

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Тракторы»

ГИДРОСИСТЕМЫ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Пособие

для студентов специальностей

1-37 01 03 «Тракторостроение», 1-37 01 04 «Многоцелевые
гусеничные и колесные машины (по направлениям)»,
1-37 01 05 «Электрический и автономный транспорт»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2022

УДК 629.33.064.3 (076.5(075.8))

ББК 39.33я7

Г46

С о с т а в и т е л и:

А. С. Поварехо, А. И. Рахлей

Р е ц е н з е н т ы:

кафедра «Тракторы и автомобили» Белорусского государственного аграрного технического университета (зав. кафедрой, канд. техн. наук, доцент *Г. И. Гедроить*);
Заместитель начальника УКЭР-1 по серийному производству и трансмиссиям ОАО «МТЗ», канд. техн. наук *В. Г. Ермалёнок*

Гидросистемы мобильных машин : пособие для студентов специальностей 1-37 01 03 «Тракторостроение», 1-37 01 04 «Многоцелевые гусеничные и колесные машины (по направлениям)», 1-37 01 05 «Электрический и автономный транспорт» / сост. : А. С. Поварехо, А. И. Рахлей. – Минск : БНТУ, 2022. – 46 с.
ISBN 978-985-583-835-8.

Пособие содержит методические указания по расчету гидросистем в рамках дисциплин «Гидро- и пневмооборудование тракторов», «Гидропневмосистемы управления специальных машин», «Гидропневмооборудование подвижного состава ГЭТ», «Гидропневмосистемы мобильных машин» для студентов специальностей 1-37 01 03 «Тракторостроение», 1-37 01 04 «Многоцелевые гусеничные и колесные машины (по направлениям)», 1-37 01 05 «Городской электрический транспорт», 1-37 05 01 «Дизайн транспортных средств».

Методические указания, приведенные в пособии, позволяют облегчить выполнение студентами лабораторных и практических работ, связанных с расчетом гидравлических систем, так как содержат методику их проведения и обширный справочный материал, включающий сведения о свойствах жидкостей, характеристиках насосов, гидромоторов, гидроцилиндров, направляющей, регулирующей и предохранительной гидроаппаратуры.

Пособие может быть полезно для магистрантов и аспирантов высших технических учебных заведений, а также для специалистов и научных работников технического профиля.

УДК 629.33.064.3 (076.5(075.8))

ББК 39.33я7

ISBN 978-985-583-835-8

© Белорусский национальный технический университет, 2022

Введение

Гидравлические приводы широко применяются в гидросистемах управления на автомобилях, тракторах, троллейбусах и других транспортных, а также специальных машинах. Они используются в тормозных системах, системах управления сцеплением, коробкой передач, гидропневматической подвеской, механизмом блокировки дифференциала, в усилителях рулевого управления и т. д.

Сложность и многообразие гидравлических устройств, входящих в гидравлические и пневмогидравлические приводы мобильных машин, является причиной углубленного изучения гидропневмосистем и развития методов расчета, позволяющих на стадии проектирования определять основные их конструктивные параметры.

Планом подготовки по специальностям 1-37 01 04 «Многоцелевые гусеничные и колесные машины», 1-37 01 03 «Тракторостроение», 1-37 01 05 «Городской электрический транспорт», 1-37 05 01 «Дизайн транспортных средств» предусмотрено изучение дисциплин «Гидро- и пневмооборудование тракторов и машинно-тракторных агрегатов», «Гидропневмосистемы управления специальных машин», «Гидропневмооборудование подвижного состава ГЭТ», «Гидропневмосистемы мобильных машин», в которых изучаются методы расчета гидравлических и гидропневматических приводов, используемых в системах управления, и их отдельных элементов.

Большое значение при изучении этих дисциплин имеют практические работы, позволяющие закрепить и углубить учебный материал, изложенный на лекциях, а также выработать у студентов определенные практические навыки по определению основных характеристик гидроприводов систем управления и их элементов, применяемых в мобильных машинах.

1. Расчет мощности и подачи насоса системы питания рулевого управления с гидроусилителем. Выбор насоса

Мощность, подводимая к гидроцилиндру $N_{п.ц}$, Вт, определяют по выражению [8]

$$N_{п.ц} = \frac{PV_{ш}}{\eta_{общ.ц}}, \quad (1)$$

где P – усилие на штоке гидроцилиндра, Н (определяется, исходя из максимального момента сопротивления повороту управляемых колес);

$V_{ш}$ – скорость перемещения штока, м/с;

$\eta_{общ.ц}$ – общий КПД гидроцилиндра, $\eta_{общ.ц} = 0,92-0,94$.

Мощность, подводимая к гидромотору $N_{п.м}$, Вт, определяется по следующему выражению [8]:

$$N_{п.м} = \frac{M\omega}{\eta_{общ.м}}, \quad (2)$$

где M – крутящий момент на валу гидромотора, Н·м;

ω – угловая скорость вращения вала, c^{-1} ;

$\eta_{общ.м}$ – общий КПД гидромотора (см. табл. А.1).

Суммарную мощность, подводимую к гидродвигателям N_n , Вт, определяют, как сумму мощностей наибольшего количества одновременно работающих двигателей [8]:

$$N_n = \sum_{i=1}^n \frac{P_i V_{ши}}{\eta_{общ.ц}} + \sum_{j=1}^m \frac{M_j \omega_j}{\eta_{общ.м}}, \quad (3)$$

где n – максимальное число работающих одновременно гидроцилиндров;

m – максимальное число работающих одновременно гидромоторов.

При расчете мощности гидронасоса необходимо учесть возможные потери давления и расхода в гидросистеме коэффициентами запаса по усилию и по скорости.

Мощность насоса с учетом потерь давления и расхода N_H , Вт, определяется по формуле [8]

$$N_H = K_{3,y} K_{3,c} N_n, \quad (4)$$

где $K_{3,y}$ – коэффициент запаса по усилию, $K_{3,y} = 1,1-1,2$;

$K_{3,c}$ – коэффициент запаса по скорости, $K_{3,c} = 1,1-1,3$.

Подачу насоса Q_H , м³/с, определим по формуле [8]

$$Q_H = \frac{N_H}{P}, \quad (5)$$

где P – номинальное давление в гидросистеме, Па;

N_H – мощность насоса, Вт.

Зная P и Q_H , по табл. А.2, А.3, А.4 выбираем насос. Для насосов (например, шестеренных), где указаны допустимые пределы частоты вращения, следует определить частоту вращения выбранного насоса, которая должна попасть в эти пределы.

Частота вращения n , об/мин, определяется по формуле [8]

$$n = \frac{60Q_H}{q_H \eta_{o,H}}, \quad (6)$$

где q_H – рабочий объем насоса, т. е. величина подачи насоса за один оборот его вала, м³/об;

$\eta_{o,H}$ – объемный КПД насоса (обычно приводится в таблицах [4]).

Если в результате расчета частота вращения вала оказалась выше или ниже рекомендованных в таблице [4], то необходимо повторить расчет, изменив рабочий объем в ту или иную сторону.

В гидросистемах легкого и среднего режимов работы целесообразно применить шестеренные насосы, как более простые по уст-

ройству, обслуживанию и стоимости, а для весьма тяжелого и тяжелого – роторно-поршневые насосы.

2. Выбор управляющей и распределительной гидроаппаратуры

Гидроаппаратура (распределители, дроссели, обратные клапаны, фильтры, предохранительные клапаны и пр.) выбираются по номинальному давлению P и расходу, равному подаче насоса Q_n , причем обе эти величины должны быть равны или меньше соответствующих табличных значений. В табл. А.10, А.11, А.12, А.13, А.14, А.15, А.16 [8] приведена техническая характеристика гидроаппаратуры.

3. Расчет диаметров трубопроводов

По известному расходу Q_n и средней скорости V движения жидкости в трубопроводе вычисляем диаметры d и округляем их до стандартных значений (табл. Г.1 и Г.2) [8].

Внутренний диаметр трубы находим, используя следующую формулу [8]:

$$d = \sqrt{\frac{Q_n}{0,785V}}. \quad (7)$$

В зависимости от назначения трубопровода, давления в гидросистеме и условий эксплуатации выбираем скорость V потока рабочей жидкости. Ниже приведены разработанные практикой рекомендации по выбору скорости V :

- для всасывающего трубопровода – 1,0–2,0 м/с;
- для сливного трубопровода – 1,5–2,0 м/с;
- для напорного трубопровода – 4–10 м/с.

Кроме того, при выборе скорости V для напорного трубопровода следует учитывать рекомендации по соотношению рабочего давления P и скорости V , приведенные в табл. 1.

