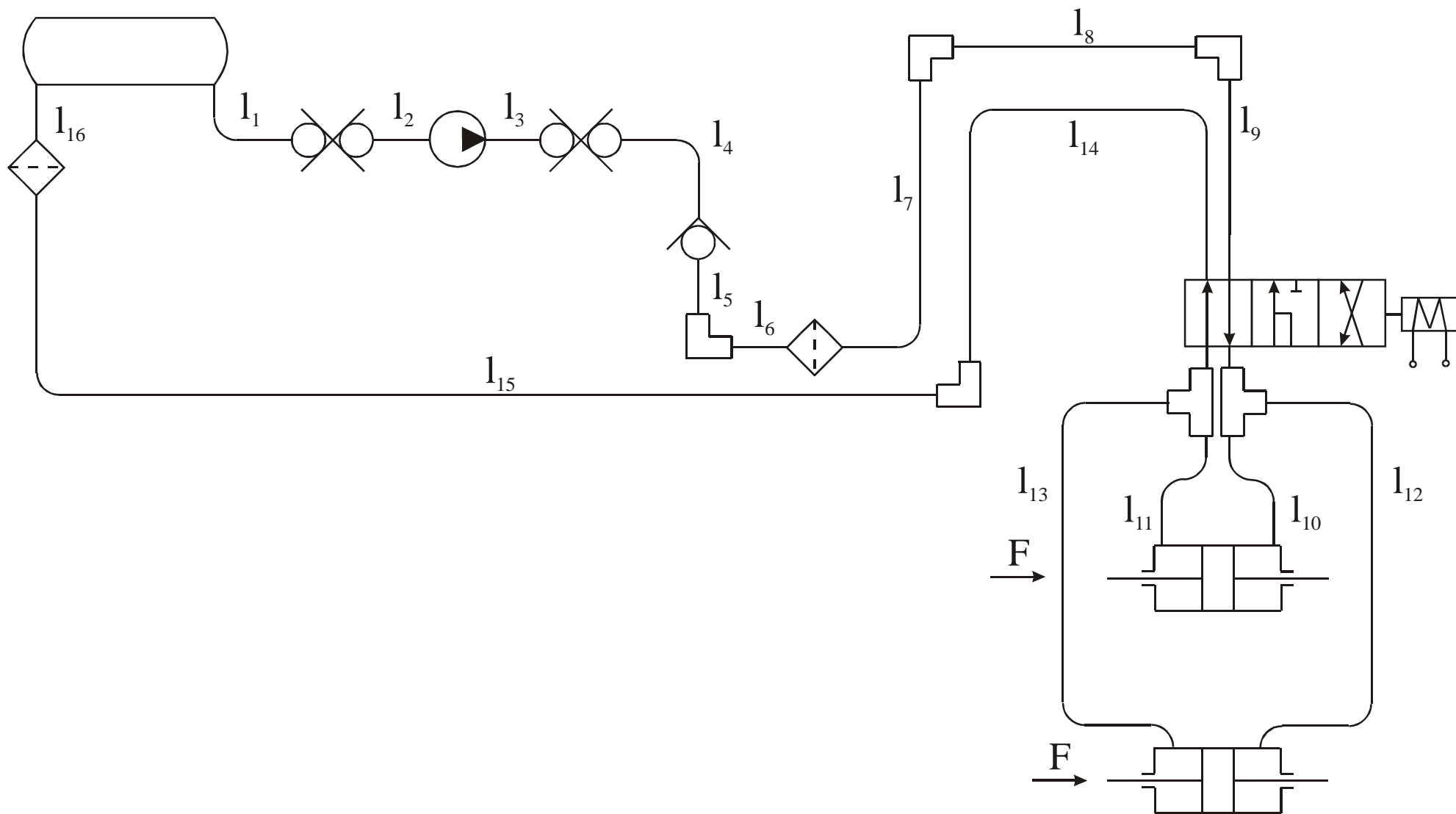


Рис. 28

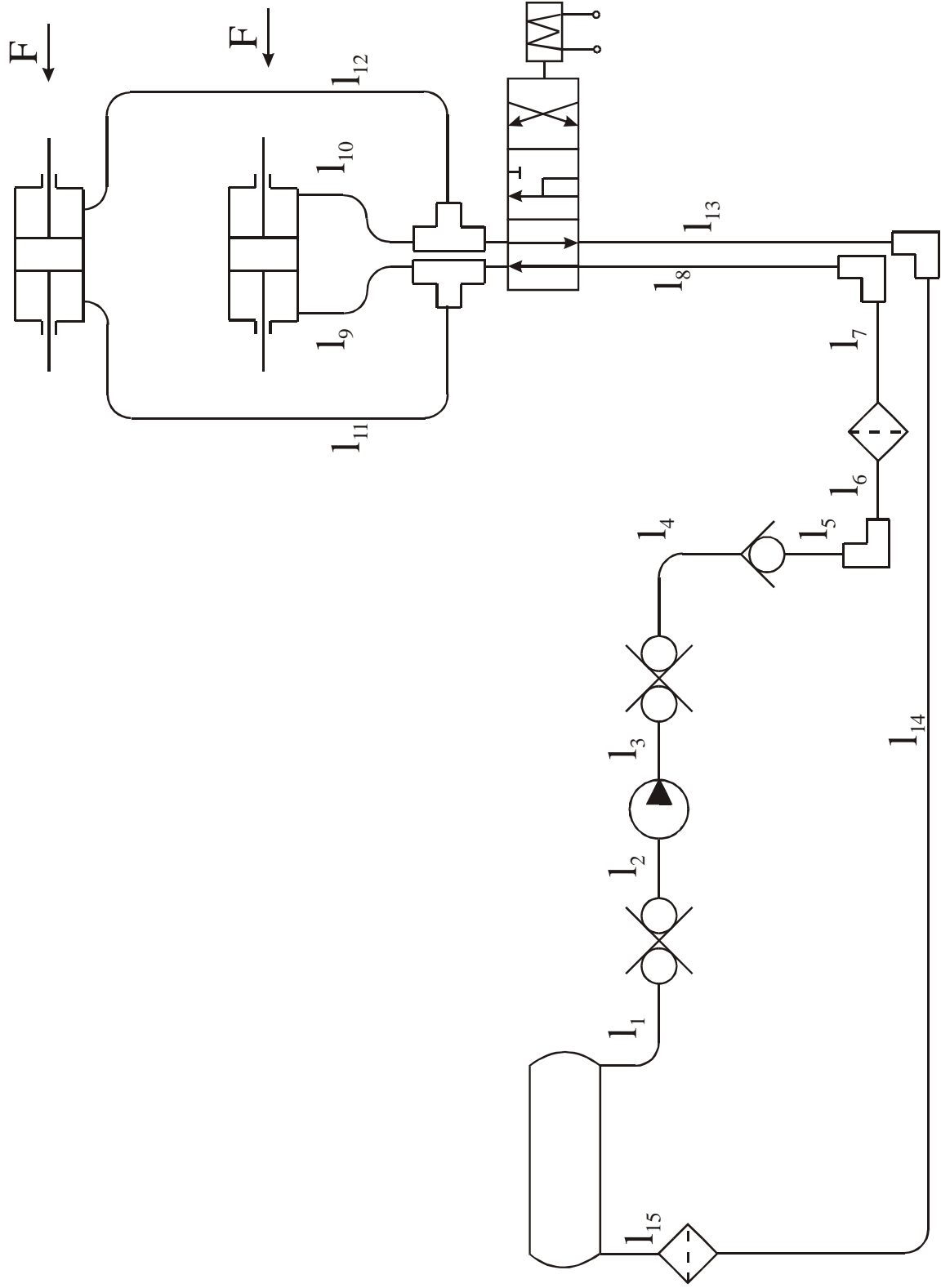


Рис. 29

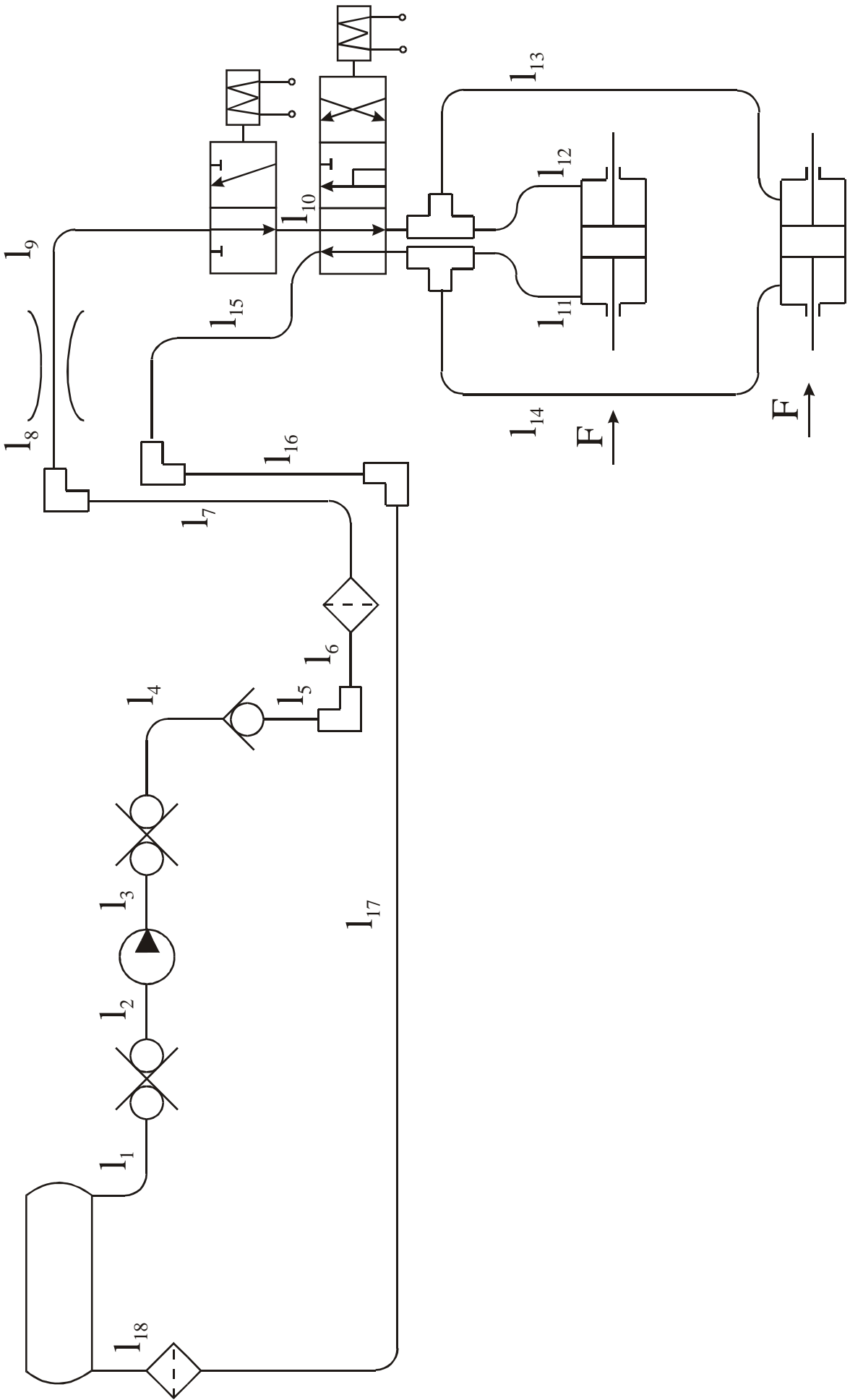


Рис. 30

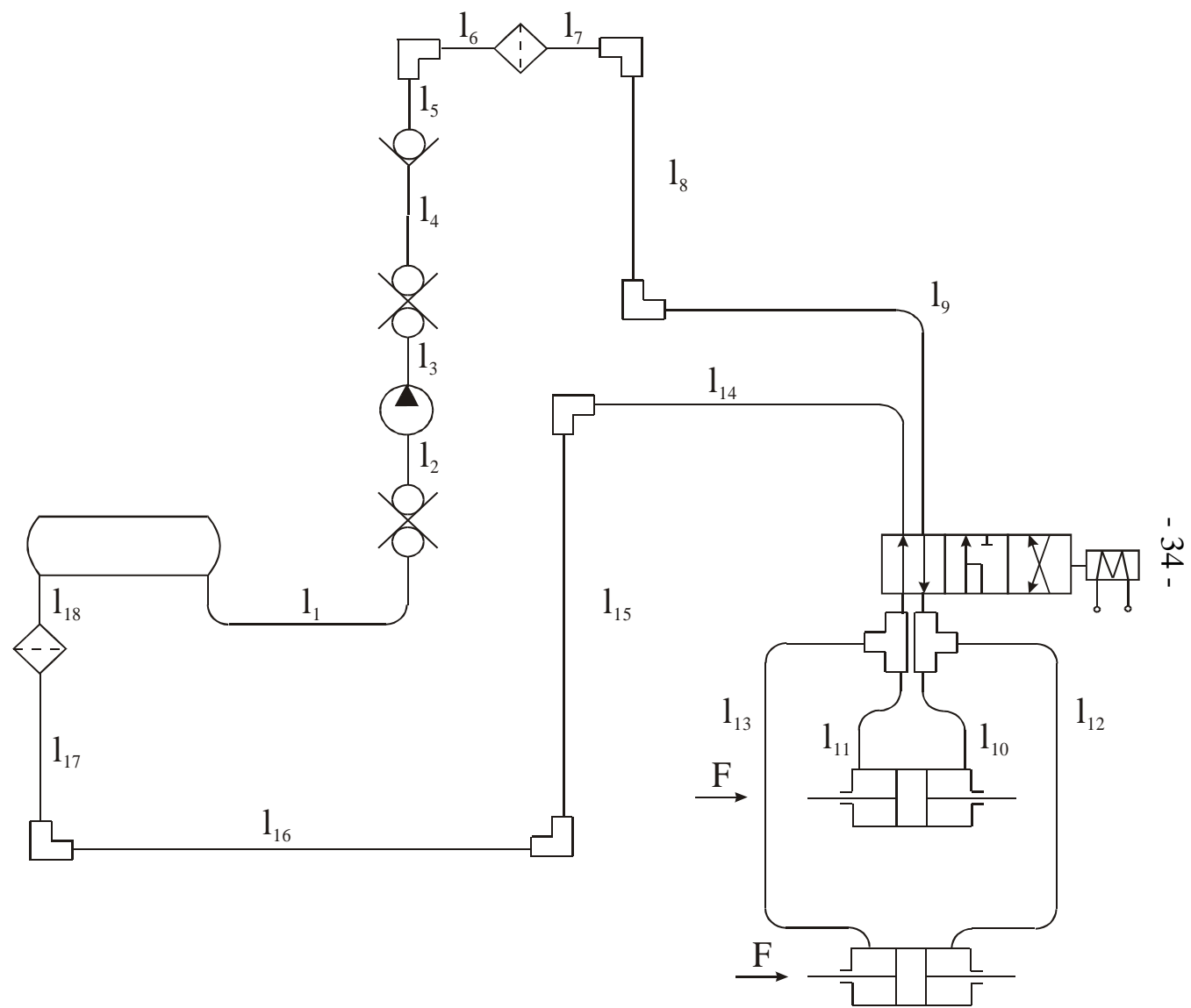


Рис. 31

Вариант №	Схема рис.	F, кН	Трубопроводы I _M /d _{MM}																			ξ Местных сопротивлений					
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	Клапан разъема	Обратный клапан	Фильтр	Клапан включения	Клапан управления	Дроссель
