



УЧЕБНИКИ И УЧЕБНЫЕ ПОСОБИЯ
ДЛЯ СТУДЕНТОВ ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ



ГИДРАВЛИКА И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Допущено Главным управлением высших учебных заведений Министерства сельского хозяйства и продовольствия Российской Федерации в качестве учебного пособия для студентов сельскохозяйственных вузов по специальности "Механизация сельского хозяйства"



МОСКВА "КОЛОС" 1995

ББК 31.56я73

Г46

УДК 621.22(075.8)

Авторы: З. В. Ловкис, В. Е. Бердышев, Э. В. Костюченко, В. В. Дейнега
Редактор М. Н. Ершова
Рецензент доцент, кандидат техн. наук А. А. Киров (Самарский
сельскохозяйственный институт)

Г46 **Гидравлика и гидравлические машины** / З. В. Ловкис,
В. Е. Бердышев, Э. В. Костюченко, В. В. Дейнега. – М.: Колос,
1995. – 303 с.: ил. – (Учебники и учеб. пособия для высш. учеб.
заведений).

ISBN 5-10-003195-6

Рассмотрены общие вопросы теории гидравлики, классификация и применение гидравлических машин в сельскохозяйственном производстве. Изложены характеристики, порядок расчета и проведения испытаний гидропередач и гидроприводов. Изложены материалы по водоснабжению и гидромелиорации.

Для студентов высших учебных заведений по специальности "Механизация сельского хозяйства".

Г 3703000000 – 018 Без объявления
035(01) – 95

ББК 31.56я73

ISBN 5-10-003195-6

© Коллектив авторов, 1995

ПРЕДИСЛОВИЕ



Гидравлика изучает законы равновесия и движения жидкости, а также разрабатывает методы их применения для решения различных технических задач. Главнейшие области применения гидравлики — гидротехника, мелиорация, водное хозяйство, гидроэнергетика, водоснабжение, канализация, водный транспорт, машиностроение, авиация и т. д.

Гидравлика, опираясь на такие науки, как высшая математика, физика, теоретическая механика, сопротивление материалов, в свою очередь, служит базой для проектирования турбин, насосов, гидродинамических передач, гидроприводов, гидравлических машин, гидропневмотранспорта, а также оборудования и машин для водоснабжения, канализации, орошения и осушения.

При исследовании гидравлических явлений и расчетах применяют аналитический и экспериментальный методы. В аналитическом методе используют уравнения механики и получают уравнения движения и равновесия жидкости, устанавливающие зависимости между кинематическими и динамическими характеристиками движущейся жидкости.

Ввиду сложности строения жидкостей аналитические исследования проводят для модельных жидкостей, облегчающих применение уравнений механики. Например, используют модель невязкой жидкости, которая в отличие от всех имеющихся в природе и технике лишена вязкости. Жидкость рассматривают как непрерывную сплошную среду, а все параметры, характеризующие ее движение, считают непрерывными. На основе этих предпосылок можно получить дифференциальные уравнения равновесия и движения жидкости.

Во многих случаях в гидравлике рассматривают одномерные задачи, в которых достаточно знать только средние по сечениям значения гидравлических параметров, определяющих изучаемое гидравлическое явление.

Данное учебное пособие предназначено будущим инженерам-механикам сельскохозяйственного производства. Им необходимо знать теоретические основы использования жидкостей при решении практических задач, возникающих как на производстве, так и в социальной сфере.

Важность и значение дисциплины "Гидравлика и гидравлические машины" резко возрастают в связи с быстрым развитием гидромеханизации сельскохозяйственных процессов и многократным увеличением использования разнообразных по назначению и широким по номенкла-

туре гидросистем и машин. Знание этой дисциплины необходимо специалистам при ремонте и эксплуатации систем водоснабжения (очистке, снабжении объектов водой и т. п.), расчете и изготовлении отдельных емкостей для жидкостей (воды, топливосмазочных материалов, навозной жижи и т. п.), установке норм расхода (опрыскивании, внесении жидких удобрений, ядохимикатов, дождевании и т. п.), эксплуатации гидросистем приводов сельскохозяйственной техники.

Учебное пособие охватывает в целом комплекс основных вопросов, связанных с использованием водных ресурсов в сельском хозяйстве и применением гидромашин в сельскохозяйственном производстве. Оно написано в соответствии с программой для подготовки студентов по специальностям "Механизация сельскохозяйственного производства" и "Электрификация и автоматизация сельскохозяйственного производства".

Главы 3, 5 и 7 написаны З. В. Ловкисом, главы 1, 6 и 9 — В. Е. Бердышевым, глава 2 — Э. В. Костюченко, главы 4 и 8 — В. В. Дейнега.

I. ГИДРАВЛИКА



Гидравлика – наука, изучающая законы движения и равновесия жидкостей, а также способы приложения этих законов к решению инженерных задач. Процессы, протекающие в жидкостях или с их участием, могут иметь различный характер в зависимости от свойств самих жидкостей (плотности, вязкости, упругости, содержания воздушных составляющих, механических примесей, воды), а также внешних условий (теплового режима, давления и др.). При изменении свойств жидкостей могут возникнуть нарушения выполняемых процессов и выйти из строя гидравлические машины.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЖИДКОСТЯХ, ИХ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И ХАРАКТЕРИСТИКИ

Жидкость – агрегатное состояние вещества, сочетающее в себе свойства твердого (сохранение объема, определенная прочность на разрыв) и газообразного (изменчивость формы) состояния.

Жидкость – физическое тело, обладающее свойством абсолютной текучести, вследствие чего она не имеет собственной формы и поэтому в состоянии равновесия принимает форму сосуда, в котором находится.

Молекулы в жидкостях находятся на пределе действия сил межмолекулярного притяжения, поэтому тепловое движение молекул состоит не только из колебательных движений в углах кристаллической решетки, как в твердых телах, но также из хаотичных перемещений (скачков) отдельных молекул из одной группы молекул в другую. В жидкостях, как и в газах, происходит диффузия молекул с частотой $10^{11} \dots 10^{12} \text{ с}^{-1}$. Для высокомолекулярных переохлажденных жидкостей эта частота меньше.

При повышении температуры свойства жидкостей приближаются к свойствам газов, при понижении – к свойствам твердых тел.

Основные критерии оценки качества рабочей жидкости – плотность, вязкостно-температурные свойства, химическая и физическая стабильности, агрессивность по отношению к уплотнениям и др.

1.1. ПЛОТНОСТЬ

Для характеристики распределения массы в пространстве, занятом жидкостью, обычно пользуются величиной, называемой плотностью. Среднее значение плотности среды в некотором малом объеме опреде-

ляют как отношение массы Δm , заключенной в этом объеме, к самому объему ΔV , т. е. $\rho_{\text{ср}} = \Delta m / \Delta V$.

Плотность при равномерном распределении массы, кг/м^3 ,

$$\rho = m / V. \quad (1.1)$$

Если какая-либо среда в каждой своей точке имеет $\rho \neq 0$, то она называется сплошной.

В технических задачах, рассматриваемых в гидравлике, размеры тел и взаимодействующих с ними частиц жидкости намного превышают межмолекулярные расстояния, которые в жидкостях имеют порядок 10^{-7} см, а в газах при атмосферном давлении — 10^{-5} см. Поэтому жидкости и газы воспринимаются как сплошная среда, масса которой равномерно распределена по объему. При указанных обстоятельствах можно вместо реальной жидкости, состоящей из отдельных молекул, рассматривать жидкость как сплошную среду. Это упрощает использование математического аппарата, делая возможным применение теории непрерывных функций.

Наиболее простые решения возможны в этом случае, если среда однородная, т. е. в каждом элементарном объеме $\rho = \text{const}$.

На практике пренебрегают изменением плотности среды и влиянием примесей либо считают их равномерно распределенными по объему.

Плотность (табл. 1) минеральных жидкостей колеблется в пределах $\rho = 830 \dots 940 \text{ кг/м}^3$, а воды — $\rho = 1000 \dots 1010 \text{ кг/м}^3$.

1. Плотность и удельный вес некоторых жидкостей при температуре 20°C

Жидкость	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\gamma, \text{Н/м}^3$
Вода	1000	9810
Бензин	680...740	6670...7260
Глицерин	1260	12240
Керосин	790...820	7550...8000
Спирт	790	7750
Ртуть	13550	132800
Нефть	700...900	6860...8830
Масло:		
машинное	898	8800
минеральное	890...960	8730...9420
Воздух	1,29	12
Молоко	1026	10070

На жидкость и любые другие тела, обладающие массой, действует сила тяжести G . Параметром, характеризующим распределение силы тяжести по объему жидкости V , является удельный (объемный) вес, Н/м^3 ,

$$\gamma = G / V. \quad (1.2)$$

Следовательно, его можно рассматривать как силу тяжести, приходящуюся на единицу объема жидкости.