Таблица 1

Соотношение рабочего давления и скорости

Рабочее давление P , МПа	2,5–5,0	10,0	15,0	20,0	30,0
Скорость потока V , м/с	4,0	5,0	6,0	7,0	10,0

Толщину стенки металлического трубопровода δ , м, определяем по следующей формуле [8]:

$$\delta = \frac{Pd}{2\sigma_p}, \quad (8)$$

где σ_p – допускаемое напряжение на растяжение, Н/м²;

d – внутренний диаметр трубопровода, м;

P – рабочее давление, Н/м².

Величина σ_p для стали от 20 до 140 МН/м², для меди – 55 МН/м².

4. Определение потерь давления рабочей жидкости в гидросистеме

При проектировании системы гидропровода необходимо определить величину потерь давления рабочей жидкости, что позволит определить полный КПД системы, подобрать гидродвигатели, при необходимости установить пределы работоспособности гидропривода. При низких температурах система считается оптимально спроектированной, если потери давления в ней не превышают 6 % от номинального давления насоса.

Для выполнения расчета необходимо составить гидравлическую схему, знать длины и диаметры трубопроводов, подачу насоса и тип рабочей жидкости, для которой по графикам на рис. Д1 можно определить кинематический коэффициент вязкости для рабочей температуры. В качестве рабочей следует для предварительного расчета выбрать температуру окружающего воздуха помещения, где расположена гидроустановка.

Общая величина потерь давления в гидросистеме $\sum \Delta P$, Па, определяется суммой потерь в ее отдельных элементах и на отдельных участках [8]:

$$\sum \Delta P = \sum \Delta P_l + \sum \Delta P_i + \sum \Delta P_\Gamma, \quad (9)$$

где $\sum \Delta P_l$ – суммарные потери на трение по длине трубопроводов, Па;

$\sum \Delta P_i$ – суммарные местные потери давления, т. е. потери в коленах, штуцерах, тройниках и т. п., Па;

$\sum \Delta P_\Gamma$ – суммарные местные потери давления в гидроагрегатах, т. е. потери в распределителях, фильтрах и т. п.

Для начала расчета потерь давления на трение по длине следует определить длины и диаметры напорных, всасывающих и сливных трубопроводов.

Диаметры труб были найдены по формуле (7), а длинами мы задались, распределив их на три следующие группы:

– всасывающий трубопровод – участок трубы между масляным баком и насосом; если длина этого участка очень мала или он вообще отсутствует (например, насос располагается в масляном баке), то потери давления по длине равны нулю;

– напорный трубопровод – сумма участков трубы между насосом и распределителем; распределителем и гидродвигателем; гидродвигателем и распределителем;

– сливной трубопровод – участок между распределителем и масляным баком.

Таким образом, для каждой группы трубопроводов будут одинаковыми диаметры и скорости движения жидкости, тогда расчет всех потерь давления будет осуществляться по трем группам.

Расчет потерь давления на трение по длине трубы ΔP , Па, проводим по формуле [8]

$$\Delta P = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{V^2}{2}, \quad (10)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

l – сумма длин трубопроводов, м;

d – диаметр трубопроводов, м;

ρ – плотность жидкости, кг/м³ (находим по табл. Г.4);

V – средняя скорость движения жидкости, м/с.

Изменение плотности рабочей жидкости при изменении температуры t_2 определяем по формуле [8]

$$\rho_t = \frac{\rho}{1 + \beta_t \Delta t}, \quad (11)$$

где ρ – плотность жидкости при температуре t_1 (табл. Г4 значение), кг/м³;

β_t – коэффициент температурного расширения, град⁻¹;

Δt – изменение температуры ($\Delta t = t_1 - t_2$), град.

Коэффициент β_t для воды при температуре 0 °С и давлении 0,1 МПа можно принять равным $14 \cdot 10^6$ град⁻¹, при температуре 100 °С и давлении 10 МПа – $700 \cdot 10^6$ град⁻¹. Для минеральных масел при давлениях, равных от 0 до 15 МПа, и температурах от 0 до 70 °С – $\beta_t = 800 \cdot 10^6$ град⁻¹.

Зная среднюю скорость V , кинематический коэффициент вязкости ν , который определяем по графикам на рис. Е.1, и диаметр d трубопроводов, найдем критерий Рейнольдса по формуле [8]

$$R_e = \frac{Vd}{\nu}. \quad (12)$$

Если $R_e \leq 2300$, то коэффициент гидравлического трения определяем по формуле для ламинарного режима [8]:

$$\lambda = \frac{75}{R_e}. \quad (13)$$

Если $2300 < R_e < 6 \cdot 10^4$, то коэффициент λ определяем по формуле для турбулентного режима (область гидравлических гладких труб) [8]:

$$\lambda = 0,3164R_e^{-0,25}. \quad (14)$$

Определив потери давления на трение по длине трубы во всасывающих ($\Delta P_{\text{вс}}$), напорных ($\Delta P_{\text{н}}$) и сливных ($\Delta P_{\text{с}}$) трубопроводах, складываем их и получаем сумму потерь давления на трение по длине трубы в гидросистеме [8]:

$$\sum \Delta P_l = \Delta P_{\text{вс}} + \Delta P_{\text{н}} + \Delta P_{\text{с}}. \quad (15)$$

Расчет местных потерь давления проводим по формуле [8]

$$\Delta P_j = \frac{\xi \rho V^2}{2}, \quad (16)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления, величину которого можно найти в табл. Г.5 [8].

При расчете следует разделить все местные потери на три группы, как и потери давления на трение по длине. Первая группа – потери во всасывающем трубопроводе ($\Delta P_{\text{жвс}}$). Вторая группа – потери в напорном трубопроводе ($\Delta P_{\text{жн}}$). Третья группа – потери в сливном трубопроводе ($\Delta P_{\text{жс}}$).

Если при выборе той или иной гидроаппаратуры известны потери давления ($\Delta P_{\text{жА}}$), то нет смысла определять их по формуле (16), а следует сложить с прочими местными потерями давления.

Суммарные местные потери давления в гидросистеме могут быть определены по формуле [8]

$$\sum \Delta P_j = \Delta P_{\text{жвс}} + \Delta P_{\text{жн}} + \Delta P_{\text{жА}}, \quad (17)$$

где $\Delta P_{\text{жА}}$ – сумма местных потерь давления в аппаратах гидросистемы.

Полные потери давления в гидросистеме найдем, как сумму величин из формул (15) и (17) [8]:

$$\sum \Delta P = \sum \Delta P_i + \sum \Delta P_j. \quad (18)$$

5. Расчет КПД гидропривода управления

Величина коэффициента полезного действия гидропривода позволяет установить эффективность спроектированного устройства. Причем для оптимально разработанной гидросистемы общий (полный) КПД должен находиться в пределах от 0,6 до 0,8.

Общий КПД гидропривода определяем произведением гидравлического, механического и объемного КПД [10]:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{г}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{о}}, \quad (19)$$

где $\eta_{\text{г}}$ – гидравлический КПД:

$$\eta_{\text{г}} = \frac{P - \sum \Delta P}{P}; \quad (20)$$

$\eta_{\text{м}}$ – механический КПД;

$\eta_{\text{о}}$ – объемный КПД.

Механический КПД определяем, как произведение механических КПД всех последовательно соединенных агрегатов, в которых происходит потеря энергии на трение (насос, распределитель, двигатель) [10]:

$$\eta_{\text{м}} = \eta_{\text{м,н}} \eta_{\text{м,р}} \eta_{\text{м,д}}, \quad (21)$$

где $\eta_{\text{м,н}}$ – механический КПД насоса, который или задан, или выбирается по табл. А.1;

$\eta_{\text{м,р}}$ – механический КПД распределителя, выбирается по табл. А.1;

$\eta_{\text{м,д}}$ – механический КПД двигателя, который или задан, или выбирается по табл. А.1.

Объемный КПД гидропривода η_o определяем, как произведение объемных КПД насоса, распределителя и двигателя [8]:

$$\eta_o = \eta_{o,n} \eta_{o,p} \eta_{o,d}, \quad (22)$$

где $\eta_{o,p}$ – объемный КПД распределителя, выбираем по табл. А.1;

$\eta_{o,d}$ – объемный КПД двигателя (или задан, или выбираем по табл. А.1).

6. Выбор силовых гидроцилиндров систем управления

При проектировании гидропривода силовые гидроцилиндры выбираем по ГОСТ 6540 или по ГОСТ 12.44.099 (табл. А.5 и А.6) [8].

