

**НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ**



**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ
И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ
СИСТЕМЫ**

**Методические указания
для практических занятий**

Новосибирск 2017

УДК 629.1.065 (075.32)

ББК 32.965.2723

Составители: ст. препод. **С.П. Матяш**,
ст. препод. **С.В. Речкин**

Рецензент канд. техн. наук, доцент С.Г. Щукин

Гидравлические и пневматические системы: метод. указания для практ. занятий / Новосиб. гос. аграр. ун-т. Инженер. ин-т; сост.: С.П. Матяш, С.П. Сальников. – Новосибирск, 2017. – 16 с.

В методических указаниях представлены примеры решения задач по гидравлическому приводу и пример расчета тормозной системы автомобиля ЗИЛ-431410.

Предназначены для студентов Инженерного института всех форм обучения по направлениям подготовки: 35.03.06 – Агроинженерия и 23.03.03 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, изучающих дисциплины «Гидравлические и пневматические системы ТиТМО», «Пневмопривод» и «Гидравлические и пневматические системы».

Утверждены и рекомендованы к изданию методической комиссией Инженерного института (протокол № 10 от 30 мая 2017 г.).

© Новосибирский государственный аграрный университет, 2017

© Инженерный институт, 2017

1. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ПО ГИДРАВЛИЧЕСКОМУ ПРИВОДУ

Задача 1.1. Определить скорость перемещения штока $v_{ш}$, время хода поршня τ_n и усилие на штоке при прямом и обратном ходах T_n и $T_{ш}$ (рис. 1). $P_{ном}$ – номинальное давление, $Q_{ном}$ – номинальная подача, D – диаметр цилиндра, d – диаметр штока, $\eta_{гмш}$ – гидромеханический к.п.д. цилиндра, h – ход поршня. Потери давления в трубопроводах и объемный к.п.д. не учитывать.

Формулы для решения задачи:

– площадь поршня в штоковой и поршневой полостях соответственно:

$$S_{ш} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4};$$

$$S_n = \frac{\pi D^2}{4};$$

– скорость поршня в обратном и прямом направлениях:

$$v_{ш} = \frac{Q_{но}}{S_{ш}}; v_n = \frac{Q_{но}}{S_n}.$$

– усилие на штоке при движении в обратном и прямом направлениях:

$$T_{ш} = P_{ном} S_{ш} \eta_{гмш};$$

$$T_n = P_{ном} S_n \eta_{гмш};$$

– время хода поршня в прямом и обратном направлениях соответственно:

$$\tau_n = \frac{S_n \cdot h}{Q_{ном}}; \quad \tau_{ш} = \frac{S_{ш} \cdot h}{Q_{ном}}.$$

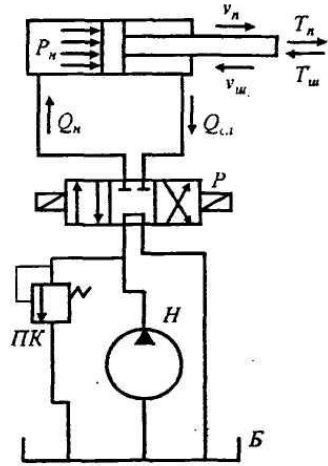


Рис. 1

Задача 1.2. Определить усилие T на штоке гидроцилиндра для гидросистемы, представленной на рис. 2. Потерями давления в сливном трубопроводе пренебречь. Марка масла М-10В₂; температура жидкости +20 °С; $P_{ном}$ – номинальное давление; $d_{тр}$ – диаметр трубопроводов; D – диаметр гидроцилиндра; l_1, l_2 – длины трубопроводов; $\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4 + \zeta_5 + \zeta_6$ – коэффициенты местных сопротивлений; v – скорость потока рабочей жидкости в трубопроводах 1 и 2.