Удельный вес и плотность связаны зависимостью, вытекающей из второго закона Ньютона, т. е.

$$\gamma = \rho g. \quad (1.3)$$

Плотность жидкости зависит от температуры, поэтому с изменением последней изменяется также и удельный вес жидкости. Указанная зависимость характеризуется температурным коэффициентом объемного расширения $\alpha_{ж}$, представляющим собой физическую величину, выражающую относительное изменение объема жидкости при изменении температуры на 1 °C, т. е.

$$\alpha_{ж} = \Delta V / V_0 / \Delta t, \quad (1.4)$$

где $\Delta V / V_0$ — относительное изменение рассматриваемого начального объема V_0 жидкости [здесь $\Delta V = V - V_0$ (V_0 и V — объемы жидкости соответственно при температурах t_0 и t)]; $\Delta t = t - t_0$ (здесь t_0 и t — начальная и конечная температуры жидкости).

Следовательно, новый объем жидкости при температуре t

$$V = V_0 + \Delta V = V_0 (1 + \alpha_{ж} \Delta t). \quad (1.5)$$

Плотность жидкости ρ при заданной температуре $t = t_0 + \Delta t$

$$\rho = \rho_0 / (1 + \alpha_{ж} \Delta t), \quad (1.6)$$

где ρ_0 — начальная плотность.

Значение температурного коэффициента объемного расширения для минеральных масел можно принять в диапазоне давлений 0... 20 МПа равным $5 \cdot 10^{-4} < \alpha_{ж} < 8,4 \cdot 10^{-4}$, причем нижний предел соответствует 40 °C, а верхний — 80 °C.

Максимальное значение температурного коэффициента объемного расширения имеют синтетические жидкости, например, для силиконов $7,8 \cdot 10^{-4} < \alpha_{ж} < 10,0 \cdot 10^{-4}$.

Поскольку плотность капальных жидкостей изменяется с изменением температуры в распространенном температурном диапазоне незначительно, при гидравлических расчетах во многих случаях достаточно принять постоянными значения этих параметров. Но при некоторых условиях такое допущение может привести к нарушениям функционирования гидросистемы в результате объемного расширения жидкости при изменении ее температуры, т. е. в результате нагрева может произойти переполнение жидкостью резервуаров и их разрушение.

При нагревании жидкости вследствие разницы в значении температурного коэффициента объемного расширения жидкости и металлов происходит повышение давления Δp . При изменении температуры от t_1 до t_2

$$\Delta p = E_{\text{ж}} (\alpha_{\text{ж}} - \alpha_{\text{м}}) (t_2 - t_1), \quad (1.7)$$

где $E_{\text{ж}}$ — объемный модуль упругости жидкости; $\alpha_{\text{ж}}$ и $\alpha_{\text{м}}$ — температурные коэффициенты объемного расширения жидкости и металла, из которого изготовлен гидравлический элемент.

Однако, поскольку для распространенных рабочих жидкостей с объемным модулем сжатия $E_{\text{ж}} = 1400 \dots 2000$ МПа плотность ρ при давлениях порядка 15...20 МПа незначительно отличается от плотности ρ_0 при нулевом давлении, при расчете гидросистем можно допустить, что плотность не зависит от давления.

1.2. ВЯЗКОСТЬ

Одно из важнейших свойств реальной жидкости, проявляющихся при движении, — вязкость, которая характеризуется способностью жидкости сопротивляться деформации сдвига или скольжению ее слоев при воздействии внешних сил. Различают объемную и тангенциальную вязкости. Объемная вязкость проявляется при сжатии и растяжении жидкости, вызывая сдвиг по фазе между объемной деформацией и давлением и рассеивание энергии при упругих колебаниях. Тангенциальная вязкость показывает способность жидкости сопротивляться сдвигу одного слоя относительно другого. Объемную вязкость рабочих жидкостей обычно не учитывают при проведении технических расчетов.

При течении жидкости вследствие внутреннего трения возникают касательные силы. Согласно закону Ньютона касательное напряжение трения τ между двумя слоями прямолинейно движущейся вязкой жидкости пропорционально отнесенному к единице длины изменению скорости по нормали к направлению движения, т. е.

$$\tau = \pm \mu \, d v / (d n), \quad (1.8)$$

где μ — коэффициент динамической вязкости; $d v / (d n)$ — градиент скорости по нормали к поверхности (здесь v — скорость движения жидкости); n — расстояние между слоями жидкости, перпендикулярное к направлению движения.

Вязкость проявляется лишь при течении жидкости, а в покоящейся жидкости касательные напряжения равны нулю. Отсюда следует, что в жидкостях касательные напряжения зависят от скорости перемещения частиц жидкости относительно друг друга, в то время как в твердых телах касательные напряжения определяются величиной взаимного смещения частиц тела. В этом проявляется одно из характерных отличий жидкостей от твердых тел.

Жидкости, у которых вязкостные напряжения определяют по формуле (1.8), называются ньютоновскими. К ним относятся, например, вода, бензин, спирт и др.

В дальнейшем были обнаружены вещества, внешне аналогичные жидкостям, но не подчиняющиеся рассмотренному закону; к ним,

например, относятся концентрированные капиллярные растворы и другие так называемые структурные гидросмеси.

В гидравлических расчетах потоков применяют отношение коэффициента динамической вязкости μ к плотности ρ жидкости, которое называется коэффициентом кинематической вязкости, т. е.

$$\nu = \mu / \rho. \quad (1.9)$$

Единица измерения коэффициентов динамической вязкости — $\text{Н} / (\text{м}^2 \cdot \text{с})$ (пуаз), а кинематической вязкости — $\text{м}^2/\text{с}$.

Вязкость масла по ГОСТу дается при температуре 50 °С.

Причина вязкости в жидкостях — межмолекулярное притяжение, которое преодолевается при смещении частиц жидкости относительно друг друга. Поэтому в покоящейся жидкости силы вязкости отсутствуют. С увеличением температуры связь между молекулами уменьшается и соответственно снижаются коэффициенты μ и ν (табл. 2).

2. Зависимость коэффициента кинематической вязкости ν некоторых жидкостей от температуры

Жидкость	Коэффициент кинематической вязкости (в $\text{см}^2/\text{с}$) при температуре, °С						
	0	10	20	30	40	50	60
Вода	0,0180	0,0130	0,0100	0,0080	0,0067	0,0056	0,0048
Бензин	0,0108	0,0990	0,0073	0,0065	0,0059	0,0054	0,0049
Керосин	0,0040	—	0,0250	—	0,0180	0,0150	0,0110
Молоко	—	0,024	0,017	—	—	—	—
Спирт	—	0,019	0,0151	0,013	0,010	—	—
Масло моторное	18	7,5	3,0	1,3	0,65	0,5	0,28

Для определения вязкости наибольшее распространение получили вискозиметры Пинкевича, Оствальда и Энглера. Нагретая до желаемого состояния жидкость истекает в определенном объеме через калиброванное отверстие, а время истечения фиксируется секундомером. Коэффициент кинематической вязкости при определении прибором Оствальда вычисляют по формуле

$$\nu = c \tau,$$

где c — постоянная прибора, определяемая опытным путем из сопоставления протекания испытуемой жидкости и воды; τ — время истечения жидкости.

При замере вязкости с помощью вискозиметра Энглера используют относительные вязкости. Время истечения 200 см^3 испытуемой жидкости из вискозиметра Энглера называют вязкостью в секундах Энглера. Отношение этого времени к времени истечения дистиллированной

воды при температуре 4 °С в том же вискозиметре называют вязкостью в градусах Энглера (Е°), причем

$$\nu = 0,0732 E^\circ - \frac{0,0631}{E^\circ}. \quad (1.10)$$

С повышением температуры вязкость жидкостей понижается. На рисунке 1.1, а показаны кривые зависимости вязкости применяемых в гидросистемах минеральных масел от температуры. Чем меньше изменяется вязкость с изменением температуры, тем выше качество и лучше эксплуатационные свойства рабочей жидкости.

Зависимость вязкости от температуры определяют с помощью уравнения

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n, \quad (1.11)$$

где n — показатель степени, зависящий от вязкости рабочей жидкости при температуре 50 °С.

Уравнение (1.11) справедливо для легких минеральных жидкостей при $n \leq 2,77$ в температурном интервале 30...150 °С, а для тяжелых минеральных жидкостей при $n \geq 2,77$ — в интервале 40...110 °С.

Температурный предел работоспособности минеральных жидкостей для закрытых систем ограничивается значением 120 °С. Коэффициент теплопроводности минеральных жидкостей $K_{\text{тп}} = 0,3$ ккал / (см · с · °С) — количество теплоты, проходящее в 1 с через слой толщиной 1 см и площадь 1 см². При использовании жидкостей с высокой зависимостью вязкости от температуры затруднена работа гидросистемы в зимних условиях эксплуатации.