Выбор гидроцилиндров осуществляется по двум параметрам: величине хода поршня, которая выбирается конструктивно в соответствии с кинематической схемой, и внутреннему диаметру, который определяется расчетом.

Если при рабочем ходе поршня жидкость подается в поршневую полость цилиндра, то внутренний диаметр найдем по формуле [8]

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi(P - \sum \Delta P)\eta_{m,ц}}}, \quad (23)$$

где P – усилие на штоке гидроцилиндра, Н;

P – рабочее давление, Н/м²;

$\sum \Delta P$ – суммарные потери давления, Н/м²;

$\eta_{m,ц}$ – механический КПД гидроцилиндра.

Если при рабочем ходе жидкость подается в штоковую полость, то диаметр D , м, находим по формуле [8]

$$\frac{\pi(D^2 - d_{ш}^2)}{4}(P - \sum \Delta P)\eta_{m,ц} + \bar{P} = 0, \quad (24)$$

где $d_{ш}$ – диаметр штока, который при рабочем давлении от 1,5 до 5,0 МПа находится из соотношения $d_{ш} / D = 0,5$, а при давлении свыше 5 МПа – из соотношения $d_{ш} / D = 0,7$.

После определения величин D и $d_{\text{ш}}$ выбираем гидроцилиндр (табл. А.5 и А.6) [8].

7. Расчет гидроцилиндра на допустимую деформацию

Если длина цилиндра с выдвинутым штоком больше 10 диаметров D и гидроцилиндр нагружен сжимающей силой, то последний следует рассчитать на продольный изгиб.

Разрушающая сила сжатия $F_{\text{сж}}$, Н, определяется по формуле [8]

$$F_{\text{сж}} = K \frac{\pi EI}{L^2}, \quad (25)$$

где K – коэффициент, зависящий от способа заделки концов гидроцилиндра ($K = 1$ при шарнирной заделке и $K = 2$ при жестком закреплении одного конца);

E – модуль упругости материала, Па (для стали $E = 22 \cdot 10^{10}$ Па);

L – длина цилиндра с выдвинутым штоком, м [8];

I – момент инерции сечения цилиндра, м⁴:

$$I = \frac{\pi}{64} (D_{\text{в}}^4 - D^4), \quad (26)$$

где $D_{\text{в}}$ – внешний диаметр цилиндра, м.

8. Расчет и выбор гидромотора гидрообъемной передачи

В зависимости от назначения гидропривода в нем применяются низкомоментные гидромоторы, имеющие большую частоту вращения и небольшой крутящий момент на выходном валу, либо высокомоментные гидромоторы, которые имеют низкую частоту вращения вала, но большой крутящий момент. В качестве низкомоментных применяют шестеренные и роторно-поршневые аксиальные гидромоторы. В качестве высокомоментных – радиальные роторно-поршневые гидромоторы [10].

Все типы гидромоторов позволяют регулировать частоту вращения выходного вала за счет изменения расхода рабочей жидкости, подаваемой в систему насосом. Максимальная частота вращения

вала гидромотора обычно определяется по паспортным данным, а минимальную частоту вращения можно выбрать из следующих рекомендаций [11]:

- 1) роторно-поршневые аксиальные – 50 об/мин;
 - 2) шестеренные – 100 об/мин;
 - 3) роторно-поршневые радиальные – 60 об/мин.
- Крутящий момент на валу гидромотора, Н·м [8]

$$M = 0,159q_m(P - \sum \Delta P)\eta_{м.м}, \quad (27)$$

где q_m – рабочий объем гидромотора, м³/об;

P – рабочее давление, Н/м²;

$\sum \Delta P$ – полные потери давления в гидросистеме, Н/м²;

$\eta_{м.м}$ – механический КПД гидромотора.

Из формулы (27) можно определить величину q_m , а затем по величине q_m и P выбирается гидромотор по табл. А.7, А.8, А.9.

По известной подаче насоса Q_k и рабочему объему гидромотора q_m определяется частота вращения вала гидромотора n_m , об/мин [8]:

$$n_m = \frac{60}{Q_n} \eta_{о.м}. \quad (28)$$

Расчетная величина n_m гидромотора сравнивается с табл. А7, А8, А9 и должна быть выше ее номинального значения.

9. Определение объема масляного бака питающей системы

Выбор емкости масляного бака осуществляется конструктивно в зависимости от назначения и режима работы гидропривода.

Практикой выработаны рекомендации выбора объема бака в зависимости от назначения машины и ее температурного режима.

Для ориентировочного расчета можно рассчитать емкость бака по формуле [10]

$$V_6 = 2,60Q_n. \quad (29)$$

Объем V_6 округляем до стандартного значения (см. табл. Г.1).

10. Тепловой расчет гидросистемы управления

Тепловой расчет гидросистемы выполняется для выяснения условий работы гидропривода, уточнения объема масляного бака, а также выяснения необходимости применения теплообменников.

Минимальная температура рабочей жидкости равна температуре воздуха окружающей среды. Максимальная температура определяется в результате теплового расчета [10].

Повышение температуры рабочей жидкости, прежде всего, связано с внутренним трением. Все потери мощности в гидросистеме в конечном счете превращаются в тепло, которое аккумулируется в жидкости.

Количество тепла, получаемое гидросистемой в единицу времени Q_T , Дж/с, соответствует потерянной в гидроприводе мощности и может быть определено по формуле [8]

$$Q_T = (1 - \eta_{\text{общ}}) N_n K_{\text{п}}, \quad (30)$$

где N_n – мощность, подводимая к насосу, Вт;

$\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД гидропривода;

$K_{\text{п}}$ – коэффициент продолжительности работы гидропривода под нагрузкой (для ориентировочного расчета можно принять $K_{\text{п}} = 0,7$).

Максимальная температура рабочей жидкости, которая достигается через один час после начала работы и не зависит от времени $t_{\text{ж}}$, °С, определяется по следующей формуле [8]:

$$t_{\text{ж}} = t_{\text{в.макс}} + \frac{Q_T}{KF}, \quad (31)$$

где $t_{\text{в.макс}}$ – максимальная температура окружающего воздуха, °С;

K – коэффициент теплоотдачи поверхностей гидроагрегатов ($K = 0,04$ кДж/(м²·°С));

F – суммарная площадь теплоизлучающих поверхностей гидропривода, м².

Суммарную площадь теплоизлучающих поверхностей гидропривода F , м², можно найти по следующей эмпирической формуле [10]:

$$F = 0,14 \sqrt[3]{V_6^2}. \quad (32)$$

Зная минимальную температуру той климатической зоны, для которой проектируется машина, и определив максимальную температуру $t_{ж}$, можно установить диапазон температуры рабочей жидкости в гидросистеме.

Если в результате теплового расчета окажется, что максимальная установившаяся температура превышает 70 °С, необходимо увеличить объем масляного бака или предусмотреть в гидросистеме теплообменное устройство [11].

11. Расчет гидрообъемного привода рулевого управления

Расчет гидрообъемного привода рулевого управления мобильной машины начинается с определения момента сопротивления повороту управляемых колес на месте. Для расчета этого момента применяется ряд полуэмпирических формул [2], из которых наиболее часто используются формулы В. Гука и Я. Таборека. По формуле Я. Таборека момент сопротивления [10]

$$M_k = G_1 B \mu / (7(1 + e/B)),$$

где G_1 – нагрузка на управляемые колеса;

μ – коэффициент трения шины с дорогой;

e – плечо обкатки;

B – ширина шины.

При расчетах коэффициент трения принимают от 0,7 до 0,9.

Шток поршня силового гидроцилиндра должен развивать управляющее усилие [10]

$$F = M_k / r,$$

где r – минимальный эффективный радиус рычага для управляющих гидроцилиндров.

Расход жидкости, потребляемый насосом-дозатором, определяется по выражению [10]

$$Q = n_p q 10^{-3},$$

где n_p – необходимая скорость вращения рулевого колеса;

q – рабочий объем насоса-дозатора [10]:

$$q = \frac{V_{ц}}{i},$$

где $V_{ц}$ – объем силового цилиндра;

i – необходимое число оборотов рулевого колеса для поворота колес мобильной машины из одного крайнего положения в другое.

Рекомендуется принимать $n_p = 100-150$ об/мин, $i = 3-5$.

Расчет основных параметров гидроцилиндра производится с учетом схемы его включения (рис. 1).