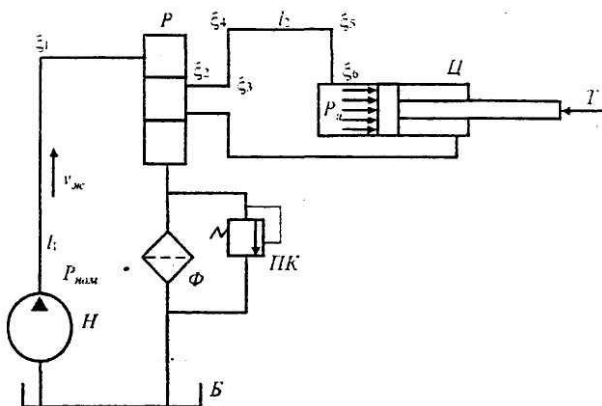


Рис. 2

Формулы для решения задачи:

– усилие на штоке:

$$T = \frac{\pi D^2}{4} (P_{ном} - \Delta P_m - \Delta P_n);$$

– местные потери давления:

$$\Delta P_m = \rho \xi b \frac{v^2}{2};$$

– путевые потери давления:

$$\Delta P_n = \rho \lambda \frac{l v^2}{d^2}.$$

Для $Re < 2300$ $\lambda = 75/Re$; для $Re \geq 2300$ $\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}$; $Re = vd/\nu$ – число Рейнольдса; b – поправочный коэффициент.

Задача 1.3. Определить подачу Q_n , давление P_n и требуемую мощность насоса N_n для гидропривода, схема которого представлена на рис. 3. Потерями давления в гидросистеме пренебречь. T – развиваемое гидроцилиндром усилие; D – диаметр поршня; v_n – скорость поршня.

Формулы для решения задачи:

– требуемая подача:

$$Q_n = v_n S,$$

где S – площадь поршня;

– требуемое давление:

$$P_n = T/S_n;$$

– требуемая мощность:

$$N_n = Q_n P_n.$$

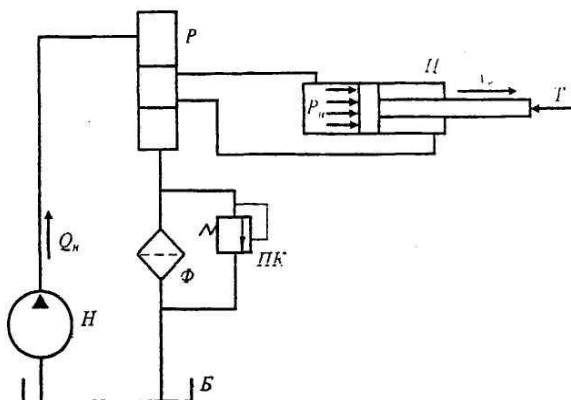


Рис. 3

Задача 1.4. Определить требуемую подачу Q_n мощность N_n и обороты насоса для гидропривода, представленного на рис. 4, если гидродвигатели работают одновременно. Потери давления не учитывать. Усилие на штоке T , диаметр гидроцилиндра D , крутящий момент $M_{кр}$, угловая скорость вала гидромотора ω , скорость поршня v_n , и номинальное давление $P_{ном}$ известны. Объемный к.п.д. насоса равен 0,94.

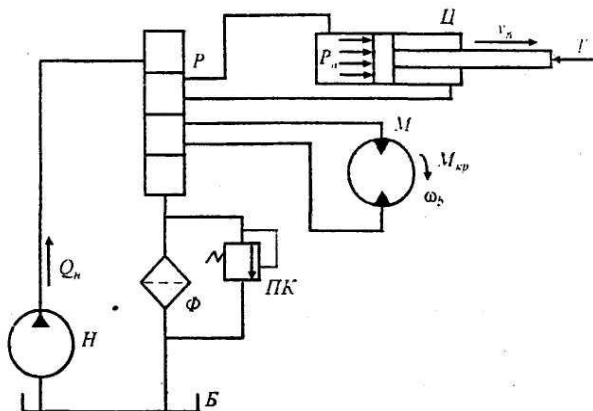


Рис. 4

Формулы для решения задачи:

– мощность:

$$N_n = T v_n + M_{кр} \omega; \text{ в;}$$

– подача и число оборотов:

$$Q_n = \frac{N_n}{P_{но}}; \quad n_n = \frac{Q_n}{z q_n \eta_{обн}},$$

где q_n – рабочий объем; $\eta_{об}$ – объемный к.п.д. насоса.