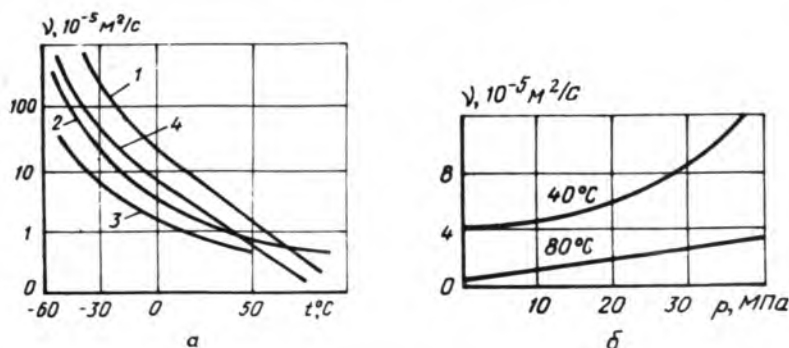


Рис. 1.1. Зависимости вязкости жидкостей:

а — от температуры (1 — АУ; 2 — АМГ-10; 3 — ЖРМ; 4 — М-10Г); б — от давления

Изменение параметров вязкости жидкости от температуры приводит к нежелательным явлениям: возрастают утечки в элементах гидропривода, падают подача насоса и мощность гидромоторов, меняется динамика гидропривода. При работе в тяжелых полевых условиях на сельскохозяйственные машины и гидросистемы действуют значительные колебания температуры как в течение года, так и за одни сутки. В летнее время перепады температуры за суточное время эксплуатации могут колебаться от 20 °С (на территории европейской части) до 50 °С (на территории Средней Азии).

Для обеспечения высокой долговечности гидропривода машин необходимо учитывать условия эксплуатации.

Вязкость жидкостей зависит также от давления и увеличивается с ростом последнего (рис. 1.1, б).

При практических расчетах зависимость вязкости минеральных жидкостей, применяемых в гидросистемах, от давления можно подсчитать по приближенному выражению

$$\nu_p = \nu (1 + k p), \quad (1.12)$$

где ν_p и ν — коэффициенты кинематической вязкости при давлении p и атмосферном; k — коэффициент, зависящий от сорта жидкостей (для легких при $\nu_{50} < 15 \text{ мм}^2/\text{с}$ $k = 0,002$ и для тяжелых при $\nu_{50} > 15 \text{ мм}^2/\text{с}$ $k = 0,003$); p — давление жидкости.

В качестве рабочей жидкости (табл. 3) гидропривода чаще всего используют загущенные минеральные жидкости, представляющие собой раствор полимерной присадки на маловязкой масляной основе. Благодаря присадкам увеличивается вязкость при повышенных температурах, сохраняется или улучшается значение температурного градиента вязкости. В гидроприводах транспортных установок во всех климатических зонах используют загущенные минеральные жидкости АМГ-10 на нефтяной основе. В качестве рабочих жидкостей гидроприводов, работающих в помещениях, чаще всего используют минеральные жидкости АУ на нефтяной основе. Минеральные жидкости ЖРМ на силиконовой основе с присадкой применяют в авиационных гидроприводах, а жидкость М-10 и др. — на сельскохозяйственных машинах.

3. Основные характеристики рабочих жидкостей

Параметр	ДС-8	ДС-11	М-8Г	М-10Г
Кинематическая вязкость при 100° · 10 ⁻⁶ , м ² /с	7,5...8,5	10,5...11,5	7,5...8,5	10,5...11,5
Содержание механических примесей, %, не более	0,01	0,01	0,01	0,01
Содержание воды		Следы отсутствуют		
Температура вспышки, °С, не ниже	190	200	200	200
Температура застывания, °С, не более	-25	-15	-25	-15
Объемная масса при 20 °С, кг/м ³	905	905	900	900

Параметр	ИС-20	ИС-30	АМГ-10	ЭШ	МГ-30
Кинематическая вязкость при 100° · 10 ⁻⁶ , м ² /с	17...23	27...33	10	23	26,1
Содержание механических примесей, %, не более	0,007	0,007	Отсутствуют		
Содержание воды	Следы отсутствуют				
Температура вспышки, °С, не ниже	190	190	92	193	196
Температура застывания, °С, не более	-40	-35	-70	-35	-33
Объемная масса при 20 °С, кг/м ³	885	890	850	890	885

1.3. ГАЗОВОЗДУШНЫЕ СОСТАВЛЯЮЩИЕ

Вследствие растворимости воздуха в жидкости и трудности его удаления при заполнении рабочего пространства, возникновения кавитационных явлений на вибрирующих смоченных поверхностях, а также гидродинамических понижений давления рабочая жидкость почти всегда неоднородна. Газовоздушная составляющая жидкости может быть как в растворенном состоянии, так и в нерастворенном (в виде пузырьков). Количество пузырьков определяется их свойствами, давлением, скоростью движения жидкости и циркуляцией.

Опыты показывают, что относительный объем газа V_r , который может раствориться в определенном объеме жидкости $V_{ж}$ до ее насыщения, прямо пропорционален давлению на поверхности раздела:

$$V_r = k_r V_{ж} \frac{p_2}{p_1}, \quad (1.13)$$

где k_r — коэффициент растворимости газа в жидкости; p_1 и p_2 — начальное и конечное давления газа, находящегося в контакте с жидкостью.

Для минеральных жидкостей коэффициент растворимости воздуха составляет 0,08...0,1 и обратно пропорционален плотности.

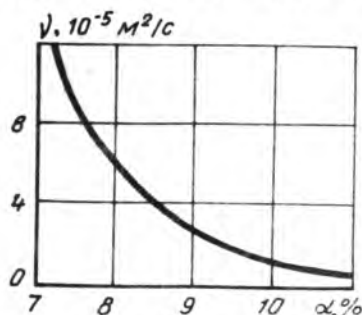


Рис. 1.2. Зависимость вязкости жидкости от содержания в ней воздуха

Нерастворенный воздух находится в механической смеси с жидкостью. Размеры пузырьков воздуха обычно 0,4...0,8 мкм. Дисперсная среда, состоящая из капельной жидкости с пузырьками воздуха, называется газожидкостной. Поскольку газ в виде пузырьков всегда присутствует в том или ином количестве в рабочих жидкостях гидросистем, то это влияет на вязкость (рис. 1.2).

Обычно в жидкости работающей гидросистемы находится 0,5...5 % пузырьков нерастворенного воздуха, а иногда до 12...15 %.

Нерастворенный воздух и пена увеличивают окисление жидкостей и повышают коррозию металлических деталей. Газовоздушная составляющая жидкости приводит к повышению температуры и уменьшению теплообмена за счет изменения давления при работе гидромашин.

1.4. КАВИТАЦИЯ

Отличительное свойство жидкостей – кипение, т.е. выделение паров по всему объему жидкости по мере нагревания при работе насоса или гидропривода. Кипение начинается, когда давление в жидкости будет равно давлению насыщенных паров жидкости при данной температуре. В гидравлических устройствах давление при обычных температурах может повышаться и достигать $p_{н.п.}$. При этом жидкость в зоне пониженного давления вскипает и в ней образуются пузырьки, заполненные паром. При дальнейшем движении кипящая жидкость попадает в зону с большим давлением, где происходит конденсация паров жидкости. Весь рассмотренный процесс называется кавитацией. В результате нее могут быть разрушены элементы конструкции устройства. Кроме того, нарушаются сплошность и однородность жидкости, что надо учитывать при выборе расчетных формул.

С появлением кавитации снижается подача жидкости, появляются высокочастотные колебания, что приводит к преждевременному износу и разрушению элементов гидропривода. Кавитационное разрушение деталей гидроагрегатов согласно гипотезе происходит в результате высокочастотных местных гидравлических и тепловых ударов частиц жидкости и газа. При понижении давления в отдельных точках гидросистемы жидкость вскипает, выделившиеся пузырьки газа переносятся потоком в область более высокого давления с очень большой скоростью. Под действием кинетической энергии соударяющихся частиц возникают микроудары, сопровождающиеся повышением температуры и давления, что, в свою очередь, вызывает местные разрушения стенок. С целью уменьшения кавитации необходимо создать избыточное давление во всасывающих полостях во избежание разрыва потока жидкости. Для снижения износа детали необходимо упрочнять или применять специальные сплавы.

1.5. ДЕФОРМАЦИЯ

Упругие свойства жидкостей характеризуются их способностью сопротивляться растягивающим, сжимающим и сдвигающим усилиям. Одна из важнейших особенностей жидкостей – текучесть (легкоподвижность) – следствие скачкообразного теплового движения молекул. Она проявляется в том, что жидкость в обычных условиях не выдерживает существенных растягивающих или сдвигающих усилий и начинает сильно деформироваться. Например, для воды в обычных условиях разрывающее напряжение составляет всего лишь 36 Па, что в 10^7 раз меньше, чем для стали. В инженерных расчетах такой величиной следует пренебречь.