1	26	30	1 16	1 16	1 16	1 16	1 16	1 16	2 16	20 14	20 14	24 14	24 14	3,5 16	2 16	2 16	-	-	-	-	-	4	2	3	2	-	-
2	26	40	0,8 14	0,8 14	0,8 14	0,8 14	0,8 14	0,8 14	1,5 14	18 12	18 12	20 12	20 12	3 14	1,6 14	1,6 14	-	-	-	-	-	4	2	3	2	-	-
3	27	50	0,5 16	0,5 16	0,5 16	0,5 16	0,5 16	1 16	2 16	10 16	0,5 16	1,5 14	1,5 14	3,5 14	3,5 14	1,7 16	10 16	4,5 16	4,5 16	-	-	4	2	3	2	2	-
4	27	60	0,5 18	0,5 18	0,5 18	0,5 18	0,5 18	1 18	2 18	10 18	0,5 18	2 16	2 16	4 16	4 16	2 18	10 18	4,5 18	4,5 18	-	-	4	2	4	3	3	-
5	28	80	1 16	1 16	2 16	3 16	2 16	4 16	4 16	3 16	3 16	4 14	4 14	14 14	14 14	26 16	13 16	1 16	-	-	-	4	2	3	-	4	-
6	28	40	1 16	1 16	2 16	3 16	2 16	8 16	8 16	6 16	6 16	8 14	8 14	14 14	14 14	26 16	13 16	2 16	-	-	-	4	2	4	-	5	-
7	29	60	1 14	1 14	1,8 14	2,8 14	3 14	3 14	2 14	6 14	3 12	3 12	6 12	6 12	8 14	12 14	1 14	-	-	-	-	2	1	2,5	-	2	-
8	29	60	1 16	1 16	1,6 16	2,6 16	3 16	3 16	2 16	8 16	3 14	3 14	6 14	6 14	8 16	12 16	1 16	-	-	-	-	2	1	1,5	-	2,5	-
9	30	70	1 14	1 14	1 14	1 14	3 14	4 14	6 14	1 14	1,5 14	2 14	4,5 14	5 12	9 12	9 12	4 14	7 14	10 14	4 14	1 14	2	1	2	2	2,5	1, 5
10	31	30	2,5 14	3 14	3 14	2,5 14	3 14	3 14	3 14	3 14	2 14	9 12	9 12	10 12	10 12	5,5 14	7 14	4,5 14	2,5 14	2,5 14	-	4	2	5	-	4	-

Задача №8

Определить время рабочих операций, осуществляемых гидросистемой, изображенной на рис. 33- 35. Усилия вдоль штоков силовых цилиндров F_1 и F_2 , диаметры поршней D_1 и D_2 , ходы поршней L_1 и L_2 , диаметры штоков d_1 и d_2 , длины трубопроводов, диаметры труб и $(l/d)_3$ местных сопротивлений: кранов $K_{1,2}$ и фильтра даны в табл. 8.

Коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости $\nu = 1,3 \text{ см}^2/\text{с}$, удельный вес $\gamma = 8,4 \text{ кН/м}^3$.

Потерями в тройниках, угольниках и на поворот потока пренебречь.

Характеристика насоса представлена на рис. 32.

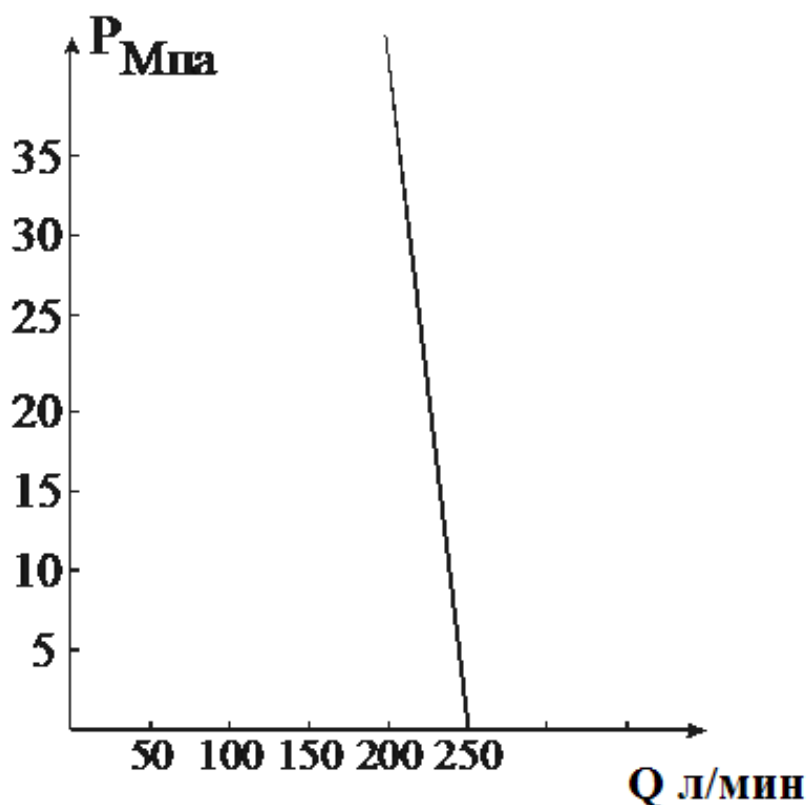


Рис. 32

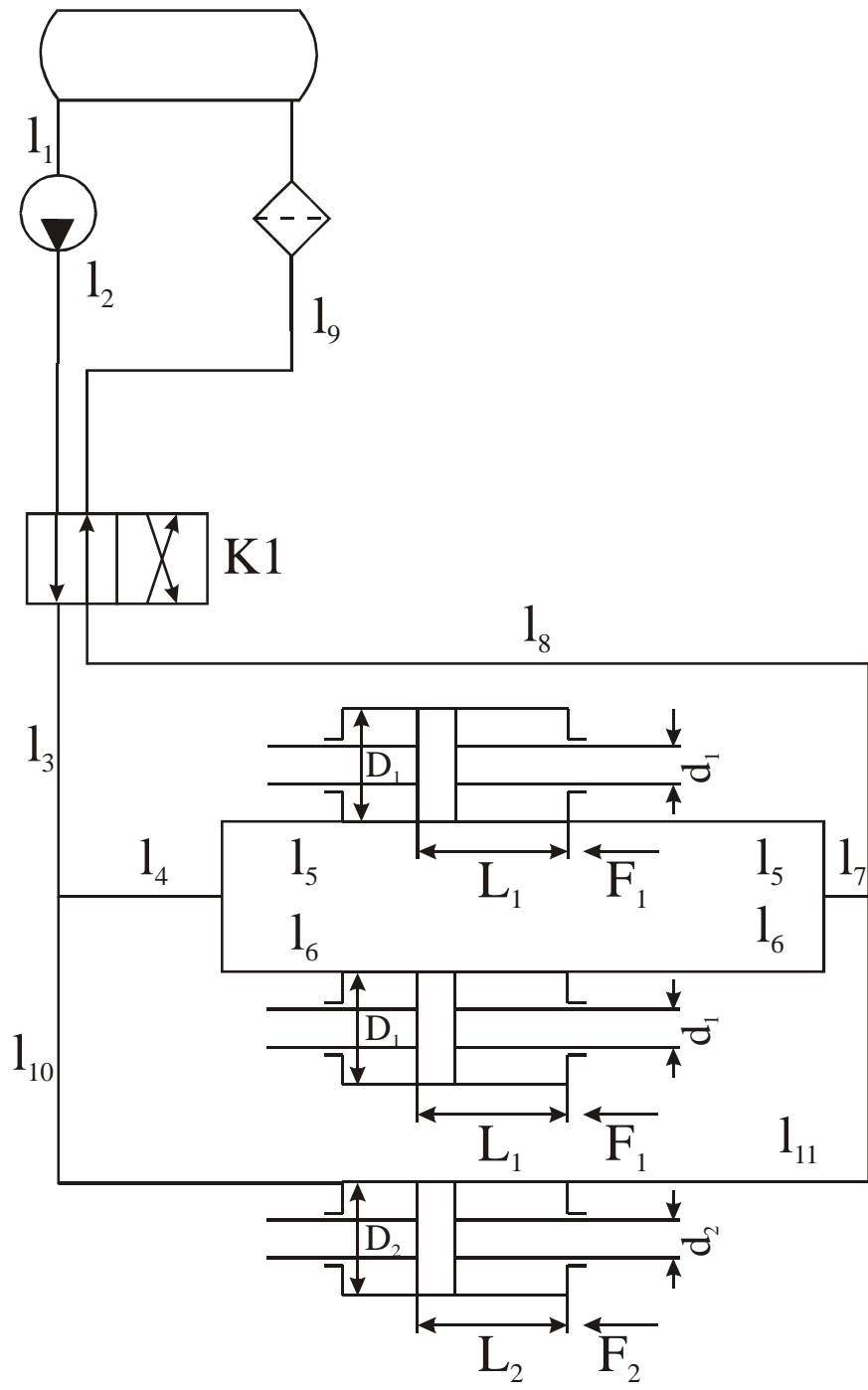


Рис. 33

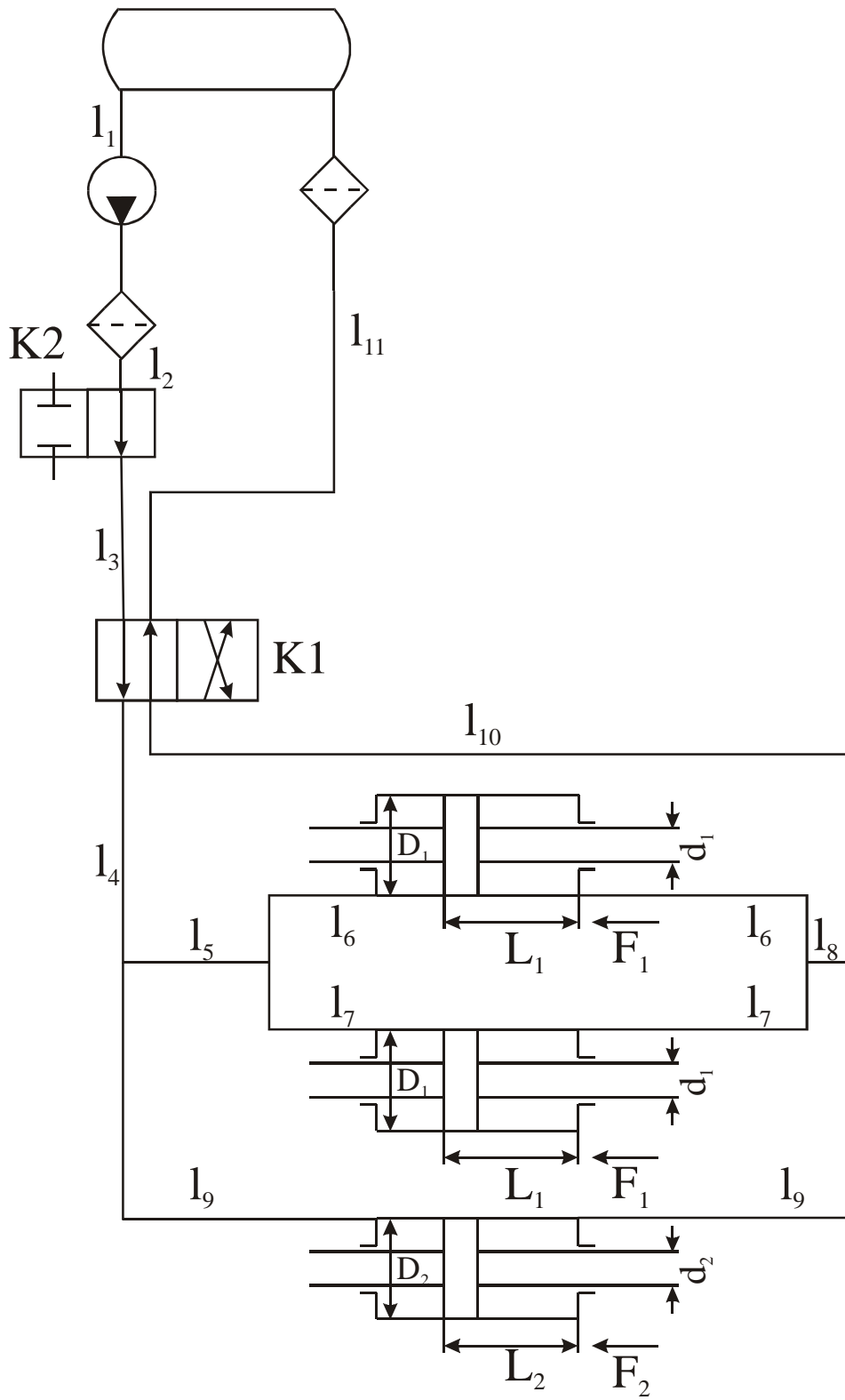


Рис. 34

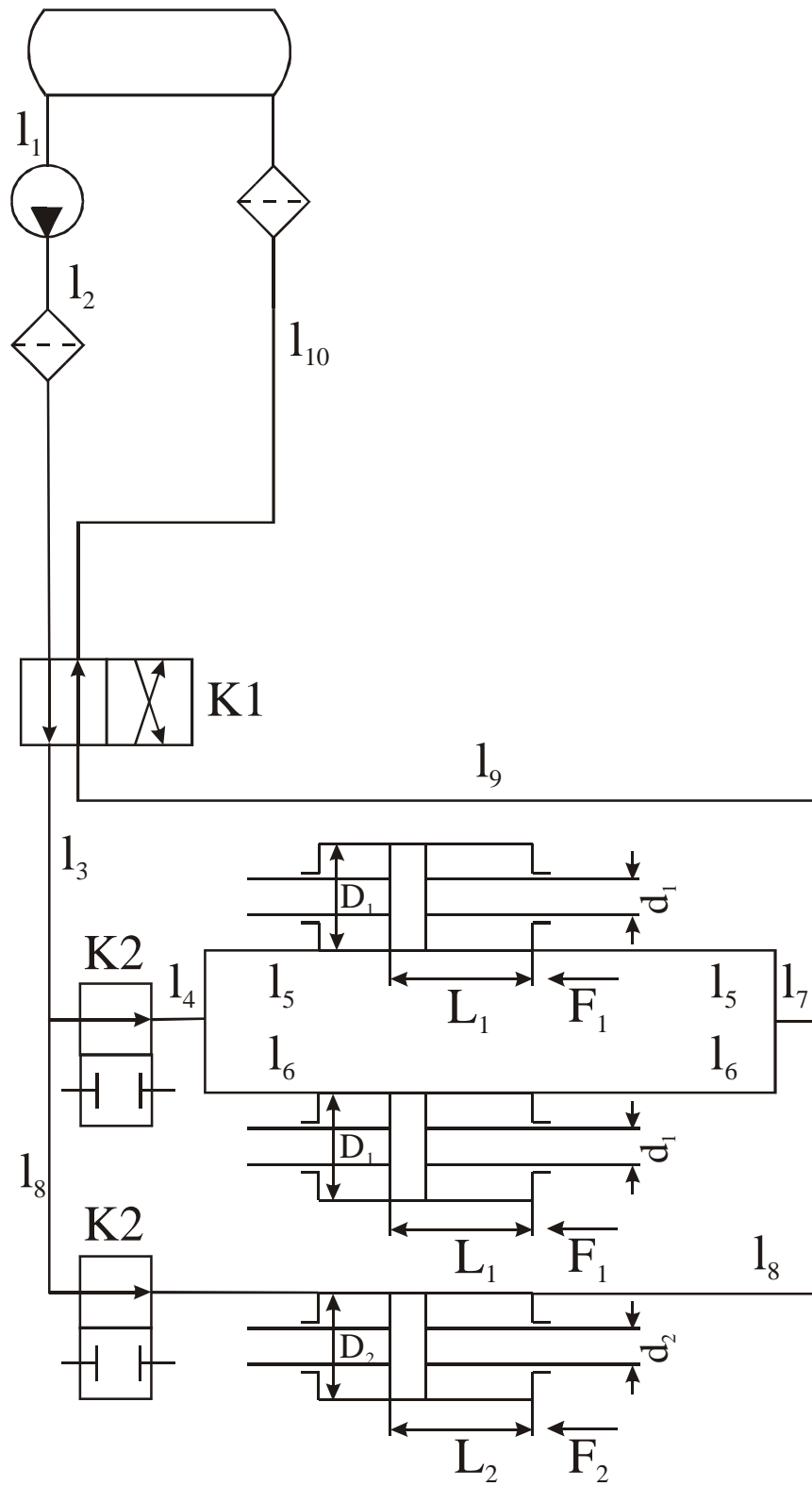


Рис. 35

Вариант №	Рис.	F ₁ кН	F ₂ кН	D ₁ мм	D ₂ мм	d ₁ мм	d ₂ мм	L ₁ мм	L ₂ мм	d ₁ мм	d ₂ мм	d ₃ мм	d ₄ мм	d ₅ мм	d ₆ мм	d ₇ мм	d ₈ мм	d ₉ мм	d ₁₀ мм	d ₁₁ мм	$\left(\frac{l}{d}\right)_\phi$	$\left(\frac{l}{d}\right)_{K1}$	$\left(\frac{l}{d}\right)_{K2}$