Задача 1.5. Определить потери давления P_g во всасывающей камере насоса (рис. 5). Параметры (длина l , диаметр d , скорость потока жидкости v и коэффициент местных сопротивлений ξ всасывающего трубопровода даны. Расчет выполнить при температурах $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ для масла МГ-15-В(с) (ВМГЗ).

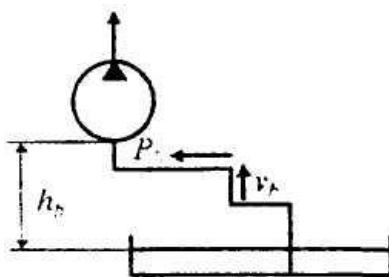


Рис. 5

Формула для решения задачи:

$$P_g = P_0 \pm \rho g h - \rho \frac{v^2}{2} \left(1 + \xi b + \frac{\lambda l}{d} \right),$$

где $P_0 = 101325\text{ Па}$ – атмосферное давление;

$\rho = 8600\text{ Нс}^2/\text{м}^4$ – плотность жидкости;

$h = 0,5\text{ м}$ – высота всасывания;

b – поправочный коэффициент (см. прил. 1);

λ – коэффициент трения жидкости о стенки трубопровода;

l – длина всасывающего трубопровода, м;

d – диаметр всасывающего трубопровода, м;

$\lambda = 75/\text{Re}$ – ламинарный режим; $\lambda = 0,3164 \cdot \text{Re}^{-0,25}$ – турбулентный режим; $\text{Re} = vd/\nu$ – число Рейнольдса.

Задача 1.6. Определить площадь сечения игольчатого дросселя (рис. 6) при известном перепаде давления ΔP_{op} на нем, расходе жидкости Q_{op} и коэффициенте сопротивления дросселя ξ . Плотность жидкости $\rho = 9000 \frac{\text{Нс}^2}{\text{м}^4}$.

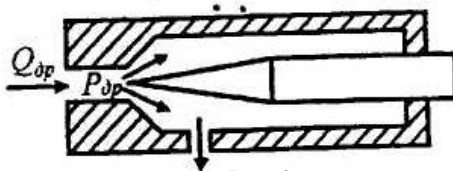


Рис. 6

Формула для решения задачи:

$$S_{op} = \frac{\rho Q_{op}^2}{2\xi^2 \Delta P_{op}}.$$

Задача 1.7. Определить гидравлический к.п.д. гидропривода (рис. 7), если плотность жидкости $\rho = 880\text{ кг/м}^3$. Номинальное давление $P_{ном}$, длина и диаметр трубопровода l и d ; коэффициент местных сопротивлений ξ ; скорость потока v и вязкость жидкости ν заданы.

k_{en} – коэффициент теплоотдачи поверхности гидропривода, Вт/м²°С;
 F_{en} – суммарная площадь теплоизлучающих поверхностей, м²;
 c_{en} – средняя теплоемкость материалов, из которых изготовлен гидропривод, Дж/кг °С;
 τ – расчетное время, с.

Задача 1.10. Определить площадь теплообменника с принудительным обдувом, если $\tau_{\text{жс. max}} = 60^\circ\text{C}$; $t_0 = 30^\circ\text{C}$; $k_T = 23 \text{ Вт/м}^2\text{°C}$. Параметры гидропривода Q_{en} , F_{en} , k_{en} заданы.