При деформации жидкость меняет форму, но сохраняет объем. Поэтому налитая в покоящийся сосуд жидкость принимает его форму, но в отличие от газов ограничивается сверху так называемой свободной поверхностью.

В искусственных условиях прочность жидкостей на разрыв может значительно повышаться. Например, в капилляре, вращающемся вокруг перпендикулярной к нему оси, масло выдерживает растягивающее напряжение до 0,78 МПа, а вода – даже до 2,8 МПа.

Жидкости характеризуются сжимаемостью (упругостью), т. е. способностью изменять объем под воздействием давления и восстанавливать его при прекращении этого воздействия. Упругая деформация жидкости – явление для гидроприводов и систем, как правило, отрицательное, так как за счет необратимости энергии, расходуемой на сжатие, снижается КПД гидропривода, упругость жидкости приводит к прерывистому движению и потере устойчивости инерционной нагрузки.

Во всех магистралях гидросистем сжимаемость жидкости создает эффект жидкостной пружины. Жидкость – упругое тело, которое подчиняется закону Гука при некотором допущении. Коэффициент относительного объемного сжатия β характеризует относительное изменение объема жидкости, приходящееся на единицу изменения давления:

$$\beta = -\frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta V}{V_0}, \quad (1.14)$$

где $\Delta p = p_2 - p_1$ (здесь p_1 и p_2 – начальное и конечное давление); $\Delta V = V_0 - V$ – изменение объема жидкости при изменении давления на Δp (здесь V_0 и V – соответственно объем жидкости при атмосферном и текущем давлении).

Величина, обратная β , называется объемным модулем упругости жидкости при всестороннем сжатии, т. е.

$$E_{\text{ж}} = \frac{1}{\beta} = V_0 \frac{\Delta p}{\Delta V}. \quad (1.15)$$

Модуль объемной упругости жидкости зависит от действующих давлений, температуры, содержания газовой составляющей и других параметров.

Рассмотрим модуль упругости E жидкостей и твердых тел, МПа:

Вода	2060	Сталь углеродистая	206 000
Керосин	1370	Чугун черный	152 000
Спирт	980	» белый	134 000
Масло	1720	Латунь, бронза	118 000
Глицерин	4080	Дюралюминий	70 000
Нефть	1280	Сталь легированная	216 000

С повышением давления модуль упругости жидкости увеличивается (рис. 1.3). Для большинства минеральных масел модуль наиболее интенсивно уменьшается при сравнительно низких давлениях (меньше 100 МПа). В среднем при изменении давления от 1 до 100 МПа коэффициент сжимаемости минеральных жидкостей в изотермическом режиме сжатия уменьшается на 30...40 %. При более высоком давлении дальнейшего заметного снижения объема масла не отмечается.

При расчетах можно принять для минеральных масел модуль $E = 1200...1700$ МПа, для воды $E = 2250$ МПа, а коэффициент сжимаемости $\beta = 7 \cdot 10^{-4}$ МПа $^{-1}$ в диапазоне давлений 0...20 МПа и при температуре $t = 20$ °С.

При расчетах динамических процессов, происходящих в гидросистемах, пользуются динамическим модулем объемной упругости жидкости E_d , так как мгновенные изменения давления происходят по закону адиабаты:

$$E_d = V \frac{dp}{dV}, \quad (1.16)$$

где V и p — объем и давление жидкости.

При расчете динамических характеристик адиабатный модуль для применяемых минеральных жидкостей в диапазоне давлений 5...20 МПа можно принять $E_d = 1,15 E_{ж}$.

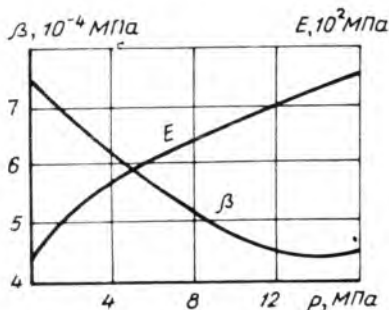


Рис. 1.3. Зависимость модуля объемной упругости и коэффициента сжимаемости от давления жидкости

С изменением температуры изменяется модуль объемной упругости по причине влияния температуры на вязкость, причем сжимаемость более вязких масел выше, чем сжимаемость менее вязких масел с повышением температуры.

В жидкости, содержащей газовоздушную составляющую, объемный модуль упругости снижается ввиду того, что сжимаемость воздуха во много раз выше сжимаемости жидкости. При наличии нерастворенного воздуха снижается жесткость гидропривода, что приводит к запаздыванию гидросистемы при обработке сигналов, а иногда способствует возникновению автоколебаний. Рассмотрим влияние нерастворенного воздуха на объемный модуль упругости жидкости.

Пусть в объеме жидкости, находящейся под давлением p , содержится нерастворенный воздух в объеме $V_{\text{в}}$. Изменение объема $\Delta V_{\text{в}}$ воздуха при сжатии газогидравлической смеси в изотермическом режиме найдем из следующего соотношения:

$$\Delta V_{\text{в}} = V_{\text{в}} \frac{\Delta p}{p}, \quad (1.17)$$

где Δp — изменение давления.

Принимая, что объемный модуль упругости жидкости сохраняется постоянным при изменении давления на Δp , что практически справедливо при используемых давлениях, находим изменение объема жидкости фазы газогидравлической смеси при изменении давления на Δp

$$\Delta V_{\text{ж}} = -\frac{V_{\text{ж}}}{E_{\text{ж}}} \Delta p. \quad (1.18)$$

Изменение всего объема гидравлической смеси

$$\Delta V_{\text{с}} = \Delta V_{\text{ж}} + \Delta V_{\text{в}} = -\frac{V_{\text{ж}} \Delta p}{E_{\text{ж}}} \left(1 + \frac{V_{\text{в}}}{V_{\text{ж}}} \frac{E_{\text{ж}}}{p} \right) \quad (1.19)$$

или после преобразования и упрощения приближенное выражение для определения объемного модуля упругости газогидравлической смеси при сжатии ее в изотермическом режиме от p_0 до p

$$E_{\text{с}} = E_{\text{ж}} \frac{1 + V_{\text{г}} p_0 / V_{\text{ж}} p}{1 + V_{\text{г}} p_0 / V_{\text{ж}} p^2 / E_{\text{ж}}}, \quad (1.20)$$

где $V_{\text{г}}$ — объем газогидравлической смеси.

Опыты показывают, что в гидросистемах тракторов сельскохозяйственного назначения в рабочей жидкости содержится до 12... 15 % нерастворенного воздуха, что приводит к снижению объемного модуля упругости минеральных смесей более чем в 2 раза.

1.6. ЗАГРЯЗНЕНИЕ

В процессе хранения, перевозки и эксплуатации рабочих жидкостей гидросистем происходит постоянное их загрязнение твердыми частицами, водой, смолами и бактериями. Анализ отказов и нарушений работы агрегатов гидросистемы показал, что их надежность и срок службы в большой степени зависят от наличия в рабочих жидкостях загрязнений.

По зарубежным данным, из 100 аварийных ситуаций в гидроприводных системах 90 происходят вследствие загрязненности жидкости.

Механические включения (пыль) поступают в емкость гидросистем сельскохозяйственных машин и тракторов в процессе выполнения сельскохозяйственных работ. Примерно 75 % всего количества пыли состоит из неорганического вещества, размеры частиц которого колеблются от 1 до 50 мкм. Пылесодержание воздуха, поступающего в гидросистему трактора, изменяется в зависимости от вида работ и времени года в пределах 0,047...3,43 г/м³. В процессе эксплуатации гидропривода периодически меняется уровень рабочей жидкости в резервуаре относительно среднего значения. Так как резервуары сообщаются с атмосферой, то периодически через сапун поступает определенный объем воздуха. По объему и степени запыленности воздуха можно определить количество пыли, попавшей в резервуар гидросистемы, т. е.

$$q_{\Sigma} = \Sigma V_i q_i,$$

где V_i — общий объем воздуха, проходящего через сапун резервуара ($V_i = 0...0,8$ м³/ч); q_i — содержание пыли в воздухе ($q_i = 0,047...3,43$ г/м³).

Несмотря на фильтрацию воздуха, поступающего в гидросистему, мелкая абразивная пыль, проникая через микронеровности гидравлических элементов, при заправке и техническом обслуживании загрязняет жидкость.