										l ₁ м	l ₂ м	l ₃ м	l ₄ м	l ₅ м	l ₆ м	l ₇ м	l ₈ м	l ₉ м	l ₁₀ м	l ₁₁ м			
1	33	1.8	0.9	70	60	25	20	320	250	16 1.5	16 1	16 1	16 0.8	14 1.2	14 1.2	16 0.8	16 1	16 2.5	14 4.2	14 4.2	150	40	-
2	33	1.6	0.8	60	50	24	20	300	235	14 1.3	14 0.9	14 1.1	14 1	12 1.1	12 1.1	14 0.9	14 0.8	14 2.3	12 4.0	12 4.0	140	35	-
3	33	1.8	1	70	50	26	22	330	220	16 1.4	16 1	16 1	16 0.9	14 1.3	14 1.3	16 0.9	16 0.9	16 2.4	14 4.3	14 4.3	150	35	-
4	33	1.9	1.1	70	60	26	22	340	225	18 1.6	18 1.1	18 1	18 1	16 1.4	16 1.4	18 1	18 1	18 2.5	16 4.1	16 4.1	160	45	-
5	34	1.8	0.9	60	50	24	20	325	200	16 1.5	16 1	16 1	16 0.9	16 1.1	14 1.1	14 1.7	16 1	14 4.0	16 4.0	16 0.5	150	40	40
6	34	1.9	1	70	60	26	22	340	225	18 1.6	18 1.2	18 1.2	18 1	18 1.2	16 1.2	16 1.2	18 1	16 2.5	18 4.2	18 4.2	160	40	30