Формула для решения задачи:

$$F_T = \frac{Q_{\text{en}}}{(t_{\text{жс max}} - t_0)k_T} - F_{\text{en}} \frac{k_{\text{e}}}{k_T}.$$

Задача 1.11. Определить подачу и мощность насосов НШ-10, НШ-32, НШ-50, НШ-71 и НШ-100 при указанных оборотах приводного вала, объемного к.п.д., номинального давления.

Формулы для решения задачи:

– подача насоса

$$Q_H = nq_n\eta_{\text{об}};$$

где q_n – рабочий объем насоса, м³/об;

n – обороты вала, об/с.

– мощность

$$N = Q_H P,$$

где Q_H – подача насоса. м³/с; P_H – номинальное давление, Па.

Задача 1.12. Определить количество теплоты, выделяемое гидроприводом бульдозера погрузчика и одноковшового экскаватора, при известных значениях общего к.п.д. и мощности привода.

Формула для решения задачи:

– теплота

$$Q_{\text{en}} = (1 - \eta_{\text{обш}}) N k_d k,$$

где k_d – коэффициент использования номинального давления;

k_n – коэффициент продолжительности работы под нагрузкой.

Задача 1.13. Определить усилие на штоке гидроцилиндра, если известны его геометрические параметры и давление в поршневой и штоковой полости – D_n , $d_{\text{ш}}$, P_n , $P_{\text{сш}}$, F_n , $F_{\text{ш}}$, $\eta_{\text{змц}}$.

Формула для решения задачи:

$$T = \left(P_n \frac{\pi D^2}{4} - P_{cl} \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} \right) \eta_{змц}$$

Задача 1.14. Определить крутящий момент и угловую скорость вала моментного гидроцилиндра, параметры которого P_n , P_{cl} , R , r , Q_n , B заданы.

Формулы для решения задачи:

$$M_{кр} = \frac{B}{2} (P_n - P_{cl}) (R^2 - r^2);$$

$$\omega_в = \frac{2Q_n}{B(R^2 - r^2)}.$$

Задача 1.15. Определить площадь теплоотдачи гидробака, если известна его вместимость $V_б$, л.

Формула для решения задачи:

$$F_б = 6,53^3 \sqrt{V_б^2}.$$

Задача 1.16. Определить требуемое давление насоса P_n , который подает поток жидкости в поршневую полость гидроцилиндра грузоподъемного механизма (рис. 9).

Масса груза $m_{гп}$, балки $m_б$ и гидроцилиндра $m_ц$, угол наклона гидроцилиндра к горизонтالي α , его диаметр D и расстояния b и a заданы. Трением в гидроцилиндре и шарнирных опорах пренебречь.

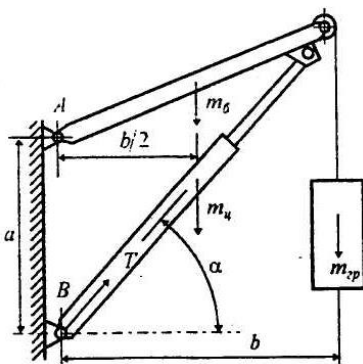


Рис. 9

Формулы для решения задачи:

$$\sum M_A = 0; m_б \frac{b}{2} + m_ц \frac{b}{2} + m_{гп} b - T \cdot a \cdot \cos \alpha = 0;$$

$$T = \frac{\pi D^2}{4} P.$$

2. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ ЗИЛ-431410

Исходные данные:

Полный вес автомобиля, кг	$G_T = 8250$
Вес на переднюю ось, кг	$G_1^T = 2100$
Вес на заднюю ось, кг	$G_2^T = 6150$
Высота центра тяжести, м	$h_g^T = 1,2$
Радиус колеса, м	$r_K^T = 0,48$
Момент инерции колеса, $\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$	$J_{K_1}^T = 1,38$
Момент инер. вращ. масс, $\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$	$J = 0,02$
Передаточное число главной передачи	$i_0 = 7,63$
Замедление при аварийном торможении, м/с^2	$j = 6-8$