Много частиц загрязнений остается в гидросистеме и ее элементах после изготовления и ремонта. Источником загрязнения масла в некоторых случаях могут служить и сами фильтры, так как фильтрующие элементы частично разрушаются, их компоненты вымываются потоком жидкости. Чистота жидкости регламентируется специальными стандартами. В гидросистемах общепромышленного назначения жидкость считается чистой, если содержание загрязнений при анализе пробы по массе не превышает 0,005 %. Стандарт устанавливает 19 классов чистоты жидкости, каждому из которых соответствует определенное число частиц различного размера, содержащихся в 100 см³ жидкости.

Для оценки загрязненности жидкости используют следующие показатели: массу частиц загрязнений в единице объема жидкости, %; количество механических включений в единице объема, %; количество частиц различных размеров загрязнений в единице объема жидкости.

Для контроля чистоты жидкости применяют фильтрующий материал тонкой очистки с последующим визуальным анализом загрязнений. Гранулометрическую и объемную оценки загрязнений проводят с помощью микроскопов. Разработаны автоматические счетчики контроля, в которых используется фотоэлектронный принцип определения размера и подсчета частиц путем развертки исследованной поверхности пробы на широкую дорожку. Для качественной оценки загрязненности применяют эмиссионный спектральный анализ, с помощью которого определяют процент загрязнителя и входящие в него химические элементы. Загрязненность жидкостей в гидросистемах общего машиностроения достигает 0,001...0,06 %, а автомобилей – 0,03...0,225 %.

Наличие загрязнителя в жидкостях приводит к затруднению движения или полной остановке гидропривода, нарушению скорости перемещения штока поршня, изнашиванию поверхности седел клапанов и золотников, повреждению уплотнения, рабочих поверхностей насосов, что способствует преждевременному выходу из строя деталей гидропривода. При наличии загрязнителя особенно интенсивное изнашивание наблюдается у качающих узлов насосов и распределительных поясков золотников, что снижает подачу и объемный КПД.

Для перемещения плунжеров золотников распределителей усилие при наличии загрязнителя может увеличиться в сотни раз, вызвав нарушение нормальной работы системы. Жидкость со взвешенными твердыми частицами при движении с большой скоростью, достигающей на некоторых участках систем 300 м/с, притупляет подобно абразивной эмульсии кромки распределительных отверстий. Это приводит к увеличению зазоров, уменьшению перекрытий, изменению расходных характеристик и сопротивления отверстий.

Сила трения в подвижных элементах гидропривода в зависимости от количества загрязнителя растет. В конечном итоге золотники заклинивают.

С целью надежной защиты гидросистем тракторов и сельскохозяйственных машин от загрязнения необходимо их заправлять закрытым способом, применять фильтры тонкой фильтрации. При наличии механических примесей нужно системы тщательно промыть. Масла на автозаправочных станциях надо фильтровать, а при хранении обеспечить изоляцию рабочей жидкости от окружающей среды.

В технике часто применяют жидкие вещества, состоящие из различных по химической природе молекул. Такие вещества называются гидросмесями. К ним относятся, например, строительный раствор, состоящий из воды, песка и цемента, краски и т. п.

Существуют гидросмеси, которые становятся текучими только после приложения достаточно большого сдвигающего касательного усилия. К ним относятся гидросмеси, которые называются структурными, например кормосмеси. Еще одна особенность жидкостей – капиллярность, т. е. поднятие или опускание уровня жидкости в

капиллярных трубках, вызванное поверхностным натяжением. Это явление надо учитывать при конструировании и использовании измерительных приборов: диаметр трубок назначают не менее 6...8 мм, отсчеты берут по уровню жидкости, расположенному на оси трубки.

Математически описать движение жидкости уравнениями, учитывающими все ее физические свойства, оказывается чрезвычайно сложно. Поэтому при решении практических задач применяют различные модели жидкости, в которых учитывают свойства, являющиеся в рассматриваемом процессе главными, а остальные игнорируют.

Широко применяют так называемую гидравлическую модель жидкости. В соответствии с этой моделью различают сплошную, однородную, легкоподвижную и несжимаемую материальную среду.

Критерием правильности выбора модели считается требуемое соответствие результатов расчета опыту. Важная особенность таких моделей состоит в том, что понятие "жидкость" связано не с агрегатным состоянием вещества, а с определенными свойствами, проявляющимися в конкретном процессе с участием рассматриваемой среды. Например, при расчете движения кипящей воды использование гидравлической модели может привести к большим погрешностям, так как будут нарушены требования сплошности и однородности.

Контрольные вопросы и задания

1. Каковы отличия жидкостей от твердых тел и газов? Как эти отличия связаны с молекулярным строением?
2. Что такое плотность жидкости, от чего она зависит и в каких единицах измеряется?
3. Что такое вязкость жидкости? Какая существует связь между вязкостью и касательными напряжениями между слоями движущейся жидкости?
4. Может ли в покоящейся жидкости проявляться касательное напряжение?
5. Может ли жидкость включать в себя воздух?
6. Как изменится плотность пресной воды при увеличении давления от $p_1 = p_{\text{атм}} = 9,81 \cdot 10^4$ Па до $p_2 = 3 \cdot 10^7$ Па? Первоначальное значение плотности равно 1000 кг/м^3 (в диапазоне от 0 до 10°C). Коэффициент объемного сжатия воды равен $5 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$.
7. Определить дополнительно подаваемый объем, на который сожмется вода в заглушенном с торцов трубопроводе с внутренним диаметром $d = 1$ м, длиной $l = 2000$ м для повышения давления на $\Delta p = 10^6$ Па по сравнению с $p_{\text{нач}} = 9,81 \cdot 10^4$ Па. Деформацией стенок трубопровода пренебречь.

2. ГИДРОСТАТИКА

Раздел гидравлики, рассматривающий законы равновесия жидкостей, воздействия покоящихся жидкостей на погруженные в них тела и поверхности, ограничивающие жидкости, а также практическое применение этих законов, называется гидростатикой.

Законы гидростатики широко используют при расчетах гидростатического давления на плоские и криволинейные поверхности, а также при конструировании резервуаров, гидропрессов, гидроаккумуляторов, плавсредств и других устройств и систем, работа которых невозможна без жидкости.

Радиальные вентиляторы разделяются на вентиляторы низкого (до 100 мПа), среднего (до 3000 Па) и высокого (более 3000 Па) давления. Кроме давления вентиляторы классифицируют по производительности и удельной быстроходности на оптимальном режиме работы. Установлена определенная маркировка. Тип вентилятора обозначается индексом, который для радиальных вентиляторов состоит из буквы Ц (для пылевых — ЦП) и округленного при оптимальном режиме числа, равного пятикратному значению коэффициента полного давления. После дефиса указаны удельная быстроходность и номер вентилятора (например, Ц4-70-4). К корпусу каждого вентилятора прикрепляют табличку, на которой указываются предприятие-изготовитель, типоразмер, частота вращения, год выпуска и заводской номер. Такие вентиляторы широко используют для транспортирования сыпучих грузов.

Устройства, приспособленные для перемещения дымовых газов, называются дымососами, а засоренного воздуха — пылевыми вентиляторами.

Осевой вентилятор (рис. 4.13,б) представляет собой расположенное в цилиндрическом корпусе лопастное рабочее колесо пропеллерного типа. При его вращении поступающий через входное отверстие воздух под действием лопастей перемещается, при этом давление увеличивается. Обычно такие вентиляторы используют при давлении 30...300 Па. Осевые колеса реверсивны. При изменении направления вращения изменяется и направление воздуха.

Осевые вентиляторы целесообразно использовать при проветривании помещений и т. п.

Контрольные задания

1. Из открытого источника водоснабжения, имеющего отметку уровня воды $H = 10$ м, вода подается в открытый резервуар с отметкой уровня воды $H_p = 24$ м. Требуется подобрать центробежный насос типа К, обеспечивающий подачу $Q = 22$ л/с. Всасывающий и напорный трубопроводы соответственно имеют размеры: $l_B = 16$ м, $l_H = 125$ м и $d_B = 170$ мм, $d_H = 135$ мм. Принять коэффициент гидравлического трения во всасывающем и напорном трубопроводах $\lambda_B = \lambda_H = 0,027$. Местные потери напора во всасывающем трубопроводе составляют 100 % и в напорном — 10 % потерь по длине.

2. Вода температурой $t = 10^\circ\text{C}$ из артезианской скважины с отметкой динамического уровня воды $H = 35$ м подается насосом типа ЭЦВ в проходную башню с отметкой уровня $H_p = 18$ м по стальному трубопроводу длиной $l = 180$ м и диаметром $d = 64$ мм после нескольких лет эксплуатации. Подобрать насос, обеспечивающий подачу $Q = 5$ л/с.

3. Рабочее колесо лопастного насоса типа Д диаметром $D_H = 320$ мм имеет частоту вращения $n = 1500$ мин⁻¹. Проекция абсолютной скорости C_2 на направление радиуса лопатки рабочего колеса $C_{2r} = 37$ м/с. Определить рабочий напор насоса.

