

Задачник для практических занятий по дисциплине «Гидро- и пневмоавтоматика»

1. Определить плотность жидкости, полученной смешиванием 10 л жидкости плотностью 1000 кг/м³ и 20 л жидкости плотностью 650 кг/м³.

2. Определить повышение давления, при котором начальный объем воды уменьшится на 50 %, если объемный модуль упругости воды 2062 МПа.

3. Определить повышение давления в закрытом объеме гидропривода при повышении температуры масла от 20 до 40 °С, если температурный коэффициент объемного расширения 0,0007 °С⁻¹, объемный модуль упругости 1538 МПа. Утечками жидкости и деформацией элементов конструкции пренебречь.

4. В сообщающиеся сосуды налиты жидкость А плотностью 1000 кг/м³ и жидкость В (рисунок 1). Высота столба жидкости А $h = 150$ мм, а разность уровней жидкости в сосудах $a = 60$ мм. Определить плотность жидкости В.

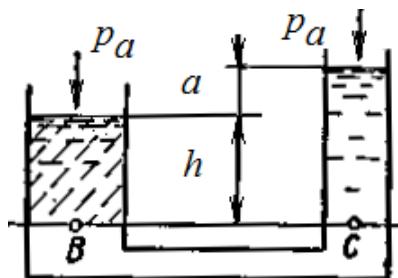


Рисунок 1

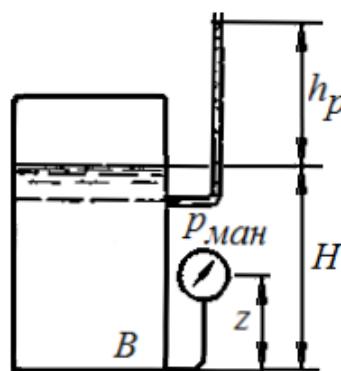


Рисунок 2

5. Манометр, подключенный к закрытому резервуару с нефтью плотностью 900 кг/м³ показывает избыточное давление $p_{ман} = 36$ кПа (рисунок 2). Определить абсолютное давление воздуха на поверхности жидкости p_0 и показание пьезометра h_p .

если уровень нефти в резервуаре $H = 3$ м, а расстояние от точки подключения до центра манометра $z = 1$ м. Атмосферное давление $p_a = 100$ кПа.

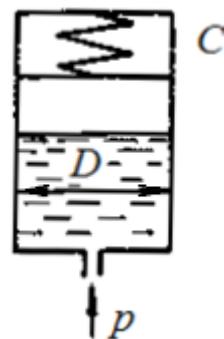


Рисунок 3

6. Поршень пружинного гидроаккумулятора диаметром 250 мм во время зарядки поднялся вверх на высоту $x = 14$ см (рисунок 3). Найти жесткость пружины C , если давление жидкости $p = 1$ МПа. Трением между поршнем и цилиндром и весом поршня пренебречь.

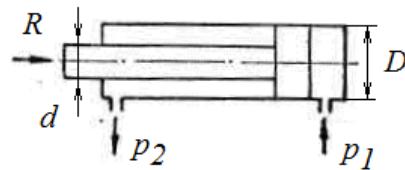


Рисунок 4

7. Определить избыточное давление масла p_1 , подаваемого в поршневую полость гидроцилиндра, если избыточное давление в штоковой полости $p_2 = 80$ кПа, усилие на штоке $R = 10$ кН, сила трения поршня о цилиндр $F_{mp} = 0,4$ кН, диаметр поршня $D = 125$ мм, диаметр штока $d = 70$ мм (рисунок 4).

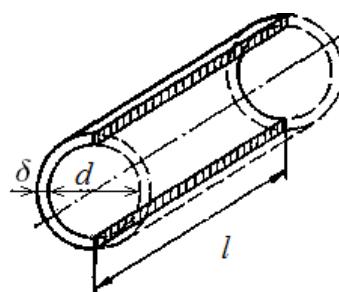


Рисунок 5

8. Найти минимальную толщину стенок δ трубы (рисунок 5) диаметром $d = 25$ мм, если давление жидкости 10 МПа, а допускаемое напряжение на растяжение для материала трубы $[\sigma] = 150$ МПа. Весом жидкости пренебречь.

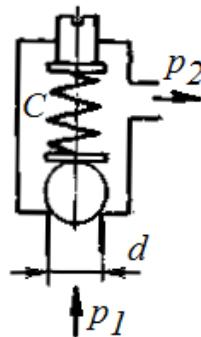


Рисунок 6

9. Определить величину предварительной деформации пружины, прижимающей шарик к седлу предохранительного клапана диаметром $d = 25$ мм (рисунок 6), если он открылся при давлении $p_1 = 2,5$ МПа. Давление после клапана $p_2 = 0,35$ МПа, жесткость пружины $C = 150$ Н/мм. Весом шарика, пружины и шайбы пренебречь.

10. Во избежание переполнения водой резервуар снабжен поплавковым клапаном, перекрывающим отверстие диаметром $d = 50$ мм в дне резервуара (рисунок 7). Определить диаметр D цилиндрического поплавка высотой $h = 100$ мм, при котором максимальный уровень воды в резервуаре не будет превосходить $H = 1$ м. Вес клапана $G = 10$ Н. Весом поплавка пренебречь.