1. Определяем необходимые величины тормозных моментов:

– для передних колес:

$$M_{K_1}^T = \left[\frac{G_1^T + \frac{G_T \cdot j \cdot h_g^T}{gL^T}}{2g} r_K^T + \frac{J_{K_1}^T}{r_K^T} \right] \cdot j =$$

$$= \left[\frac{2100 + \frac{8250 \cdot 6 \cdot 1,2}{9,81 \cdot 4}}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,48 + \frac{1,38}{0,48} \right] \cdot 6 = 547 \text{ кг} \cdot \text{м},$$

– для задних колес:

$$M_{K_2}^T = \left[\frac{G_2^T - \frac{G_T \cdot j \cdot h_g^T}{gL^T}}{2g} r_K^T + \frac{2 \cdot J_{K_1}^T}{r_K^T} + \frac{J \cdot i_0^2}{n \cdot r_K^T} \right] \cdot j =$$

$$= \left[\frac{6150 - \frac{8250 \cdot 6 \cdot 1,2}{9,81 \cdot 4}}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,48 + \frac{1,38 \cdot 2}{0,48} + \frac{0,02 \cdot 7,63^2}{2 \cdot 0,48} \right] \cdot 6 =$$

$$= 718 \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где n – количество полуосей.

2. Определяем момент инерции:

– для передних колес:

$$\rho_1 = \frac{\beta'_0}{2 \cdot \cos \beta'_1} \cdot r_b = \frac{\pi \cdot 120 / 180}{2 \cdot \cos 30^\circ} \cdot 0,21 = 0,254 \text{ м},$$

где r_b – внутренний радиус барабана, $r_b = 0,21$ м;

β'_0 – угол обхвата тормозной колодки барабана, рад $\beta'_0 = 120^\circ$;

β'_1 – угол между вертикальным началом колодки, град $\beta'_1 = 30^\circ$;

– для задних колес:

$$\rho_2 = \frac{\beta''_0}{2 \cdot \cos \beta''_1} \cdot r_b = \frac{\pi \cdot 130 / 180}{2 \cdot \cos 25^\circ} \cdot 0,21 = 0,262 \text{ м},$$

$$\beta''_0 = 130^\circ; \beta''_1 = 25^\circ$$

3. Определяем усилия, необходимые для прижатия колодки к барабану:

– для передних колес:

$$\begin{aligned} P_1^I &= \frac{M_{K_1}^T (c - \mu \rho_1 + \mu b)}{2 \mu \rho_1 (c + a_1)} = \\ &= \frac{547(0,165 - 0,35 \cdot 0,254 + 0,35 \cdot 0,03)}{2 \cdot 0,35 \cdot 0,254(0,165 + 0,173)} = 787 \text{ кг}, \end{aligned}$$

где μ – коэффициент трения между накладкой и барабаном,

$\mu = 0,32 \dots 0,40$; $b = 0,03$; $c = 0,165$; $a_1 = 0,173$; $a_2 = 0,147$;

$$\begin{aligned} P_1^{II} &= \frac{M_{K_1}^T (c + \mu \rho_1 - \mu b)}{2 \mu \rho_1 (c + a_2)} = \\ &= \frac{547(0,165 + 0,35 \cdot 0,254 - 0,35 \cdot 0,03)}{2 \cdot 0,35 \cdot 0,254(0,165 + 0,147)} = 2400 \text{ кг}; \end{aligned}$$