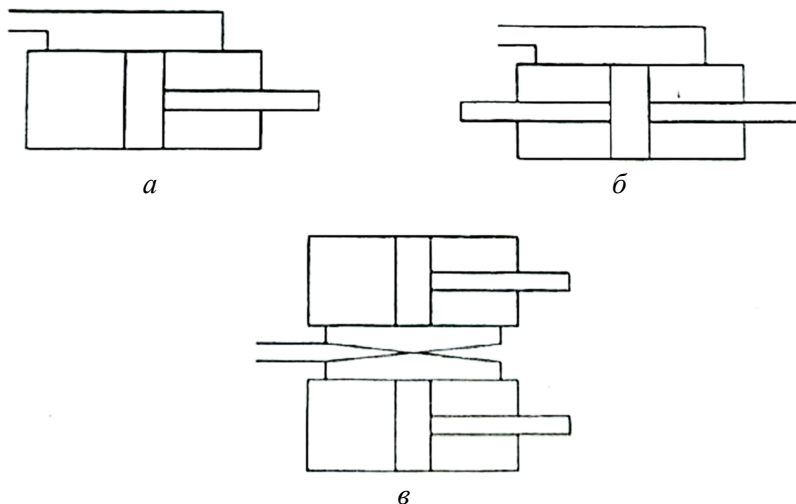


Рис. 1. Схемы включения гидроцилиндров:
 а – дифференциальный цилиндр; б – балансированный цилиндр;
 в – взаимно соединенные цилиндры

Для рис. 1, *a* управляющее усилие при подаче давления *p* в бесштоковую полость [10]

$$F = \pi p D^2 / 4 ,$$

где *D* – внутренний диаметр цилиндра.

Объем силового гидроцилиндра в этом случае [10]

$$V_{\text{ц}} = \pi D^2 S / 4 ,$$

где *S* – ход поршня.

При подаче давления *p* в штоковую полость данные параметры определяются по выражениям [10]

$$F = \pi p (D^2 - d^2) / 4 ;$$

$$V_{\text{ц}} = \pi (D^2 - d^2) S / 4 ,$$

где *d* – диаметр штока.

Для рис. 1, *б* усилие и объем определяются по выражениям [10]

$$F = \pi p (D^2 - d^2) / 4 ;$$

$$V_{\text{ц}} = \pi (D^2 - d^2) S / 4 .$$

Для рис. 1, *в* применяются выражения [10]

$$F = \pi p (2D^2 - d^2) / 4 ;$$

$$V_{\text{ц}} = \pi (2D^2 - d^2) S / 4 .$$

Суммарная подача насосов Q_n гидросистемы рулевого управления зависит от режима ее работы. В случае, когда конструкцией не предусмотрена одновременная работа системы управления и рабочего гидрооборудования, необходимая подача насосов будет равна большему из двух расходов: расходу усилителя потока Q или расходу жидкости для рабочего оборудования Q_p . Если же предусмотрена одновременная работа этих систем, то подача насоса

$$Q_n = Q + Q_p.$$

При оборудовании гидросистемы рулевого управления усилителем потока коэффициент усиления k последнего рассчитывается по формуле [10]

$$k = \frac{V_u}{(q_m^i)},$$

где q_m – рабочий объем насоса-дозатора [9].

Список использованных источников

1. Башта, Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1972. – 320 с.
2. Башта, Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта [и др.]. – М. : Машиностроение, 2010. – 424 с.
3. Башта, Т. М. Машиностроительная гидравлика : справочное пособие / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1971. – 672 с.
4. Башта, Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1974. – 606 с.
5. Вильнер, Л. М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Л. М. Вильнер [и др.]. – Минск : Высшая школа, 1976. – 416 с.
6. Гидро- и пневмопривод и его элементы. Рынок продукции : каталог / под ред. В. К. Свешникова, А. Б. Чистякова. – М. : Машиностроение, 1992. – 231 с.
7. Фрумкис, И. В. Гидравлическое оборудование тракторов, автомобилей и сельскохозяйственных машин / И. В. Фрумкис. – М. : Колос, 1971. – 440 с.
8. Апсин, В. П. Методические указания по гидравлическим расчетам / В. П. Апсин, В. Г. Удовин. – Оренбург : ГОУ ОГУ, 2004. – 43 с.
9. Заболоцкий, Е. М. Энергетический расчет гидрообъемного привода рулевого управления мобильной машины / Е. М. Заболоцкий // Сборник материалов III международной межвузовской НТК студентов, аспирантов и магистрантов, 24–25 апреля 2003 г. – Гомель : Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого», 2003. – С. 32–36.
10. Соловьев, В. В. Проектирование и моделирование объемного гидропривода : учебное пособие / В. В. Соловьев [и др.]. – Ростов-на-Дону : Южный федеральный университет, 2015. – 97 с.
11. Иванов, А. С. Основы проектирования, технического обслуживания и ремонта технологического оборудования [Электронный ресурс] : учебное пособие / А. С. Иванов, В. А. Иванов. – Пенза : РИО ПГАУ, 2018. – 101 с.

Приложение А

Технические характеристики гидромашин и гидроустройств

Таблица А.1

Значения коэффициентов полезного действия

Тип гидромашины, гидроустройства	Механический КПД η_m	Объемный КПД η_v	Общий КПД η
Роторно-пластинчатые насосы	0,70–0,90	0,60–0,95	0,60–0,85
Роторно-поршневые радиальные насосы	0,80–0,95	0,85–0,98	0,76–0,93
Роторно-поршневые аксиальные насосы	0,82–0,90	0,88–0,98	0,82–0,96
Шестеренные насосы	0,70–0,85	0,75–0,92	0,54–0,80
Роторно-пластинчатые гидромоторы	0,70–0,90	0,60–0,95	0,50–0,85
Роторно-поршневые радиальные гидромоторы	0,85–0,95	0,95–0,98	0,90–0,94
Роторно-поршневые аксиальные гидромоторы	0,82–0,90	0,97–0,98	0,80–0,87
Шестеренные гидромоторы	0,70–0,85	0,95–0,96	0,87–0,90
Гидрораспределители золотниковые	1	0,97–0,99	0,92–0,98
Гидроцилиндры	0,85–0,97	0,98–0,99	0,92–0,94

Таблица А.2

Шестеренные нерегулируемые насосы

Тип	Номинальное (максимальное) давление, МПа	Рабочий объем, см ³	Номинальная частота вращения, об/мин
НШ 4-4; НШ 6-4	20 (25)	4,0; 6,3	2400
НШ 6Т-1	2,5 (4,0)	6,3	2000
НШ 6Е-3; НШ 10-3	16 (21)	6,3; 10,0	2400
НШ 50-У3	16 (21)	49,1	1920
НШ 32У-2	14 (17,5)	31,7	1920
НШ А-3	16 (21)	32; 48,8; 69,7; 98,8	1920
НШ 250-3	16 (21)	250	1500
НШ 32-4; НШ 50-4	20 (25)	31,5; 48,8	2400
НШ 71-4; НШ 100-4	20 (25)	69,7; 98,8	1920
НШ 250-4	20 (25)	250	1500
НМШ 25; НМШ 50; НМШ 125	1,6 (2,5)	25; 50; 125	1500
НМШ 25 Р	0,25 (1)	25	1200
НМШ 80-1	1 (1,2)	80	2400
НШ 32У-3	16 (21)	32	2400

Таблица А.3

Ручные насосы

Тип	Номинальное (максимальное) давление, МПа	Рабочий объем, см ³	Примечание
182.5004010-11	25 (32)	8	Одностороннего действия
18.5004010-11	20 (25)	10	–
182.5004005	25 (32)	8	Два потока
18.5004005	20 (25)	10	–

Таблица А.4

Аксиально-поршневые насосы с наклонным блоком

Тип	Номинальное (максимальное) давление, МПа	Рабочий объем, см ³	Число оборотов, об/мин	Примечание
210	20 (35)	11,6	2400	Нерегулируемые
210	20 (35)	28,1	1920	Нерегулируемые
207	20 (32)	94,8	1500	Регулируемые (нереверсивные или реверсивные)
313	16 (25)	28	1920	Регулируемые нереверсивные с регулятором давления
224	20 (32)	54,8; 54,8	1500	Регулируемые нереверсивные с регулятором мощности и двумя секциями
333	20 (32)	56 56	1500	Регулируемые нереверсивные с регулятором мощности, двумя секциями и дополнительным нерегулируемым насосом рабочим объемом 11,6 см ³
311	20 (35)	112; 224	1200	Регулируемые (реверсивные или нереверсивные)
321	20 (35)	112 +112	1200	Регулируемые нереверсивные с регулятором мощности и двумя секциями
310	20,35	56; 112	1500	Нерегулируемые