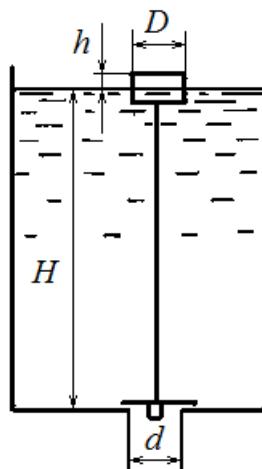


Рисунок 7

11. Определить избыточное давление бензина плотностью 750 кг/м^3 , подводимого к поплавковой камере от насоса по трубке диаметром $d = 5 \text{ мм}$, если в момент открытия отверстия, перекрываемого иглой, шаровой поплавок радиусом $R = 30 \text{ мм}$ погружен в жидкость наполовину (рисунок 8). Масса поплавка $m_1 = 30 \text{ г}$, масса иглы $m_2 = 15 \text{ г}$, плечи рычага $a = 45 \text{ мм}$, $b = 20 \text{ мм}$. Трением в шарнире и массой рычага и архимедовой силой, действующей на иглу, пренебречь.

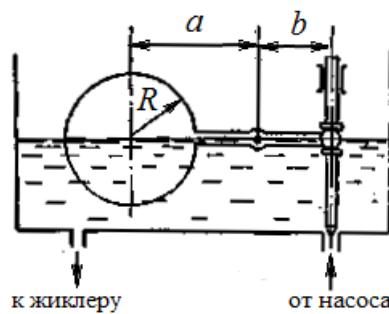


Рисунок 8

12. Найти расход, среднюю и максимальную скорости в поперечном сечении трубопровода диаметром $d = 250 \text{ мм}$, если распределение местных скоростей по сечению описывается уравнением $u = 50 \cdot (r_0^2 - r^2)$, где $r_0 = d / 2$ внутренний радиус трубы, r – расстояние от оси трубы до точки, в которой вычисляется скорость u .

13. Подача насоса объемного гидропривода 80 л/мин . Подобрать диаметры всасывающей, напорной и сливной гидролиний, принимая рекомендуемые скорости: для всасывающей гидролинии $0,6 \dots 1,4 \text{ м/с}$, для напорной гидролинии $3 \dots 5 \text{ м/с}$, для сливной $1,4 \dots 2 \text{ м/с}$. Полученные значения округлить в большую сторону по ГОСТ 16516-80 (мм): 1; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

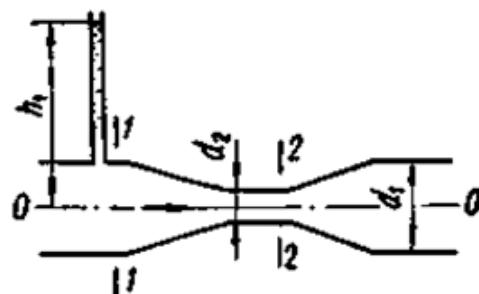


Рисунок 9

14. По горизонтальной трубе диаметром $d_1 = 100$ мм (рисунок 9), имеющей сужение $d_2 = 40$ мм, с расходом 6 л/с движется вода. Найти абсолютное давление в узком сечении, если уровень воды в открытом пьезометре перед сужением $h_1 = 1,5$ м. Считать жидкость идеальной (без вязкости).

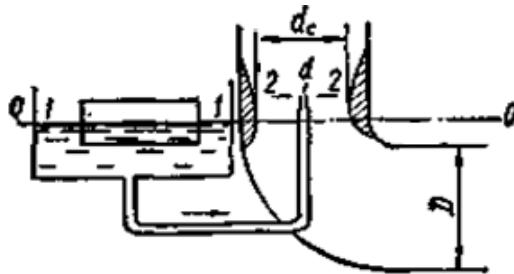


Рисунок 10

15. Выходное сечение жиклера карбюратора (рисунок 10) расположено выше уровня бензина в поплавковой камере на $\Delta h = 5$ мм, вакуум в диффузоре $p_{\text{вак}} = 12$ кПа. Пренебрегая потерями напора, найти расход бензина, если диаметр жиклера $d = 1$ мм. Плотность бензина принять 680 кг/м^3 .

16. В канале (рисунок 11), по которому движется вода плотностью 1000 кг/м^3 , установлены пьезометр и трубка Пито (на оси поперечного сечения). Избыточное давление воды и геометрический напор (высота «4») в данном поперечном сечении равны соответственно 9,8 кПа и 2 м. Скорость на оси канала составляет 5 м/с. Найти пьезометрический напор (показание пьезометра «3»), гидростатический напор (размер «5»), скоростной напор на оси канала, показание трубки Пито «2», полный напор на оси канала (размер «1»).

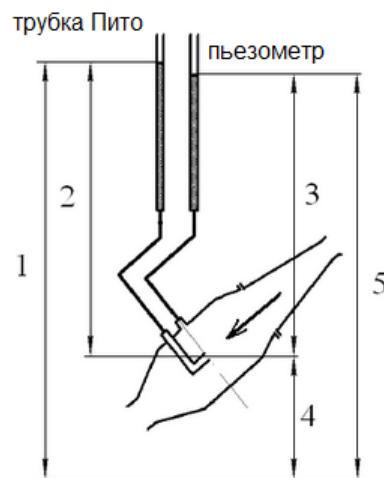


Рисунок 11

17. Определить гидравлический диаметр канала прямоугольного сечения длиной 20 мм и шириной 65 мм. Течение напорное.

18. Определить динамический коэффициент вязкости жидкости, если ее плотность 998 кг/м^3 и кинематический коэффициент вязкости $0,9 \text{ сСт}$.

19. Индустриальное масло (кинематический коэффициент вязкости 150 сСт) поступает от насоса в гидроцилиндр по трубопроводу диаметром 22 мм. Определить режим течения масла, если подача насоса 105 л/мин . Найти кинематический коэффициент вязкости, при котором ламинарный режим сменится на турбулентный.