4. Для полива растений в теплице используют резервуар, в который вода подается из водохранилища с помощью центробежного насоса типа К. Разность отметок уровней воды в источнике и в резервуаре равна $\Delta H = 15$ м. Для нормального полива насос должен обеспечивать подачу $Q_H = 2,5$ л/с. Подобрать насос, если на всасывающем трубопроводе длиной $l_{вс} = 15$ м и диаметром $d_{вс} = 52$ мм установлен клапан с сеткой и имеются два резких

поворота под 90° . При расчетах принять коэффициент гидравлического трения $\lambda_n = \lambda_v = 0,030$. Местные потери напора в нагнетательном трубопроводе размерами $l_n = 180$ м и $d_n = 40$ мм принять равными 15 % потерь по длине.

5. Рабочее колесо центробежного насоса, диаметр которого $D = 170$ мм, вращается с угловой скоростью $\omega = 300$ с $^{-1}$. Проекция абсолютной скорости на направление окружной скорости вращения рабочего колеса $C_{2n} = 18$ м/с. Определить рабочий напор насоса.

6. Рабочее колесо центробежного насоса, диаметр которого $D_k = 130$ мм, при ширине между дисками на выходе $b = 12$ мм, вращается с угловой скоростью $\omega = 300$ с $^{-1}$. Проекция абсолютной скорости на радиус рабочего колеса $C_2 = 1$ м/с. Определить рабочую подачу насоса.

5. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Объемными гидромашинами называют насосы и гидромоторы, в которых периодически изменяются объем камеры, занимаемый жидкостью, и ее сообщение с впускным или выпускным трубопроводом.

Насосы направляют рабочую жидкость в систему с повышенной энергией, значение которой зависит от давления. Они должны обеспечить такие подачу и количество жидкости, чтобы преодолеть сопротивления, возникшие в системе.

Гидромоторы потребляют энергию рабочей жидкости и передают ее рабочему органу, а жидкость через выходной патрубок уходит в резервуар.

Принципиально насосы и гидромоторы – обратимые машины. Однако отдельные узлы, например системы распределения рабочей жидкости, уплотнения узлов, могут быть разными.

Гидронасосы и гидромоторы подразделяют по следующим признакам (рис. 5.1):

по принципу действия – с постоянным объемом и регулируемые с постоянным и реверсивным потоком;

по конструкции – одно-, двух- и многократного действия (зависит от числа циклов за один оборот вала), шестеренные, пластинчатые, поршневые (радиально-поршневые, аксиально-поршневые, рядные), планетарные.

Рабочий процесс в гидромашинах проходит в камерах. Рабочая камера – это пространство, ограниченное рабочими поверхностями элементов, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода рабочей жидкости.

Рабочий цикл включает в себя следующие процессы: в насосах – всасывание и нагнетание; в гидромоторах – нагнетание и вытеснение. Камеры высокого и низкого давления, нагнетания и всасывания (вытеснения) различают по распределению рабочей жидкости, которое может быть торцевым, цапфенным, клапанным и клапанно-щелевым. К основным параметрам объемных гидромашин относятся: рабочий объем q_0 , давление p (номинальное $p_{ном}$, максимальное p_{max}); частота вращения n (номинальная $n_{ном}$, минимальная n_{min} и максимальная n_{max}); крутящий момент $M_{кр}$ и КПД (объемный η_0 , механический η_m , гидравлический η_r).

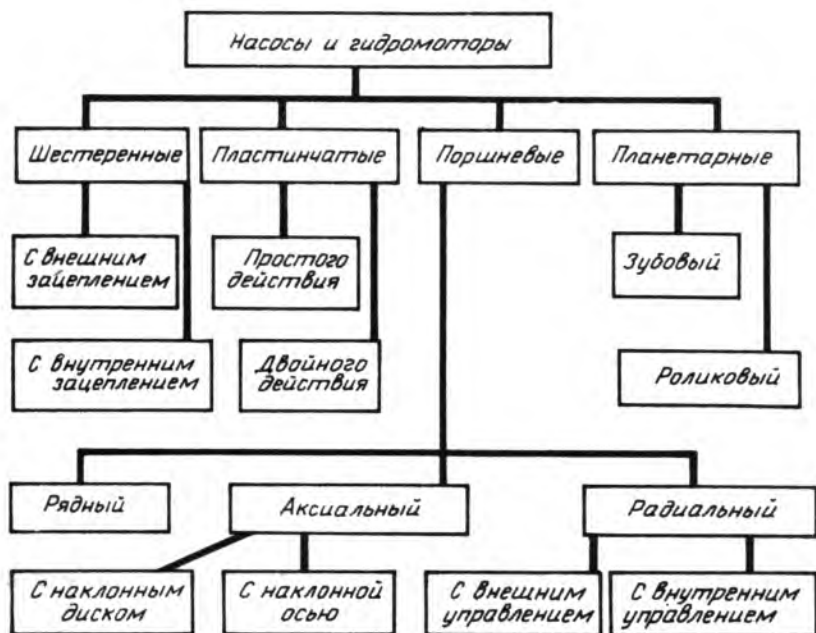


Рис. 5.1. Классификация гидромашин

Рабочий объем q_0 — основная характеристика любой объемной гидромашин непрерывного действия — показывает, какой объем рабочей жидкости проходит через гидромашину за один оборот вала. Величина q_0 определяется отношением расхода рабочей жидкости Q к частоте вращения n выходного вала, т. е.

$$q_0 = Q/n.$$

Момент на валу гидромашин

$$M = 0,159 q_0 \Delta p \eta, \quad (5.1)$$

где q_0 — рабочий объем, см³/об.; $\Delta p = p_n - p_c$ (здесь p_n и p_c — давление нагнетания и слива, МПа); η — КПД гидромашин.

Тогда

$$\eta = \eta_0 \eta_m \eta_r. \quad (5.2)$$

Объемный КПД

$$\eta_0 = Q_n / Q_t, \quad (5.3)$$

где Q_n — действительный расход жидкости; Q_t — теоретический расход (подача).

Тогда

$$Q_n = Q_r - \Delta Q_{\text{сум}},$$

где $Q_{\text{сум}}$ — суммарные объемные потери в гидромашине.

Гидравлический КПД

$$\eta_r = p_n / p_r,$$

где p_n и p_r — действительное и теоретическое давления.

Механический КПД

$$\eta_m = N_r / N_t,$$

где N_r — снимаемая (подводимая) мощность; N_t — теоретическая мощность.

Уравнение движения гидромотора

$$I_m \omega = M - M_z - M_{\text{зм}},$$

где I_m — момент инерции гидромотора; M_z — момент нагрузки; $M_{\text{зм}}$ — момент потери.

Мощность гидромашин

$$N = \Delta p Q_r \eta. \quad (5.4)$$

5.1. ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ И ШЕСТЕРЕННЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Поршневые насосы. По принципу действия поршневые насосы могут быть разделены на три типа (рис. 5.2): одинарного, двойного и тройного действия. У насоса одинарного действия за один оборот приводного вала совершается по одному такту всасывания и нагнетания.

Рабочий объем поршневого насоса:
одинарного действия

$$q_0 = \eta_0 S h,$$

где S — площадь поршня; h — ход поршня;

двойного действия

$$q_0 = \eta_0 (2S - f) h,$$

где f — площадь сечения штока;

тройного действия

$$q_0 = 3 \eta_0 S h.$$

Другие параметры определяют по общим зависимостям.

К достоинствам поршневых насосов относятся высокий КПД, независимость напора от подачи и хорошая всасывающая способность.

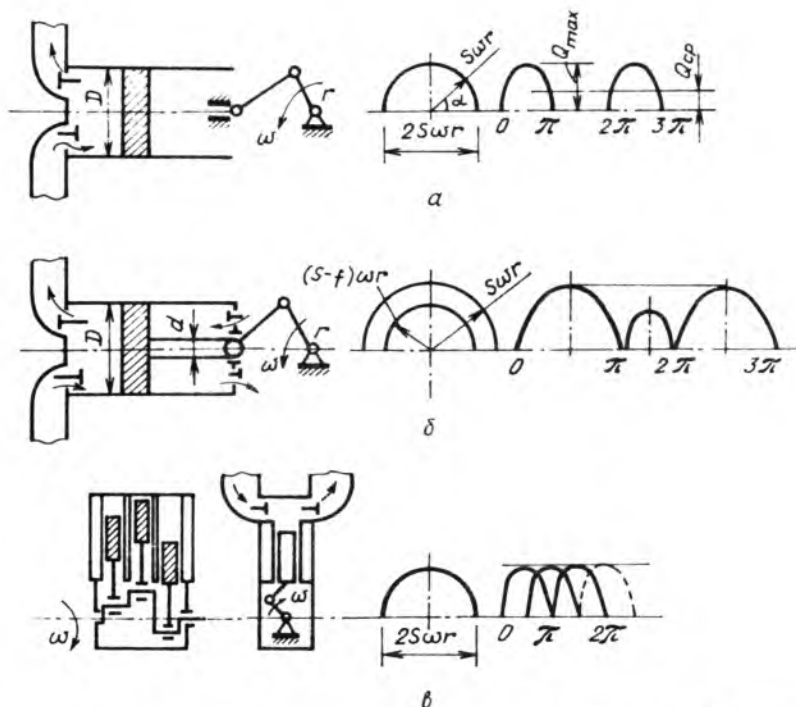


Рис. 5.2. Схемы поршневых гидромашин одинарного (а), двойного (б) и тройного (в) действия

Недостатки поршневых насосов – неравномерная работа и резкие колебания давления, тихоходность машин и высокая металлоемкость. Мгновенная теоретическая подача Q_t (производительность) поршневого насоса в зависимости от угла поворота кривошипа α , угловой скорости ω и радиуса r определяется по формуле

$$Q_t = S\omega r \sin \alpha. \quad (5.5)$$

Степень неравномерности (отношение максимальной подачи к средней) уменьшается для насосов двойного и тройного действия. Для устранения этого явления применяют воздушные колпаки и другие демпфирующие устройства.