Таблица А.5

Гидроцилиндры поршневые двустороннего действия

Тип	Соотношение площадей поршня	Номинальное (максимальное) давление, МПа	Диаметр поршня, мм	Ход поршня, мм	Максимальная скорость, м/с	Примечание
1	2	3	4	5	6	7
181.5003010-01	1,25	25 (32)	45	320	0,2	С тормозным устройством и гидрозамком на проушинах
182.5003010-01	1,25	25 (32)	45	320	0,2	С тормозным устройством и гидрозамком на проушинах
Ц 40.160-11	1,33	16 (20)	40	160	0,5	На проушинах
Ц 40.200-11	1,33	16 (20)	40	200	0,5	На проушинах
Ц 40.250-11	1,33	16 (20)	40	250	0,5	На проушинах
ГА-93000	1,64	16 (20)	40	63	0,5	На проушинах
ГА-93000-02	1,64	16 (20)	40	160	0,5	На проушинах
ГА-80000	1,64	16 (20)	40	360	0,5	На проушинах
Ц 63.800160.001	1,44	16 (20)	63	800	0,5	На проушинах
Ц 55-1010001	1,49	14 (17,5)	55	200	0,3	На валах
ГС 70.290.20.001	1,33	16 (20)	70	290	1	На проушинах
ГС 70.400.20.001	1,33	16 (20)	70	395	1	На проушинах
Ц 75-11110.01А	1,33	14 (17,5)	75	200	0,3	На валах
151.40.040-3А	1,33	10	80	280	0,3	На проушинах
Ц 90-12120.01А	1,03	14 (17,5)	90	200	0,3	На вилках
ЦС-90М	1,13	14 (17,5)	90	200	0,3	На вилках
ГС 90.900.20.001	1,25	16 (20)	90	9800	1	На проушинах
18.26.270	1,57	16 (20)	100	800	1	На проушинах

1	2	3	4	5	6	7
Ц 100.250	1,2	16 (20)	100	250	0,5	На проушинах
Ц 110А-1414001	1,13	14 (18)	110	400	0,3	На проушинах
Ц 125.250.160.001-1	1,19	16 (20)	125	250	1	На проушинах
700А.34.29.000	1,19	14 (18)	125	400	0,3	На проушинах
1000.160.001	1,69	16 (20)	125	1000	1	Цапфенный
140.1250-33	1,49	16 (20)	140	1250	1	Цапфенный
С 140.710.160.001	1,33	14 (17,5)	140	710	0,5	На проушинах
С 160.1250-33	1,33	16 (20)	160	1250	1	Цапфенный
С 160.1400-33	1,33	16 (20)	160	1400	1	Цапфенный
ГЦС 32.180.16.000	1,45	16 (20)	32	180	0,5	На проушинах
ГЦ 40.180.16.000	1,57	16 (20)	40	180	0,5	На проушинах
ГЦС 63.200.16.000	1,23	16 (20)	63	200	0,5	Фланцевый
ГЦ 80.320.16.000	1,33	16 (20)	80	250-630	0,5	На проушинах
ГЦ 63.500.16.000	1,83	16 (20)	63	500	0,5	Цапфенный
ГЦ 80.250.16.000	1,33	16 (20)	80	250	0,5	На проушинах
ГЦ 80.400.16.000	1,33	16 (20)	80	400	0,5	На проушинах
Ц 75.110-2	1,87	14 (17,5)	75	110	0,3	На проушинах
Ц 75.200-2	1,87	14 (17,5)	75	200	0,3	На вилках
Ц 100.200-3	1,87	16 (20)	100	200	1	На вилках
ГЦ 80.630.16.000	1,33	16 (20)	80	630	0,5	На проушинах
ГС 75.410.20.001	1,28	16 (20)	75	410	1	На проушинах
У 4560	1,6	10 (14)	80	250-400	0,3	На проушинах
У 4564.2	1,6	10 (14)	80	400	0,3	На проушинах
У 4564.2	1,6	16 (20)	80	160-1000	0,5	На проушинах
У 4564.2	1,6	16 (20)	100	250-1000	0,5	На проушинах

Окончание табл. А.5

1	2	3	4	5	6	7
У 4564.2	1,6	10 (14)	80	200–1000	0,3	Цапфенный
У 4564.2	1,6	16 (20)	80	160–1000	0,5	Цапфенный
У 4564.2	1,6	16 (20)	100	800; 1000	0,5	Цапфенный
У 4564.2	1,6	10 (14)	80	400	0,3	Приваркой задней крышки
У 4564.2	1,6	16 (20)	80	160–800	0,5	Приваркой задней крышки
У 4564.2	1,6	16 (20)	100	800	0,5	Приваркой задней крышки
У 4564.2	1,6	16 (20)	125	630	0,5	На проушинах

Таблица А.6

Гидроцилиндры плунжерные одностороннего действия

Тип	Соотношение площадей поршня	Номинальное (максимальное) давление, МПа	Ход поршня, мм	Максимальная скорость, м/с	Примечание
ГА-66010А-01	16 (20)	20	63	0,5	На проушинах
Ц.50.360.160.001АП	16 (20)	50	360	0,5	Цапфенный
ЖВС 6.04.160	6,3 (10)	25	180	0,3	На проушинах
54-9-145	14 (16)	25	240	0,3	На проушинах
34-9-5	14 (16)	25	240	0,3	На проушинах
ГА-81000	14 (16)	32	340	0,3	На проушинах
Н.020.25.000 (Н.20.10.000-01)	14 (16)	40	250	0,3	На проушинах
Н.020.26.000 (Н.20.11.000-01)	14 (16)	40	360	0,3	На проушинах
ППТ 05.100	14 (21)	60; 75; 95	1355	0,3	Фланцевый телескопический с тремя ступенями
771-86031А	10 (14)	60; 75	850	0,3	Фланцевый телескопический с тремя ступенями

Таблица А.7

Гидромоторы шестеренные

Тип	Номинальное давление, МПа	Рабочий объем, см ³	Частота вращения, об/мин	Примечание
ГПР-Ф	16	160	60–600	Нерегулируемые
ГПР-Ф	16	200	60–486	Нерегулируемые
ГПР-Ф	16	250	56–378	Нерегулируемые
ГПР-Ф	16	320	45–300	Нерегулируемые
ГПР-Ф	16	400	45–240	Нерегулируемые
ГПР-Ф	16	500	35–190	Нерегулируемые
ГПР-Ф	16	630	25–150	Нерегулируемые
МГП 80	14	80	10–810	Нерегулируемые
МГП 100	14	100	10–650	Нерегулируемые
МГП 125	14	125	10–520	Нерегулируемые
МГП 160	14	160	10–400	Нерегулируемые
МГП 200	11	200	10–325	Нерегулируемые
МГП 315	7	315	10–210	Нерегулируемые
ГМШ 10-М	10	10	75–4800	Нерегулируемые
ГМШ 32-3 ГМШ 100-3	16	32; 50; 100	500–1920	Нерегулируемые
ГМШ 504-2	14	49,1	500–1920	Нерегулируемые
ГМШ 50 У-3	16	50	270–2400	Нерегулируемые

Таблица А.8

Гидромоторы аксиально-поршневые с наклонным блоком

Тип	Номинальное давление, МПа	Рабочий объем, см ³	Частота вращения, об/мин	Примечание
210	20	11,6	50–6000	Нерегулируемые
210	20	28,1	50–5000	Нерегулируемые
310	25	224	50–2000	Нерегулируемые
310	20	56	50–3750	Нерегулируемые
310	20	112	50–3000	Нерегулируемые
303	20	112	50–4000	Регулируемые

Таблица А.9

Гидромоторы радиально-поршневые

Тип	Номинальное давление, МПа	Рабочий объем, см ³	Частота вращения, об/мин	Примечание
МР	21	1126	1–280	Нерегулируемые
МР	21	1809	1–220	Нерегулируемые

Таблица А.10

Гидрораспределители

Тип	Диаметр условного прохода, мм	Номинальное давление, МПа	Номинальный расход, л/мин	Тип управления	Число золотников	Способ разгрузки	Примечание
1	2	3	4	5	6	7	8
P	20	16	100	Ручное	1-4	Через золотник	Золотниковый секционный с защитой от перегрузки
P	32	16	250	Ручное	1-4	Через золотник	Золотниковый секционный с защитой от перегрузки
РС	25	20	160	Ручное	1-6	Через золотник	Золотниковый секционный с защитой от перегрузки
ГГ3	32	32	360	Гидравлическое	3	Через золотник	Золотниковый моноблочный с защитой от перегрузки
ГГ4	32	32	360	Гидравлическое	4	Через золотник	Золотниковый моноблочный с защитой от перегрузки
26.1401	25	14	180	Ручное	3	Через клапан	Клапанный-золотниковый моноблочный
КЭ 1,6-2,5-16	1,6	16	2,5	Электрическое	-	-	Клапанный
P 50	12	16	50	Ручное	1-6	Через клапан	Клапанный-золотниковый секционный трехпозиционный
РЭГ 50-3	12	16	50	Электрогидравлическое	1-6	Через клапан	Клапанный-золотниковый секционный и трехпозиционный напряжение 24 В