20. Определить число кавитации в месте сужения поперечного сечения канала, если атмосферное давление $101,325 \text{ кПа}$, вакуумметрическое давление в сужении 5 кПа , давление насыщенного пара жидкости $3,3 \text{ кПа}$, плотность жидкости 1000 кг/м^3 , среднерасходная скорость движения жидкости в канале перед сужением поперечного сечения 5 м/с .

21. Найти, согласно теории ламинарного течения в трубах, касательное напряжение трения на стенке трубопровода диаметром 25 мм и длиной 1275 м, если путевые потери давления составили $2,3 \text{ МПа}$. Вычислить скорость движения жидкости на оси этого трубопровода, среднерасходную скорость и коэффициент Кориолиса, если динамический коэффициент вязкости $0,064 \text{ Па}\cdot\text{с}$.

22. Среднерасходная скорость установившегося течения жидкости в начальном сечении трубопровода (длина 150 м, диаметр 80 мм) составляет $3,9 \text{ м/с}$. Геометрический напор в начале трубы 11 м, в конце трубы 1 м. Пьезометрический напор в начале трубы 30 м, в конце трубы 13 м. Определить коэффициент гидравлического трения.

23. Определить путевые потери напора в трубопроводе внутренним диаметром 30 мм, длиной 50 м, эквивалентной абсолютной шероховатостью стенок 0,2 мм. Расход жидкости 212 л/мин . Кинематический коэффициент вязкости жидкости 25 сСт .

24. Определить утечку рабочей жидкости через радиальный зазор (80 мкм) между цилиндром и неподвижным поршнем, если давление со стороны поршневой полости 4 МПа , а со стороны штоковой полости $0,5 \text{ МПа}$ (рисунок 12). Ширина

поршня $l = 40$ мм, диаметр поршня $D = 60$ мм, динамический коэффициент вязкости жидкости $0,0267$ Па·с.

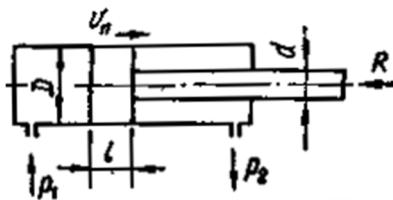


Рисунок 12

25. Полный напор на входе в местное сопротивление $5,1$ м, а на выходе $4,2$ м. Определить безразмерный коэффициент местного сопротивления при среднерасходной скорости течения жидкости $3,6$ м/с.

26. Определить местные потери напора при внезапном расширении участка трубы: расход жидкости 120 л/мин, диаметр входа 12 мм, диаметр выхода 22 мм. Как изменятся местные потери напора при изменении направления движения жидкости при том же расходе?

27. Определить потери напора в замкнутом контуре системе охлаждения двигателя внутреннего сгорания, включающей в себя центробежный насос, радиатор ($\zeta_1 = 5$), термостат ($\zeta_2 = 3$), трубопроводы ($\zeta_3 = 1,5$) и водяную рубашку охлаждения двигателя ($\zeta_4 = 4,5$), если расход охлаждающей жидкости $4,2$ л/с. Все коэффициенты местных сопротивлений отнесены к скорости в трубе диаметром 50 мм. Потерями напора на трение пренебречь.

28. Определить действительную скорость струи, действительный расход, коэффициент сжатия струи, коэффициент местного гидравлического сопротивления при турбулентном истечении воды из открытого резервуара в атмосферу через насадок диаметром 12 мм. Постоянный напор над осью насадки равен $1,5$ м. Коэффициент скорости $0,96$, коэффициент расхода $0,94$.

29. Найти потребный напор в начальном сечении трубопровода, если жидкость по нему поднимается из открытого нижнего резервуара в открытый верхний резервуар на высоту 10 м при объемном расходе 100 л/мин и коэффициенте сопротивления трубопровода $5 \cdot 10^6$ $\text{с}^2/\text{м}^5$. Режим течения турбулентный. Как изменится величина потребного напора при обратном направлении движения жидкости?

30. Всасывающий трубопровод насоса имеет длину $l = 5$ м и диаметр $d = 32$ мм, высоту всасывания $h = 0,8$ м (рисунок 13). Определить давление в конце трубопровода (перед насосом), если расход масла ($\rho = 890$ кг/м³, $\nu = 10$ сСт) составляет $Q = 50$ л/мин. Коэффициент сопротивления колена $\zeta_k = 0,3$, вентиля $\zeta_v = 4,5$, фильтра $\zeta_f = 10$.