– для задних колес:

$$\begin{aligned} P_2^I &= \frac{M_{K_2}^T (c - \mu \rho_2 + \mu b)}{2 \mu \rho_2 (c + a_1)} = \\ &= \frac{718(0,165 - 0,35 \cdot 0,262 + 0,35 \cdot 0,03)}{2 \cdot 0,35 \cdot 0,262(0,165 + 0,173)} = 970 \text{ кг}; \\ P_2^{II} &= \frac{M_{K_2}^T (c + \mu \rho_2 - \mu b)}{2 \mu \rho_2 (c + a_2)} = \\ &= \frac{718(0,165 + 0,35 \cdot 0,262 - 0,35 \cdot 0,03)}{2 \cdot 0,35 \cdot 0,262(0,165 + 0,147)} = 3089 \text{ кг}. \end{aligned}$$

4. Определяем приводные усилия на штоках рабочих аппаратов на осях:

– для передних колес:

$$Q_{шт1} = \frac{(P_1^I + P_1^{II})(d_K + fa^I)}{2l_K^I} =$$

$$= \frac{(787 + 2400)(27 + 0,3 \cdot 41)}{2 \cdot 100} = 625 \text{ кг}$$

где d_K – плечо пары сил разжимного кулака, $d_K = 27$ мм;

a^I – плечо пары сил трения кулака, $a^I = 41$ мм;

l_K – плечо рычага рабочего аппарата, $l_{K1} = 100$ мм, $l_{K2} = 125$ мм;

f – коэффициент трения кулака о колодку, $f = 0,3$.

– для задних колес:

$$Q_{шт2} = \frac{(P_2^I + P_2^{II})(d_K + fa^I)}{2l_K^I} =$$

$$= \frac{(970 + 3089)(27 + 0,3 \cdot 41)}{2 \cdot 125} = 638 \text{ кг}$$

Таблица 2.1. Выбор типа камеры

Тип (активированная площадь диафрагмы в квадратных дюймах)	Объем, $V, \text{ см}^3$	Радиус, мм	
		мембраны, R	опорного диска, r
9	330	110	80
12	430	126	80
16	640	140	100
20	800	150	110
24	970	160	120

Проверка усилия, необходимого для перемещения камеры:

$$Q_{шт.кам} = \frac{\pi \cdot (R^2 + R \cdot r + r^2) \cdot P_p \cdot \eta_1 \cdot \eta_2}{3} =$$

$$= \frac{3,14(11^2 + 11 \cdot 8 + 8^2) \cdot 7,5 \cdot 0,91 \cdot 0,95}{3} = 1852 \text{ кг},$$

где P_p – давление воздуха в ресивере, кг/см^2 ;

η_1 – механический к.п.д., $\eta_1 = 0,85-0,91$;

η_2 – коэффициент наполнения рабочего аппарата, $\eta_2 = 0,95$.

R – радиус мембраны, см;

r – радиус опорного диска, см.

$Q_{шт.кам} > Q_{шт}$, если $Q_{шт.кам} < Q_{шт}$ то камера не сможет затормозить с расчетным тормозным моментом, при этом необходимо выбирать другой тип камеры.

5. Определяем полный объем тормозной магистрали для камеры диафрагменного типа:

$$\begin{aligned} V_T &= 2V_1 + n \cdot V_2 + \frac{\pi}{4} \sum l \cdot d^2 = \\ &= 2 \cdot 325 + 2 \cdot 530 + \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} 900 = \\ &= 2415 \text{ см}^3 = 0,002415 \text{ м}^3, \end{aligned}$$

где V_1 и V_2 – объемы камеры, $V_1 = 325 \text{ см}^3$, $V_2 = 530 \text{ см}^3$ (объемы вы-
браны не по данным табл.2.1., а произвольно);

n – число тормозных камер задних колес;

d – диаметр трубопровода, $d = 1 \text{ см}$;

l – длина трубопровода, $l = 900 \text{ см}$.

6. Весовой расход воздуха на одно полное торможение при $t = 20^\circ\text{C}$:

$$G = \frac{PV}{RT} = \frac{45000 \cdot 0,002415}{29,27 \cdot 293} = 0,013 \text{ кг},$$

где P – избыточное давление во время торможения в рабочих аппа-
ратах, $P = 45000 \text{ кг/м}^2$;

R – газовая постоянная;

T – абсолютная температура воздуха, $T = 293 \text{ К}$.