1	2	3	4	5	6	7	8
Р 50	12	16	50	Гидравлическое	1-6	Через клапан	Клапанный-золотниковый секционный и трехпозиционный напряжение 24В
Р 80	16	16	80	Ручное	2 или 3	Через клапан	Золотниковый моноблочный с защитой от перегрузки
Р 80	16	16	80	Электрогидравлическое	2	Через клапан	Золотниковый моноблочный с защитой от перегрузки, трехпозиционный, напряжение 24 В
Р 160	25	16	160	Ручное	3	Через клапан	Золотниковый моноблочный с защитой от перегрузки, четырехпозиционный
Р 500	40	16	500	Ручное	1	Через золотник	Золотниковый моноблочный с защитой от перегрузки, четырехпозиционный
Р 12	6	16	12,5	Ручное	1	Через золотник	Золотниковый моноблочный с защитой от перегрузки, четырехпозиционный
Р 80	16	16	80	Ручное	3	Через клапан	Золотниковый моноблочный с защитой от перегрузки, четырехпозиционный
У 7510	8	25	25	Электрическое	1-7	Через клапан	Золотниковый секционный, напряжение 12 или 24 В

Таблица А.11

Обратные клапаны

Тип	Диаметр условного прохода, мм	Номинальное давление, МПа	Номинальный расход, л/мин
К 1	20	32	100
ВМ 4.02.900	10	16	36
530	25	40	320
531	20	40	200
4121	10	25	16
4121	16	25	80

Таблица А.12

Клапаны давления прямого действия

Тип	Диаметр условного прохода, мм	Номинальное давление, МПа	Номинальный расход, л/мин	Примечание
КР 16.16.000	16	10	63	Простой
КР 300	32	16	300	Простой
КП 16.16.000	16	16	63	С обратным клапаном
КП 16.2.5.000	16	2,5	63	С обратным клапаном
ГА-76070	3,2	10	0,63	Простой
77.72А.013-1Б	4	8	16	Простой
47-15-130	–	0,2	90	Простой
46-15-139	–	0,25	130	Простой
46-15-129	–	1,1	90	Простой
46-15-138	–	0,5	130	Простой
520	25	10–32	250	Простой
521	20	10–32	160	Простой
520; 521	16	10–32	100	Простой
520	20	10–32	160	Простой

Таблица А.13

Редукционные клапаны

Тип	Диаметр условного прохода, мм	Давление настройки, МПа	Номинальный расход, л/мин	Примечание
60	8	0,65–2,5	16	С ручным управлением

Таблица А.14

Предохранительные клапаны непрямого действия

Тип	Диаметр условного прохода, мм	Давление настройки, МПа	Номинальный расход, л/мин	Примечание
ГК 2	20	1–40	360	Без электрозагрузки
НГ 16-50-16	16	16	50	С электрозагрузкой
КЭ 500-3	40	16	50	С электрозагрузкой
510	20	1–50	250	Без электрозагрузки
510	32	1–50	400	С электрозагрузкой
940	20	2–32	160	С электрозагрузкой

Таблица А.15

Дроссели

Тип	Диапазон расхода, л/мин	Диаметр условного прохода, мм	Номинальное давление, МПа	Примечание
ДОК 16.000	40–63	16	10	Путевой с обратным клапаном
629	12,5–320	32	32	С ручным управлением с обратным клапаном

Таблица А.16

Фильтры

Тип	Фильтрующий элемент	Номинальное давление, МПа	Номинальная толщина фильтра, мкм	Пропускная способность, л/мин	Примечание
1.1	Бумага	0,63	25	100; 250	Сливной с перепускным клапаном и электрической индикацией засорения
1.1	Бумага	0,63	25	100; 250	Сливной с перепускным клапаном
1.1	Бумага	1,6	25	63; 100	Напорный с перепускным клапаном
1.1	Бумага	20	10	63; 100	Напорный с перепускным клапаном с визуальной индикацией засорения
ФВН 10-63	Бумага	0,06	10	63	Всасывающий с визуальной индикацией засорения

Приложение Б

Характеристики направляющей, регулирующей аппаратуры

Таблица Б.1

Теплообменники

Тип	Номинальный расход, л/мин	Максимальная рассеиваемая мощность при $\Delta t = 35$ °С, кВт	Примечание
КМ6-СК	320	18,8	Воздушный
КМ6-СК	450	38,7	Воздушный

Таблица Б.2

Гидроаккумуляторы

Тип	Номинальное давление, МПа	Вместимость, дм ³	Примечание
150.37.044-1	10	0,16	Пружинный
АП60.000-01	10	6,3	Поршневой
80-4609010	10	0,118	Пружинный
80-4609070	10	0,118	Пружинный
АПГ 1.16.000	10	1,0	Мембранный

Таблица Б.3

Манометры

Тип	Диапазон измерения, МПа	Точность, %	Примечание
1	2	3	4
МТП-1...МТП-4	0,1–40	1,5; 2,5; 4,0	–
МТ	0,1–40	4,0	–
МПЗ-У; МП4-У; ВПЗ-У; МВПЗ-УО; МВП4-У	–0,1–160	1,0; 1,5; 2,5	Вакуумметр
МПЗА-У; МВПЗА-У	0,1–0,6; 0,06–2,4	1,5; 2,5	Вакуумметр
МП4А-У; МВП4А-У	–0,1–2,4	1,5; 2,5	Вакуумметр
ВП4-СМ-Г	–0,1 – –0,5	1,5; 2,5	Мановакуумметр
МДФ1-100	0–1	1,5	Манометр дифференциальный

Окончание табл. Б.3

1	2	3	4
МДП4-СМ-Т	-0,1-0,9	1,5	Манометр дифференциальный
ВЭ-16-Р6	-0,1-160	1,5	-
МПЭ-МИ	0,1-60	1,0; 1,5	Малогабаритный
МП; МП2	0,6-16	1,5; 2,5	-
МП3	0,06-60	1,5	-
МТП (МВТП)-160А	-0,1-60	1,5	Вакуумметр
В-ЗВУ	0,06-2,4 -0,1	1,5; 2,5	Вакуумметр
МТП-100 / 1-ВУМ	0-1	2,5	-
ОБМ-100 БФ	0,1-6	2,5	-

Таблица Б.4

Расходомеры

Тип	Диапазон измерения, л/мин	Точность измерения, %	Примечание
ШЖУ-25-16	38-50	0,5; 0,25	Счетчики жидкости
ШЖУ-40Ц-60	33-280	0,5	Счетчики жидкости
ВЖУ-100-0,6	-	-	Расходомер со счетчиком

Таблица Б.5

Рукава высокого давления

Тип	Диаметр условного прохода, мм	Длина, м	Рабочее давление, МПа	Примечание
1	2	3	4	5
11-10-Н036.82.010 (11-10-Н036.82.290)	10	0,2-2,2	21,5	-
Т16.55.042	10	2,0	21,5	Составной
11-25Н036.88.020 (11-25Н036.88.040)	25	0,82 (0,92)	32	-
11-25Н036.88.320 (11-25Н036.88.370 и 11-25Н036.88.460)	25	0,83 (1,23 и 2,13)	32	-
11-25Н036.88.750	25	2,6	32	-

Окончание табл. Б.5

1	2	3	4	5
Н.036.88.890	25	1,43	32	–
Н.036.72.000	16	–	16 (20)	–
Н.036.69.000	16	–	16 (22)	–
РВДЗ	16	0,45–2,25	20	–
РВД	25,32	0,43–2,28	25	–
Н.036.83.100...160	12	0,33–1,8	21	–
Н.036.85.010...140	16	0,25–2,2	16,5	–
Н.036.67.000	6	–	16 (22)	–
Н.036.50.000	12	–	14 (17,5)	Разрывная муфта
Н.036.52.000	16	–	14 (17,5)	Разрывная муфта
РВД	8	0,45–2,25	25	–
РВД	10	0,45–2,25	21,5	–
РВД	12	0,45–2,25	21	–
РВД	20	0,45–2,25	15	–
РВДЗ	8	0,45–2,25	30	–
РВДЗ	10	0,45–2,25	28	–
РВДЗ	12	0,45–2,25	25	–
РВДЗ	20	0,45–2,25	16	–
РВД	16	0,45–2,25	34	–
РВД	20	0,45–2,25	16	–
РВД	20	0,45–2,25	30	–