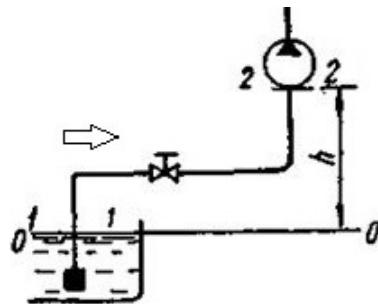


Рисунок 13

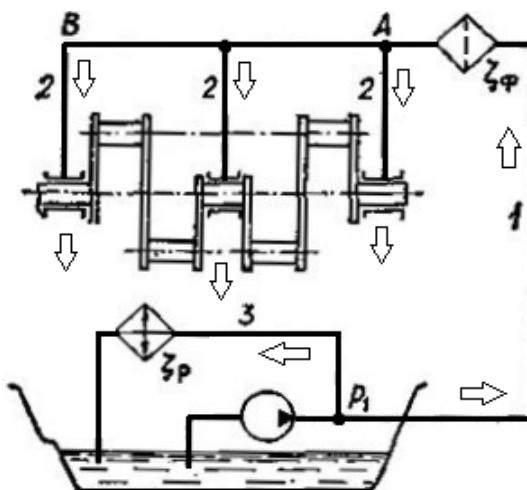


Рисунок 14

31. На рисунке 14 показана упрощенная схема системы смазки одного из двигателей внутреннего сгорания, которая включает в себя шестеренный насос, фильтр ($\zeta_f = 10$), масляный радиатор ($\zeta_p = 5$), трубопроводы: 1 ($l_1 = 1,2$ м, $d_1 = 8$ мм), 2 ($l_2 = 0,2$ м, $d_2 = 3$ мм) и 3 ($l_3 = 2,7$ м, $d_3 = 6$ мм). Смазка ($\rho = 895$ кг/м³, $\nu = 10$ сСт) подводится к трем коренным подшипникам коленчатого вала. Определить подачу и давление насоса, если расход на каждый подшипник $Q_0 = 20$ см³/с, давление воздуха в картере двигателя – атмосферное. Потеря давления в каждом подшипнике $\Delta p_{\text{пп}} = 0,852$ МПа. Потерями давления в масляной магистрали АВ пренебречь.

32. Определить подачу насоса и давление, которое он создает в начале трубопровода 1 (рисунок 15), если расход масла ($\rho = 880 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 100 \text{ сСт}$) в трубопроводе 2' равен 1,5 л/с. Длины и диаметры трубопроводов соответственно равны: $l_1 = 2,5 \text{ м}$, $d_1 = 25 \text{ мм}$, $l_2 = 1,4 \text{ м}$, $d_2 = 16 \text{ мм}$, $l'_2 = 3,2 \text{ м}$, $d'_2 = 20 \text{ мм}$, $l_3 = 1,5 \text{ м}$, $d_3 = 32 \text{ мм}$. Учесть коэффициенты местных сопротивлений фильтра ($\zeta_\Phi = 10$), вентиляй ($\zeta_B = 5$) и колен ($\zeta_K = 0,5$), давление в конце трубы 3 считать равным атмосферному. Режим течения масла в трубопроводах считать ламинарным.

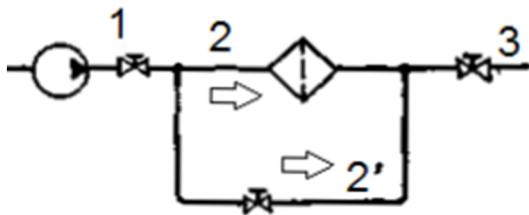


Рисунок 15

33. Произвести проверку на прочность стальной трубы диаметром 200 мм, в которой возможен прямой гидравлический удар. Толщина стенок трубы 4 мм, допускаемое напряжение на растяжение 140 МПа, скорость движения воды 5 м/с, давление до удара 0,25 МПа. Модуль упругости воды принять 2000 МПа, модуль упругости стали 200000 МПа, плотность воды 1000 кг/м³.

34. Время полного закрытия задвижки на конце трубопровода 0,05 с, длина трубопровода 100 м, скорость распространения ударной волны 1100 м/с. Определить тип гидроудара.

35. Известны геометрические параметры лопастного насоса (рисунок 16). Для входа потока в колесо радиус $R_1 = 30 \text{ мм}$, ширина лопасти $b_1 = 15 \text{ мм}$, для выхода потока из колеса радиус $R_2 = 80 \text{ мм}$, ширина лопасти $b_2 = 8 \text{ мм}$. Толщина лопастей $\delta = 1 \text{ мм}$. Число лопастей 7. Угол наклона лопасти на выходе из колеса $\beta_{L2} = 25^\circ$. Расход жидкости при нулевом угле атаки на входе в колесо $Q = 300 \text{ л/мин}$. Частота вращения вала насоса $n = 1500 \text{ об/мин}$. Перекачиваемая жидкость – пресная вода плотностью $\rho = 998,2 \text{ кг/м}^3$. Считая справедливой гипотезу о бесконечном числе тонких лопастей, найти относительные и абсолютные скорости жидкости на входе и на выходе лопастного колеса, теоретический напор насоса, теоретический крутящий момент на валу насоса.

Примечания: не учитывать закрутку потока на входе в колесо (окружная составляющая абсолютной скорости на входе $C_{U1} = 0$) (рисунок 17).