Расход воздуха за одну минуту с учетом утечек:

$$\sum Q_v = Q_{v_T} + Q_y = 0,013 + 0,0023 = 0,0153 \text{ кг/мин},$$

где Q_{vm} – расход воздуха на одно торможение,

$$Q_{vm} = G \cdot m = 0,013 \cdot 1 = 0,013 \text{ кг/мин};$$

m – число торможений;

Q_y – допустимые утечки воздуха, $Q_y = 0,023 \text{ кг/мин}$.

7. Объемная производительность компрессора:

$$\begin{aligned} V_h &= \frac{4000 \sum Q_v RT}{P} = \\ &= \frac{4000 \cdot 0,0153 \cdot 29,27 \cdot 293}{10000} = 52,5 \text{ л/мин}, \end{aligned}$$

где P – атмосферное давление, $P = 10000 \text{ кг/м}^2$.

8. Диаметр поршня компрессора:

$$d = \sqrt{\frac{4000 \cdot V_h}{\pi \cdot S \cdot n \cdot i \cdot n_v}} =$$

$$= \sqrt{\frac{4000 \cdot 52,5}{3,14 \cdot 3,8 \cdot 600 \cdot 0,5 \cdot 2}} = 5,41 \text{ см},$$

где S – ход поршня, см;

n – частота вращения вала компрессора за 1 мин;

η_v – коэффициент подачи компрессора, $\eta_v = 0,5 \dots 0,8$;

i – число цилиндров.

9. Расход мощности на вращение вала компрессора:

$$\begin{aligned} N_e &= \frac{3,44 P_a \left[\left(\frac{P_2}{P_a} \right)^{0,29} - 1 \right] V_h}{1000 \cdot 60 \cdot 75 \eta_{ам}} = \\ &= \frac{3,44 \cdot 10000 \left[\left(\frac{100000}{10000} \right)^{0,29} - 1 \right] 52,5}{1000 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 0,5} = 0,762 \text{ л.с.} \end{aligned}$$

10. Время срабатывания пневматического привода автомобиля:

$$\begin{aligned} t &= \frac{V_T \sqrt{\beta + \frac{\lambda}{d}} L \xi}{\varphi d^2 \sqrt{T_p}} \left(\frac{P_T - P_0}{P_p} \right) = \\ &= \frac{0,0024 \sqrt{1,24 + \frac{0,02}{0,012} \cdot 4 + 11}}{8,94 \cdot 0,012^2 \sqrt{293}} \left(\frac{70000 - 10000}{70000} \right) = 0,40 \text{ с}, \end{aligned}$$

где β – коэффициент учета неравномерности распределения скорости воздуха по диаметру, $\beta = 1,24$;

λ – коэффициент трения воздуха о стенки воздухопровода, $\lambda = 0,01-0,05$;

d – диаметр трубопровода, $d = 0,012$ м;

$\varphi = 8,94$ – постоянная величина;

L – база автомобиля, $L = 4$ м;

ξ – коэффициент местных сопротивлений, $\xi = 11-15$.

$P_m = P_p$

Если $t < 0,6$, привод соответствует требованиям ГОСТ и обеспечивает своевременное торможение автомобиля.

Если $t > 0,6$, привод не соответствует требованиям ГОСТ и не обеспечивает своевременное торможение автомобиля.

Составители: *Матяш Сергей Петрович*
Речкин Сергей Петрович

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

**Методические указания
для практических занятий**

Подписано к печати 30 мая 2017 г.	Формат 40×64 ^{1/14}
Объем 0,9 уч.-изд. л.	Изд. №13 Заказ №
Тираж 50 экз.	

Отпечатано в мини-типографии Инженерного института НГАУ
630039, Новосибирск, ул. Никитина, 147