Шестеренные гидромашины. В гидравлических системах тракторов и сельскохозяйственных машин наибольшее распространение получили роторные шестеренные насосы и гидромоторы с внешним зацеплением. Первые просты по конструкции и имеют постоянный расход.

В корпусе 2 (рис. 5.3, а) размещены ведомая 1 и ведущая 3 шестерни. Рабочая камера образуется ротором – ведущей шестерней 3 с валом 4, ведомой шестерней 1 и статором – корпусом 2 с боковыми

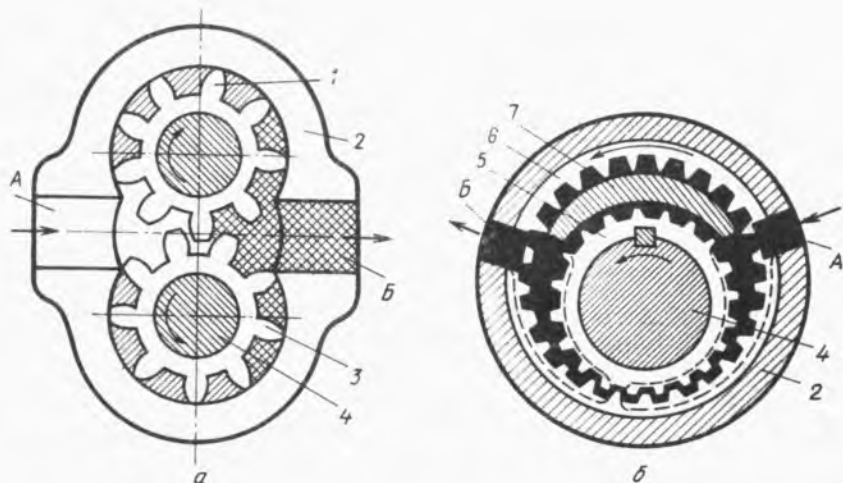


Рис. 5.3. Схема шестеренных гидромашин с зацеплением:

а – наружным; *б* – внутренним; 1 и 3 – ведомая и ведущая шестерни; 2 – корпус; 4 – вал; 5 и 6 – внутренняя и подвижная шестерни; 7 – разделитель; *А* и *Б* – всасывающая и нагнетательная полости

крышками. Шестерни установлены в корпусе с высокой точностью. При вращении впадины за счет разрежения наполняются рабочей жидкостью, которая перемещается вместе с зубьями, а у выхода последние входят в зацепление и выталкивают жидкость в нагнетательную магистраль. Так как насос подает жидкость под высоким давлением (до 20...50 МПа), для исключения потерь расхода применяют специальные уплотнения – втулки, установленные на оси шестерни. В зависимости от номинального рабочего давления и объема все шестеренные насосы разделены на четыре группы.

В шестеренных насосах с внутренним зацеплением (рис. 5.3, б) в корпусе 2 установлена подвижная шестерня 6 с внутренними зубьями, а на валу 4 закреплена шестерня 5 меньшего диаметра с наружными зубьями. Шестерня 5 смещена относительно оси симметрии и входит в зацепление с зубьями шестерни 6. В пространстве между выступами зубьев наружной и внутренней шестерен находится разделитель 7. Рабочая камера образуется пространством между зубьями наружной и внутренней шестерен, разделителем 7 и боковыми крышками.

В процессе работы обе шестерни вращаются в одном направлении. Жидкость, поступающая из полости всасывания, заполняет пространство между зубьями. Поток перекрывается корпусом и разделителем при дальнейшем вращении шестерен и транспортируется к полости нагнетания. В точке зацепления зубьев шестерен жидкость выдавливается и поступает под давлением к исполнительным рабочим эле-

ментам. При выходе шестерен из зацепления создается вакуум и жидкость всасывается.

При подводе рабочей жидкости под высоким давлением эти гидромашинны способны работать в режиме гидромотора.

Рабочий объем шестеренного насоса, см^3 , зависит от геометрии зубчатого зацепления и может быть определен по формуле

$$q_0 = 2\eta m^2 z b \eta_0, \quad (5.6)$$

где m — модуль зацепления; z — число зубьев; b — ширина шестерни.

Мгновенная подача жидкости шестеренным насосом, $\text{см}^3/\text{с}$,

$$q_t = \frac{dq_n}{dt} = \eta_0 b n z (R^2 - r^2 - \chi^2) \cos \omega t, \quad (5.7)$$

где η_0 — объемный КПД; n — частота вращения; R — радиус окружности головок; r — радиус начальной окружности; χ — расстояние от точки зацепления шестерни до полюса; ωt — угол поворота шестерни.

Среднее значение расхода жидкости, $\text{см}^3/\text{с}$,

$$Q = q_0 n.$$

Насос подает рабочую жидкость неравномерно: мгновенная подача насоса — периодическая функция угла поворота $\cos \omega t$ ведущей шестерни. Частота колебаний подачи пропорциональна частоте вращения и числу зубьев шестерни. Период колебания подачи определяется временем поворота шестерни на угол, соответствующий одному шагу: $T = 1/nz$. Как показали опыты, неравномерность подачи для насоса НШ-46У составляет 20...25 % и отрицательно сказывается на работе как самого насоса, так и элементов гидропривода.

Коэффициент неравномерности подачи σ зависит от максимального $Q_{\max}$ и минимального $Q_{\min}$ значений расхода, т. е.

$$\sigma = \left(\frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{ср}}} \right) 100 \%. \quad (5.8)$$

Снижение пульсаций расхода возможно с увеличением числа зубьев ($z = 6...14$), скорости и установки демпфирующих устройств.

Крутящий момент на валу насоса

$$M_n = m^2 z b (p_n - p_c) = (R - r)^2 z b \Delta p. \quad (5.9)$$

Теоретический момент, развиваемый шестеренным гидромотором,

$$M_r = p_n b (R_i^2 - m^2 \cos \alpha), \quad (5.10)$$

где R_i — радиус окружности впадин зубьев; α — угол зацепления зубьев.

Однако несмотря на простоту конструкции, шестеренные гидро-

моторы не находят широкого применения, так как могут работать только при номинальной частоте вращения и имеют низкий КПД.

Выпускаемые промышленностью шестеренные гидромашины, гидромоторы и насосы с рабочим объемом 6...250 см³/об. рассчитаны на рабочее давление 14...17,5 МПа с ресурсом 6000 мото-ч. В сельскохозяйственных машинах устанавливают гидромашины четвертого поколения с рабочим давлением 20...25 МПа, увеличенным ресурсом до 8000...10 000 мото-ч, которые обеспечивают работоспособность на всесезонных рабочих жидкостях.

Современный насос состоит из корпуса 1 (рис. 5.4), крышки 2, ведущей 12 и ведомой 13 шестерен с опорными цапфами. Зона высокого давления уплотнена торцевыми уплотнителями 3, а со стороны вершин зубьев – уплотнителем 5. Подшипниковый блок 8, состоящий из подшипников 4, служит зоной замыкания высокого давления и торцевым уплотнителем.

Вокруг выходного отверстия насоса расположена компенсационная камера, уплотненная эластичной манжетой 6. Между крышкой и корпусом находится уплотнительное кольцо. На ведущем валу насоса установлены распорное 9 и запорное 11 кольца, манжета 10.