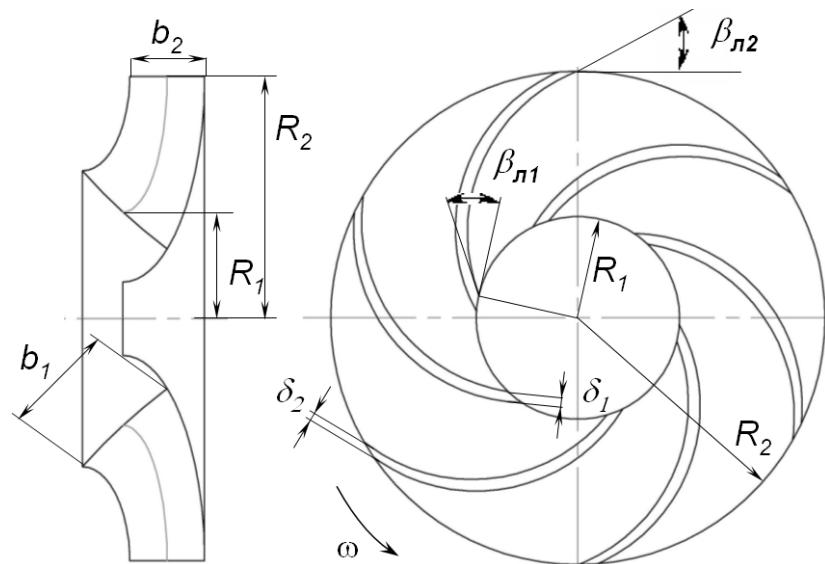


Рисунок 16

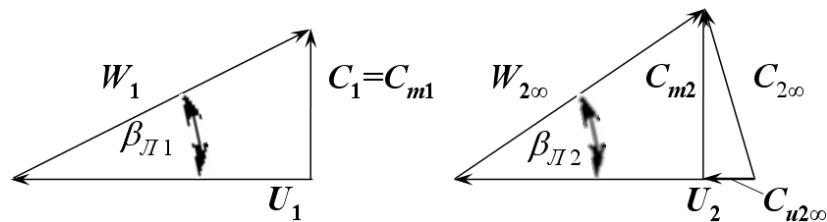


Рисунок 17

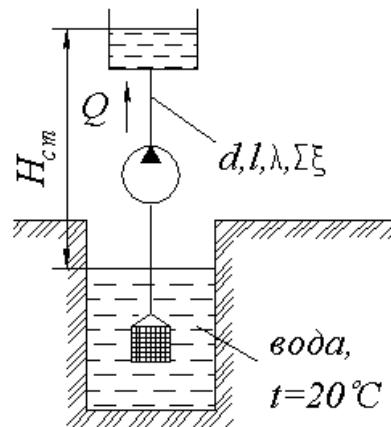


Рисунок 18

36. Центробежный насос перекачивает воду в открытый резервуар из колодца при начальной частоте вращения $n_1 = 3000$ об/мин (рисунок 18). Известны данные для построения напорной характеристики насоса и характеристики сети (таблицы 1, 2). Найти подачу и напор насоса (рабочую точку) при уменьшении частоты вращения до

$n_2 = 2700$ об/мин. Какую частоту вращения требуется обеспечить валу данного насоса, чтобы уменьшить подачу в рабочей точке до $0,4 \text{ м}^3/\text{с}$?

Таблица 1 – Данные для напорной характеристики насоса ($n_1 = 3000$ об/мин)

$H, \text{ м.}$	100	105	100	88	65	35
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,14	0,28	0,42	0,56	0,7

Таблица 2 – Данные для построения характеристики сети

$H_{\text{ПОТР}}, \text{ м.}$	30	32,1	38,5	49,2	64	83,2
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,14	0,28	0,42	0,56	0,7

37. Известны номинальные параметры герметичного центробежного электронасоса 2ЦГ 200/80-75-5 при работе на воде и частоте вращения вала 3000 об/мин: подача $200 \text{ м}^3/\text{ч}$, напор 80 м. Определить тип лопастного колеса.

Примечание: в зависимости от значения коэффициента быстроходности различают – тихоходные центробежные колеса ($50 \div 90$); нормальные центробежные ($80 \div 300$); диагональные ($250 \div 500$); осевые ($500 \div 1000$).

38. Построить общую напорную характеристику двух одинаковых, параллельно соединенных насосов при их совместной работе на сеть. Данные для построения напорной характеристики одного насоса приведены в таблице 3.

Как изменится общая напорная характеристика, если эти два насоса соединить последовательно?

Таблица 3 – Данные для напорной характеристики одного насоса

$H, \text{ м.}$	80	84	80	70,4	52	28
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05

39. Вода всасывается герметичным центробежным электронасосом 2ЦГ 200/80-75-5 из открытого колодца. Проверить возможность возникновения кавитации при подаче $250 \text{ м}^3/\text{ч}$, если: атмосферное давление $101,325 \text{ кПа}$, показания вакуумметра во всасывающем патрубке -55 кПа , плотность воды $998,2 \text{ кг}/\text{м}^3$, давление насыщенных паров воды $2,339 \text{ кПа}$, допустимый кавитационный запас насоса при данной подаче $5,6 \text{ м}$, диаметр всасывающего патрубка 200 мм.