Приложение В

Техническая характеристика пневматических устройств

Таблица В.1

Пневмоцилиндры двустороннего действия

Тип	Номинальное давление, МПа	Диаметр, мм	Ход, мм	Максимальное усилие, Н	Примечание
1	2	3	4	5	6
1012-80; 1022-80	1	80	32; 40; 50; 60; 80; 100; 125; 160; 200; 220; 250	4300	Крепление на удлиненных стяжках
1012-100; 1022-100	1	100	32; 40; 50; 60; 80; 100; 125; 160; 200; 220; 250	6750	Крепление на удлиненных стяжках
1012-125; 1022-125	1	125	32; 40; 50; 60; 80; 100; 125; 160; 200; 220; 250	10600	Крепление на удлиненных стяжках
1012-160; 1022-160	1	160	32; 40; 50; 60; 80; 100; 125; 160; 200; 220; 250	18100	Крепление на удлиненных стяжках
11-80	1	80	32; 40; 50; 60; 80; 100; 125; 160; 200; 220; 250	4300	Крепление на лапах
11-100	1	100	32; 40; 50; 60; 80; 100; 125; 160; 200; 220; 250	6750	Крепление на лапах
11-125	1	125	32; 40; 50; 60; 80; 100; 125; 160; 200; 220; 250	10600	Крепление на лапах
11-160	1	160	32; 40; 50; 60; 80; 100; 125; 160; 200; 220; 250	18100	Крепление на лапах
12-100	1	100	32; 40; 50; 60; 80; 100; 125; 160; 200; 220; 250	6750	Крепление на переднем фланце
12-125	1	125	32; 40; 50; 60; 80; 100; 125; 160; 200; 220; 250	10600	Крепление на переднем фланце
12-160	1	160	32; 40; 50; 60; 80; 100; 125; 160; 200; 220; 250	18100	Крепление на переднем фланце

Окончание табл. В.1

1	2	3	4	5	6
13-100	1	100	32; 40; 50; 60; 80; 100; 125; 160; 200; 220; 250	6750	Крепление на заднем фланце
13-125	1	125	32; 40; 50; 60; 80; 100; 125; 160; 200; 220; 250	10600	Крепление на заднем фланце

Таблица В.2

Пневмораспределители с ручным (ножным) управлением

Тип	Номинальное давление, МПа	Условный проход, мм	Количество линий / число позиций
ПКБ141204	0,25–1,0	12	3 / 2
ПКБ141604	0,25–1,0	16	3 / 2
ПКБ142004	0,25–1,0	20	3 / 2
ПКБ142504	0,25–1,0	25	3 / 2

Таблица В.3

Пневматические армированные трубопроводы

Тип	Внутренний диаметр, мм	Наружный диаметр, мм
РНД	6; 8; 10; 12; 15; 20; 25	14; 15,5; 17,5; 21,25; 29; 35

Приложение Г

Стандартные характеристики гидроприводов

Таблица Г.1

Величины основных параметров гидроприводов

Параметр	Величина
Номинальное давление, МПа	0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250
Номинальный расход жидкости, л/мин	1; 1,6; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500
Условные проходы, 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
Номинальная вместимость гидробаков, гидро- и пневмоаккумуляторов и пр., л	0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500; 3200; 4000; 5000; 6300; 8000; 10 000; 12 500; 16 000; 20 000; 25 000

Таблица Г.2

Основные размеры стальных бесшовных холоднодеформируемых труб по ГОСТ 8734-75*

Наружный диаметр*, мм	Толщина стенки**, мм
5	0,3–1,5
6	0,3–2
7–9	0,3–2,5
10–12	0,3–3,5
13–15	0,3–4
16–19	0,3–5
20	0,3–6
21–23	0,4–6
24	0,4–6,5
25–28	0,4–7
30–36	0,4–8
38; 40	0,4–9
42	1–9

Окончание табл. Г.2

Наружный диаметр*, мм	Толщина стенки**, мм
45; 48	1–10
50–76	1–12
80–95	1,2–12
100–108	1,5–18
110–130	1,5–22
140	1,6–22
150	1,8–22
160	2–22
170; 180	2–24
190	2,8–24
200–220	3–24
240; 250	4,5–24

Примечание:

* В указанных пределах брать из ряда: 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 21; 22; 23; 25; 26; 27; 28; 30; 32; 34; 35; 36; 38; 40; 50; 51; 53; 54; 56; 57; 60; 63; 65; 68; 70; 73; 75; 76; 80; 83; 85; 89; 90; 95; 100; 102; 108; 110; 120; 130; 200; 210; 230 мм.

** В указанных пределах брать из ряда: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2; 2,2; 2,5; 2,8; 3; 3,2; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 6,5; 7; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24 мм.

Таблица Г.3

Основные размеры медных труб по ГОСТ 617-90

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм
3	0,5; 0,6; 0,8
4	0,5; 0,6; 0,8; 1
5	0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,2
6; 8; 10	0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,2; 1,5; 2
12	0,8; 1; 1,2; 1,5; 2
13; 14	1; 1,5; 2; 2,5; 3
16	0,8; 1; 1,2; 1,5; 2; 3; 3,5
18	1; 1,5; 2; 3; 3,5; 4
20	1; 1,2; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5
22	1; 1,2; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6
24	1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 7
26	1; 1,5; 2; 2,5; 3; 5; 6; 7

Окончание табл. Г.3

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм
28	1; 1,2; 1,5; 2; 3; 5
30	1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 5
32	1; 1,2; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 4,5; 5
34	1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 6
35	1; 1,2; 1,5; 2,5; 5
36	1,2; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 7
38	1; 1,5; 2,5; 3; 4
40	1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5
42	1; 1,2; 1,5; 2; 2,5
45	1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 5
48	1,5; 2; 3; 4; 5
50	1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5
53	1,5; 2; 3; 3,5; 4
55	1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 5
58	2,5; 3,5; 4; 4,5; 6
60	1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 5
63	1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 7
65	2; 2,5; 3; 3,5; 5; 7; 10
70; 75	1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 5
80	1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8
85	1,5; 2; 2,5; 3,5; 4; 4,5; 5; 7; 10
90	1,5; 2,5; 3,5; 4,5; 5
95	1,5; 2; 2,5; 3; 5
100	1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 5; 6; 7; 8; 10

Таблица Г.4

Плотность жидкостей при температуре 20 °С

Масло	Плотность, кг/м ³
Индустриальное 12 / И-12	876–891
Индустриальное 20 / И-20	881–901
Индустриальное 30 / И-30	886–916
Веретенное АУ	886–896
АМГ-10	851–870

Таблица Г.5

Значения коэффициентов местных сопротивлений

Тип сопротивления	Значение коэффициентов
Распределитель золотниковый	3–5
Клапан предохранительный или обратный	2–3
Дроссель	2–2,2
Фильтр	2–3
Внезапное расширение	0,8–0,9
Внезапное сужение	0,5–0,7
Штуцер, переходник	0,1–0,15
Прямое колено	1,3–1,5
Тройник	1–2,5

График зависимости кинематического коэффициента вязкости от температуры

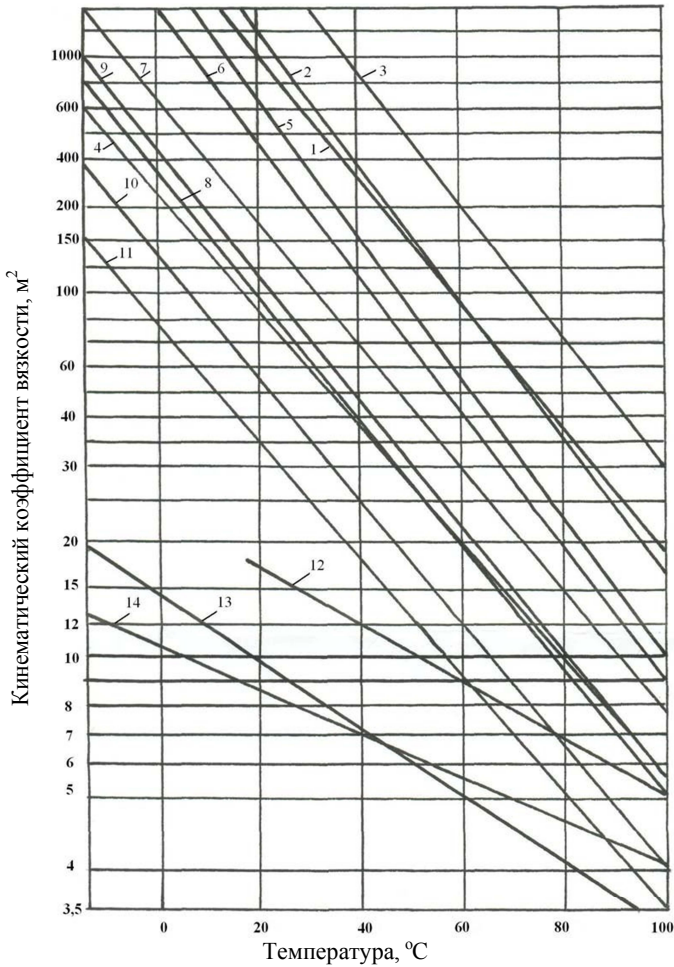


Рис. Д1. График зависимости кинематического коэффициента вязкости от температуры:

- 1 – глицерин; 2 – касторовое масло; 3 – цилиндрическое Ц-24; 4 – ВНИИ НП-401;
- 5 – промышленное И-50; 6 – промышленное И-45; 7 – промышленное И-30;
- 8 – промышленное И-20; 9 – турбинное; 10 – веретенное АУ, промышленное И-12;
- 11 – трансформаторное; 12 – АМГ-10; 13 – полисилоксановая жидкость;
- 14 – жидкость ЖРМ-1

Условные обозначения на гидравлических схемах

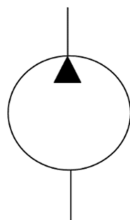


Рис. Е.1. Насос нерегулируемый

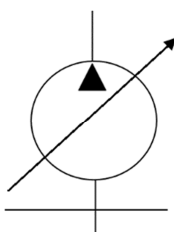


Рис. Е.2. Насос регулируемый

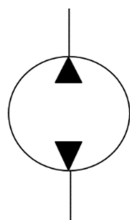


Рис. Е.3. Насос реверсивный

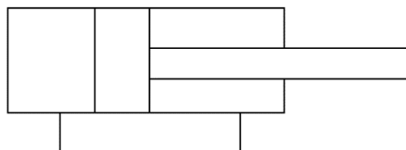


Рис. Е.4. Гидроцилиндр поршневой

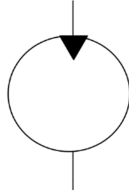


Рис. Е.5. Гидромотор

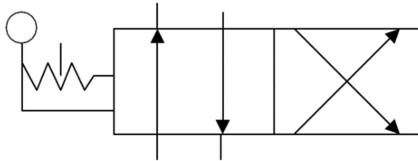


Рис. Е.6. Гидрораспределитель секционный с ручным управлением

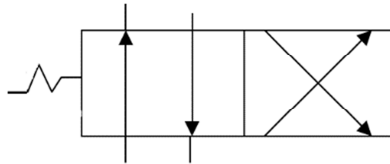


Рис. Е.7. Гидрораспределитель с механическим управлением

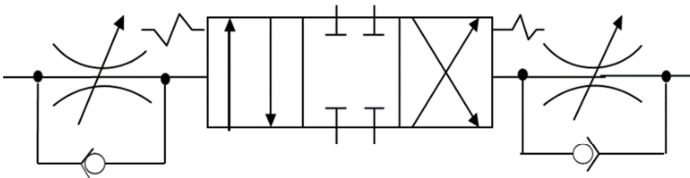


Рис. Е.8. Гидрораспределитель с гидравлическим управлением

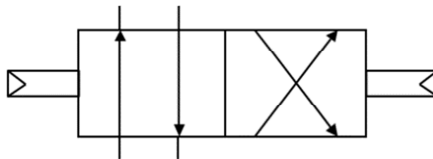


Рис. Е.9. Гидрораспределитель с пневматическим управлением

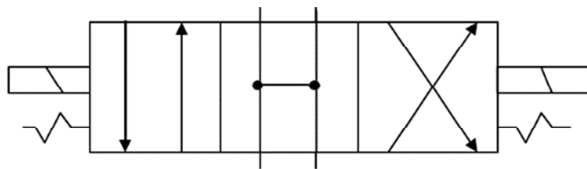


Рис. Е.10. Гидрораспределитель с электрическим управлением

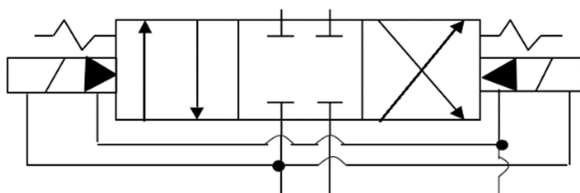


Рис. Е.11. Гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением

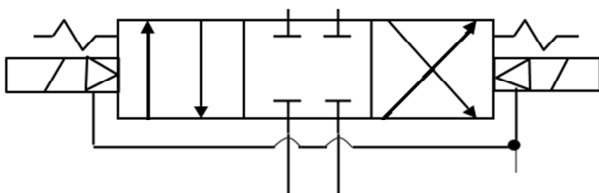


Рис. Е.12. Гидрораспределитель с электропневматическим управлением

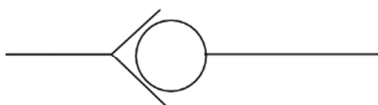


Рис. Е.13. Гидроклапан обратный

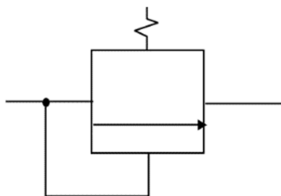


Рис. Е.14. Гидроклапан предохранительный прямого действия

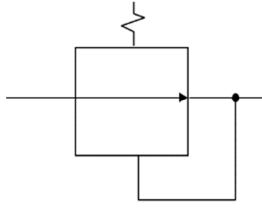


Рис. Е.15. Гидроклапан редукционный непрямого действия



Рис. Е.16. Гидродроссель регулируемый

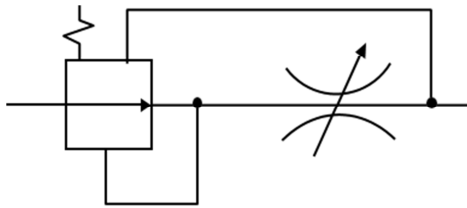


Рис. Е.17. Регулятор расхода двухлинейный

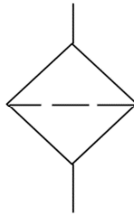


Рис. Е.18. Фильтр

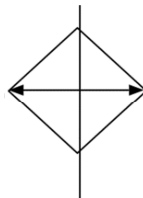


Рис. Е.19. Теплообменник



Рис. Е.20. Гидроаккумулятор



Рис. Е.21. Манометр

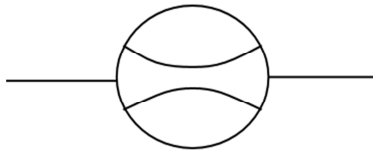


Рис. Е.22. Расходомер

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Расчет мощности и подачи насоса системы питания рулевого управления с гидроусилителем. Выбор насоса	4
2. Выбор управляющей и распределительной гидроаппаратуры	6
3. Расчет диаметров трубопроводов	6
4. Определение потерь давления рабочей жидкости в гидросистеме	7
5. Расчет КПД гидропривода управления	11
6. Выбор силовых гидроцилиндров систем управления	12
7. Расчет гидроцилиндра на допустимую деформацию	13
8. Расчет и выбор гидромотора гидрообъемной передачи	13
9. Определение объема масляного бака питающей системы	14
10. Тепловой расчет гидросистемы управления	15
11. Расчет гидрообъемного привода рулевого управления	16
Список использованных источников	20
Приложение А	21
Приложение Б	31
Приложение В	34
Приложение Г	36
Приложение Д	40
Приложение Е	41

Учебное издание

ГИДРОСИСТЕМЫ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Пособие

для студентов специальностей

1-37 01 03 «Тракторостроение», 1-37 01 04 «Многоцелевые
гусеничные и колесные машины (по направлениям)»,
1-37 01 05 «Электрический и автономный транспорт»

Составители:

ПОВАРЕХО Александр Сергеевич

РАХЛЕЙ Андрей Иванович

Редактор *Е. И. Бенищевич*

Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 01.12.2022. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 2,73. Уч.-изд. л. 1,19. Тираж 100. Заказ 621.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.