7	34	1.7	0.8	60	50	24	20	310	240	14 1.3	14 0.9	14 0.9	14 0.9	14 1.1	12 1.1	12 1.1	14 1	12 2.4	14 4.1	14 4.1	140	50	40
8	35	2.0	1.2	60	50	24	20	300	235	18 1.6	18 1.2	18 1.2	16 0.9	16 1.2	16 1.2	16 0.9	16 1	18 2.6	18 4.3	-	160	50	50
9	35	1.9	1	70	60	26	22	320	255	16 1.7	16 1	16 1	14 1	14 1.3	14 1.3	14 0.8	14 1	16 2.5	16 4.2	-	150	40	50
10	35	1.8	0.9	60	50	25	21	310	250	14 1.5	14 1.1	14 1.1	12 1	12 1.2	12 1.2	12 0.9	12 0.9	14 2.7	14 4.1	-	150	40	30

ПРИЛОЖЕНИЕ

При решении задач следует использовать величины размерностей в соответствии с международной системой измерения (СИ).

Некоторые соотношения между системами СИ и МГТС приводятся ниже.

Величина	Единицы измерений (СИ)
Длина	м
Масса	кг
Время	с
Площадь	м ²
Объем	м ³
Скорость	м/с
Ускорение	м/с ²
Сила	Н (Ньютон)
Давление	Н/м ² =Па (Паскаль)
Плотность	кг/м ³
Объемный вес	Н/м ³
Коэффициент кинематической вязкости	м ² /с (Стокс)
Работа, энергия	Дж=Нм (джоуль)
Мощность	Вт=Дж/с (Ватт)
Температура	К (Кельвин)

Сила 1 кгс = 9,8 Н;

Давление 1 кгс/см² = 1 ат (техническая атмосфера) = 98066,5 Па

Температура 0°С = 273,15 К.

В процессе работы могут использоваться также следующие соотношения:

Давление: 1 бар = 10⁵ Па,

1 мм рт.ст. = 133,322 Па;

Объем : 1 л = 10⁻³ м³.

Универсальная газовая постоянная R = 8.3144 Дж/моль·К.

Приставка Мега означает отношение к главной единице: 10⁶.

Для воды при 4°С: $\gamma = 1000 \text{ кг/м}^3 = 9,81 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$.