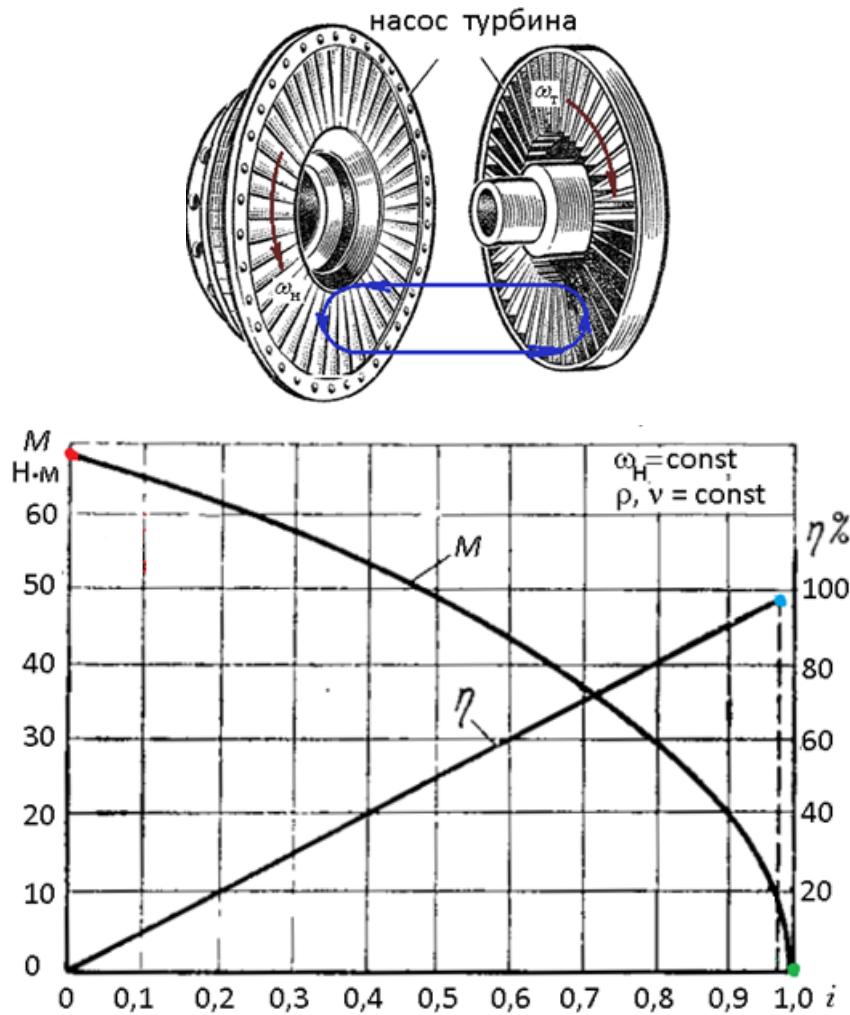


Рисунок 19

40. Определить крутящий момент, КПД, передаточное отношение, скольжение гидродинамической муфты (ГДМ) на тяговых режимах: стоповом режиме, оптимальном режиме и на режиме холостого хода.

Внешние характеристики ГДМ приведены на рисунке 19.

41. Определить крутящие моменты на насосном, турбинном и реакторном колесах, КПД, передаточное отношение, скольжение, частоту вращения турбинного колеса, коэффициент трансформации момента гидродинамического трансформатора (ГДТ) на тяговых режимах: стоповом режиме, оптимальном режиме и на режиме холостого хода.

Внешние характеристики ГДТ приведены на рисунке 20.

42. Определить полезную и приводную (потребляемую) мощности объемного гидронасоса, крутящий момент на его валу при теоретической (средней идеальной) подаче 60 л/мин, если давление на выходе насоса 15 МПа и на входе 0,5 МПа, объемный КПД 0,95, механический КПД 0,92, частота вращения вала 1500 об/мин.

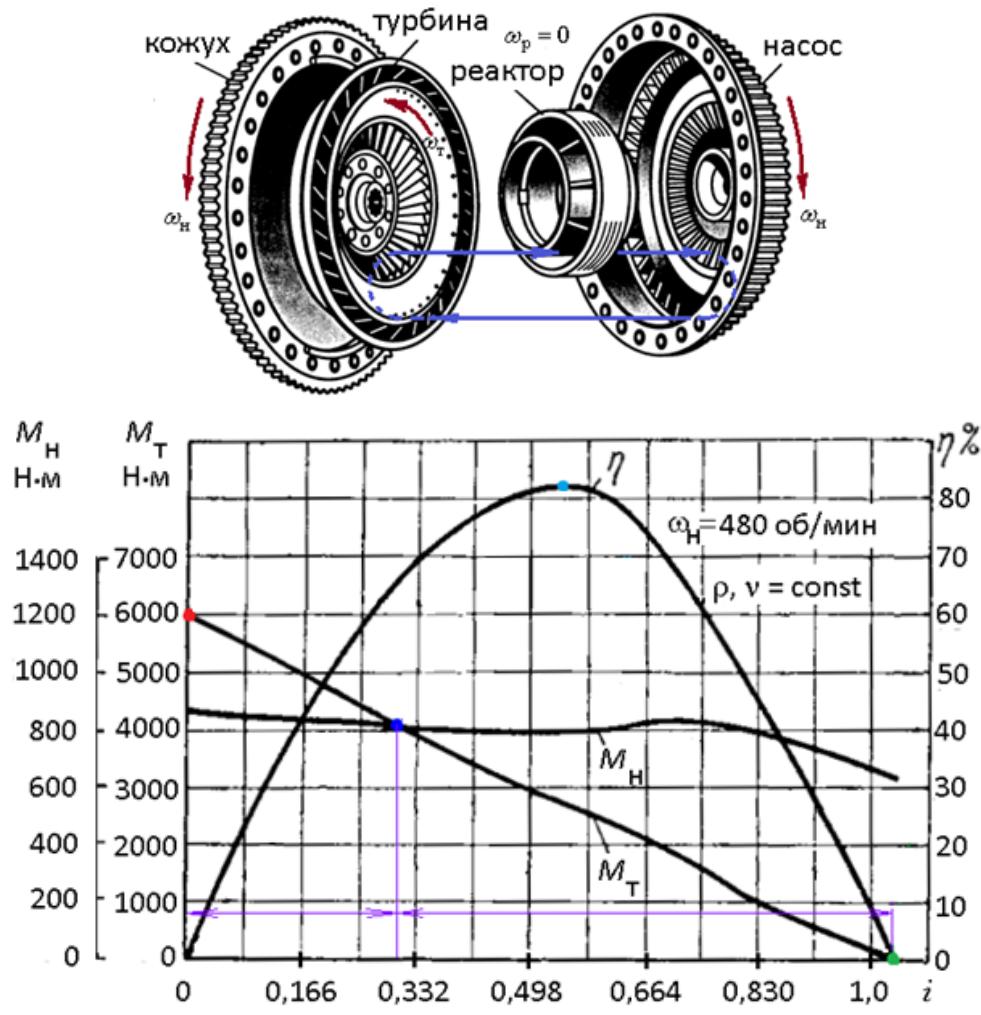


Рисунок 20

43. Подобрать диаметр поршня для однопоршневого объемного гидронасоса с кривошипным механизмом и частотой вращения вала 1000 об/мин для обеспечения теоретической (средней идеальной) подачи 150 л/мин. Ход поршня принять равным диаметру поршня. Определить действительную подачу данного насоса, если объемный КПД составит 0,93.

44. Определить неравномерность подачи объемного гидронасоса, если: максимальная подача 42 л/мин, минимальная подача 32 л/мин, теоретическая (средняя идеальная) подача 34 л/мин.

45. Определить по паспортным характеристикам нерегулируемого шестеренного объемного гидронасоса Ш40-4П (рисунок 21) на оптимальном режиме и на режиме холостого хода: КПД, действительную подачу, приводную (потребляемую) мощность и давление, развиваемое насосом.

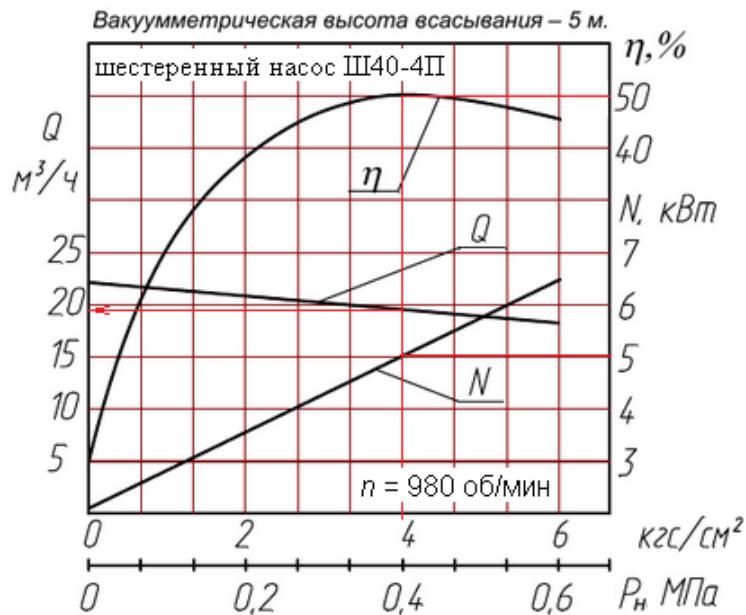


Рисунок 21

46. Максимальное давление в гидросистеме 8 МПа, максимальный потребный расход жидкости составляет 7,5 л/мин. Подобрать наиболее подходящий объемный гидронасос из представленных ниже (в скобках указаны номинальные паспортные характеристики насосов):

- БГ12-41 (подача 10,4 л/мин; давление 10 МПа; КПД = 0,65);
- НПл 8/16 (подача 8,9 л/мин; давление 16 МПа; КПД = 0,56);
- Г12-25М (подача 140 л/мин; давление 6,3 МПа; КПД = 0,78);
- НПл 5/16 (подача 5,3 л/мин; давление 16 МПа; КПД = 0,5);
- Г12-26АМ (подача 200 л/мин; давление 6,3 МПа; КПД = 0,82).

47. Найти теоретическое и действительное F_d/F_h отношения силы, действующей на большой поршень площадью $S_d = 100 \text{ см}^2$, к силе, действующей на малый поршень площадью $S_h = 20 \text{ см}^2$ (рисунок 22). Полный КПД объемного гидропривода принять равным 0,6.



Рисунок 22

48. Найти теоретическое и действительное давление p_2 на выходе мультипликатора давления (рисунок 23), если давление p_1 равно 10 МПа. Площадь большого поршня $S_1 = 50 \text{ см}^2$, площадь малого поршня $S_2 = 25 \text{ см}^2$. Полный КПД мультипликатора давления принять равным 0,85. Давлением в промежуточной камере пренебречь.

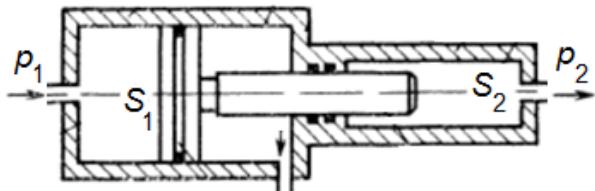


Рисунок 23

49. Определить теоретические и действительные расходы жидкости (л/мин) отдельно для поршневой и штоковой полостей гидроцилиндра двухстороннего действия (рисунок 24) при скорости прямого хода одностороннего штока $v = 12 \text{ м/мин}$. Площадь поршневой камеры гидроцилиндра $S_p = 0,0035 \text{ м}^2$, площадь штоковой камеры $S_p - S_{шт} = 0,002 \text{ м}^2$. Объемный КПД гидроцилиндра принять равным 0,98. Сжимаемостью жидкости пренебречь.



Рисунок 24

50. Гидромотор имеет рабочий объем 50 см^3 . Определить теоретический и действительный крутящие моменты на валу гидромотора при перепаде давления 9,5 МПа. Механический КПД гидромотора принять равным 0,8.

51. Коэффициент сопротивления квадратичного шайбового дросселя составляет $K = 1200 \text{ МПа} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$. Определить объемный расход жидкости (л/мин) через дроссель, если потери давления на дросселе равны 2,5 МПа.

52. В гибочном устройстве деталям придается заданная форма с помощью цилиндра одностороннего действия. Выдвижение штока цилиндра происходит при

нажатии на пневмокнопку. Вытягивание штока осуществляется при ее отпускании. Составить принципиальную пневмосхему пневмопривода.

53. Управление литьевым ковшом осуществляется цилиндром двустороннего действия. При нажатии на пневмокнопку шток цилиндра выдвигается, а при ее отпускании возвращается в исходное положение. Составить принципиальную пневмосхему пневмопривода.

54. Поворотная секция конвейера перемещается штоком цилиндра двустороннего действия. Управление прямым и обратным ходом осуществляется отдельными кнопками. Шток цилиндра остается в положении, определяемом последним сигналом, до тех пор, пока не будет подан противоположный сигнал. Составить принципиальную пневмосхему пневмопривода.

55. Управление прессом осуществляется с помощью цилиндра двустороннего действия. После нажатия пневмокнопки шток цилиндра выдвигается. Обратный ход происходит автоматически после достижения штоком конечного положения. Составить принципиальную пневмосхему пневмопривода.

56. Пакеты перемещаются из вертикального магазина с помощью пневмоцилиндра. Шток цилиндра выдвигается при нажатии на одну из двух пусковых кнопок. Обратный ход происходит автоматически после достижения штоком конечного положения. Составить принципиальную пневмосхему пневмопривода.

57. Детали перемещаются с платформы на транспортный конвейер посредством цилиндра двустороннего действия. Команда на выдвижение штока подается от пневмокнопки. Возврат штока происходит автоматически после достижения им конечного положения. Составить принципиальную пневмосхему пневмопривода.

Дополнительные условия:

– выдвижение штока возможно только в том случае, если он находится в исходном положении (шток может не втянуться до конца из-за попадания детали в выталкивающий механизм).

58. Зажим заготовки в сверлильном станке (рисунок 10) осуществляется при нажатии одной из двух кнопок. Третья кнопка управляет разжимом. Составить принципиальную пневмосхему пневмопривода.

Дополнительные условия:

– зажим возможен только при наличии заготовки;

– разжим детали должен быть заблокирован при сверлении детали.

59. Управление открытием и закрытием окна производится от двух соответствующих кнопок. Система управления должна обеспечивать возможность фиксации окна в любом положении как при открытии, так и при закрытии. При незакрытом окне срабатывает оптический индикатор. Составить принципиальную пневмосхему пневмопривода.

60. Перфорация ленты осуществляется с помощью цилиндра двустороннего действия. Выдвижение штока цилиндра происходит после кратковременного нажатия на пневмокнопку. Обратный ход осуществляется автоматически при достижении штоком конечного положения. Составить принципиальную пневмосхему пневмопривода.

Дополнительные условия:

– скорость прямого хода должна быть максимально возможной, а скорость обратного хода – низкой и регулируемой.

61. Склейываемые детали сжимаются посредством цилиндра двустороннего действия. Выдвижение штока происходит по сигналу от пневмокнопки. При достижении штоком крайнего положения склеиваемые детали сжимаются и выдерживаются в таком положении 20 секунд, после чего шток автоматически возвращается в исходное положение. Составить принципиальную пневмосхему пневмопривода.

Дополнительные условия:

– разжим деталей должен производиться и в случае неотжатой стартовой кнопки (после подачи команды на зажим деталей пневмокнопка остается нажатой);

– новый стартовый сигнал может быть подан только после возвращения штока в исходное положение и отжатия стартовой кнопки.

62. Для тиснения логарифмических линеек используется цилиндр двустороннего действия. Шток цилиндра выдвигается при нажатии на пневмокнопку. Обратный ход производится автоматически после того, как шток достигнет крайнего выдвинутого положения и разовьет усилие достаточное для тиснения линейки (усилие зависит от давления). Составить принципиальную пневмосхему пневмопривода.

63. Если шток пневмоцилиндра двухстороннего действия задвинут влево, то кратковременное нажатие пневмокнопки запускает прямой ход поршня. Если шток пневмоцилиндра выдвинут вправо, то кратковременное нажатие той же пневмокнопки приводит к обратному ходу поршня. Если пневмокнопку нажать и не отпускать, реализуется автоматический цикл «прямой ход – обратный ход». Составить принципиальную пневмосхему пневмопривода.

64. При включении пневмосхемы работает автоматический цикл: сначала выдвигается вправо шток левого пневмоцилиндра, затем выдвигается вправо шток правого пневмоцилиндра, далее задвигается шток правого пневмоцилиндра, и наконец задвигается шток левого пневмоцилиндра (рисунок 25). Составить принципиальную пневмосхему пневмопривода.

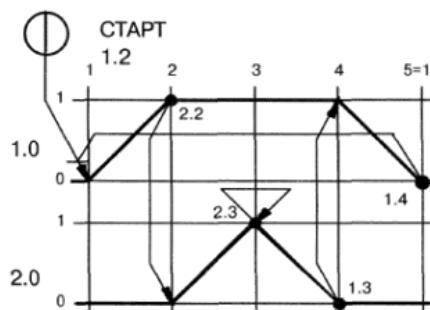


Рисунок 25

65. При включении пневмосхемы работает автоматический цикл для двух пневмоцилиндров 1.0 и 2.0: сначала выдвигается вправо шток левого пневмоцилиндра 1.0, затем он начинается задвигаться влево одновременно с выдвижением вправо штока правого пневмоцилиндра 2.0, далее шток правого пневмоцилиндра задвигается влево (рисунок 26). Составить принципиальную пневмосхему пневмопривода.

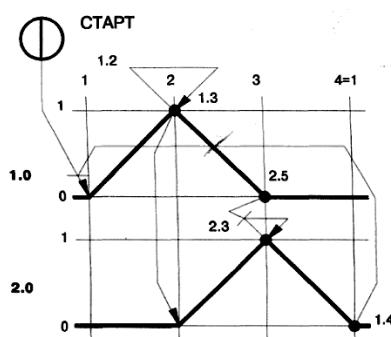


Рисунок 26