Жидкость из зоны высокого давления по сверлениям и проточкам поступает в зону низкого давления, оmyвает цапфы и тем самым охлаждает и смазывает их поверхности. Корпусные детали насосов изготавливают из алюминиевых сплавов. Шестерни выполняют из

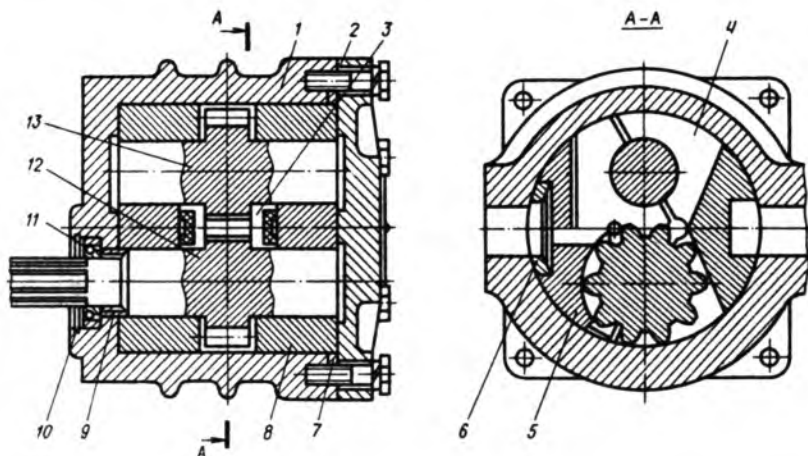


Рис. 5.4. Схема шестеренного насоса НШ-67:

1 – корпус; 2 – крышка; 3 – торцевой уплотнитель; 4 – подшипник; 5 – уплотнитель; 6 и 10 – манжеты; 7 – кольцо; 8 – подшипниковый блок; 9 и 11 – распорное и запорное кольца; 12 и 13 – ведущая и ведомая шестерни

стали 20Х (18ХГТ, 12ХН3А и др.) с цементацией на глубину 0,5...0,9 мм и закалкой до твердости HRC 56...62. Подшипниковый блок изготавливают из сплава АМКО 8-1-3 или вставки из металлофторопласта.

5.2. РОТОРНО-ПЛАСТИНЧАТЫЕ НАСОСЫ И МОТОРЫ

В пластинчатых гидромашинах рабочие камеры образуются поверхностями ротора, статора, двух смежных пластин и боковых крышек. Пластинчатый насос состоит из вала, статора 5 (рис. 5.5, а) и ротора 4, в пазах которого расположены пластины 2. Ротор размещен эксцентрично статору. На боковых крышках имеются всасывающее 1 и нагнетательное 3 окна. При вращении ротора от действия центробежной силы или пружины пластины прижимаются к стенке корпуса и совершают сложное движение, т.е. вращаются вместе с ротором и совершают возвратно-поступательное движение в пазах.

Правые рабочие камеры сообщены с нагнетательным окном, а левые — со всасывающим. Вследствие вращения за счет вакуума, создавшегося в левой камере, жидкость всасывается, перемещается в замкнутом объеме и под давлением нагнетается в правое окно.

У пластинчатого насоса двукратного действия (рис. 5.5, б) внутреннее пространство выполнено в виде эллипса и разделено на две всасывающие и две нагнетательные камеры.

Лопастные гидромашины могут быть одностороннего действия или реверсивными. Рабочая жидкость подводится в рабочие камеры и отводится через распределительные окна, которые совпадают с переходными участками профиля статора. Зона нагнетания перекрывается от зоны всасывания (слива) самими лопатками. При номинальной работе гидромашины ее лопатки должны быть постоянно прижаты к профилю статора.

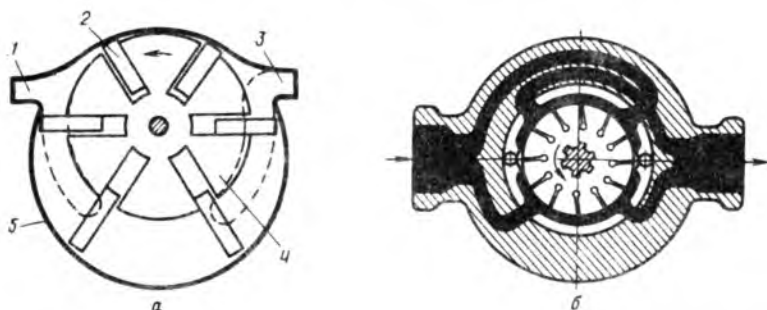


Рис. 5.5. Пластинчатые насосы однократного (а) и двукратного (б) действия: 1 — всасывающее окно; 2 — пластина; 3 — нагнетательное окно; 4 — ротор; 5 — статор

Пластинчатые насосы и гидромоторы могут обеспечить высокую мощность (до 85 кВт) и работать при давлении до 18 МПа с частотой вращения вала ротора до 30 с⁻¹.

Пластины могут быть расположены под углом 7...15° к радиусу. При этом исключается защемление пластин в пазах, снижается трение, но вращение допускается только в одну сторону. Равномерность подачи жидкости зависит от частоты вращения ротора и числа пластин. Одно из преимуществ таких машин – способность обеспечить большой расход при давлении до 20 МПа и высоком КПД.

Подача пластинчатого насоса зависит от перемещения лопаток в пазах, их толщины и числа, ширины ротора и частоты его вращения. Объем рабочей жидкости, см³/об., подаваемой лопатками за один оборот ротора для насоса, составит

$$q_0 = \eta_0 b [(R^2 - r^2) \pi - z h (R - r)], \quad (5.11)$$

где b – ширина ротора; R – внутренний радиус статора; r – радиус ротора; z – число лопаток; h – толщина пластины.

Роторно-пластинчатый гидромотор работает так. Рабочая жидкость под давлением действует на пластины. За счет эксцентриситета площадь пластин в камере разная, поэтому появляются разность сил, действующих на пластины, и момент ($M = \sum M_i$), равный сумме составляющих моментов рабочих камер, соединенных с окном нагнетания.

Полный крутящий момент

$$M = \eta_m \frac{(p_n - p_{ср}) q_0}{2\pi}. \quad (5.12)$$

Пластина при вращении ротора нагружена силой, поджимающей ее к статору, т. е.

$$R_n = R + R_{j1} + R_{j2} + R_F,$$

где $R = pbS$ – сила давления жидкости, действующая на торец пластины шириной b и толщиной S ; $R_{j1} = m\omega^2 r$ – центробежная сила пластины массой m с центром масс на радиусе r ; $R_{j2} = m\omega^2 r$ – центробежная сила при движении по профилю; $R_F = f(R + R_{j1} + R_{j2})$ – сила трения, зависящая от коэффициента трения f и силы нормального давления.

На рисунке 5.6 показана конструкция пластинчатого гидромотора, выпускаемого серийно промышленностью. На валу 4 вращающийся в шарикоподшипниках 6 на шлицах установлен ротор 21 с пластинами. Статор 3 закреплен в корпусе 25 между передним диском 22 и задним распределительным диском 16 и уплотнен с помощью резинового кольца 9. В крышке 13 установлен посредством кольца 12 неподвижный распределительный диск 16 с золотником 15. Полость 19 золотника отделена пробкой 17 от полости 18.

Распределительный диск постоянно поджат к ротору пружинами 14 и за счет давления жидкости со стороны полости 18. Рабочая жидкость через окна 1, 10, канал 20 и полости 11 поступает в межло-

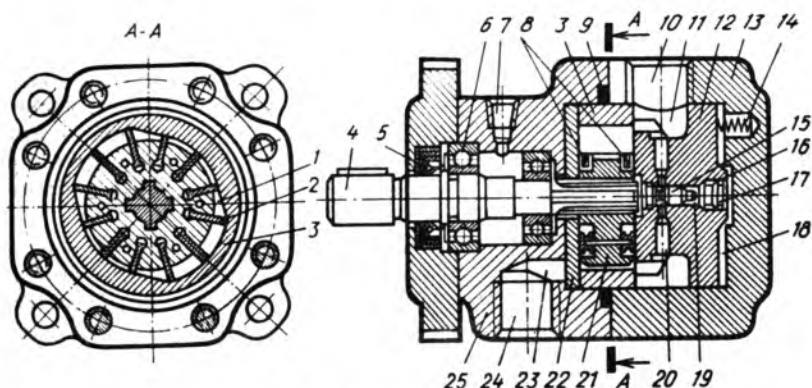


Рис. 5.6. Схема пластинчатого гидромотора:

1 и 10 – окна; 2 – пластина; 3 – статор; 4 – вал; 5 – манжета; 6 – шарикоподшипник; 7 – дренажное отверстие; 8 – полости высокого давления; 9 и 12 – кольца; 11 – полость всасывания; 13 – крышка; 14 – пружина; 15 – золотник; 16 – распределительный диск; 17 – пробка; 18 и 19 – полости; 20 – соединительный канал; 21 – ротор; 22 – диск; 23 – кольцевой канал; 24 – выходное отверстие; 25 – корпус

паточные камеры. Часть жидкости направляется под лопатки в полости 8 для прижатия их к статору. Герметичность достигается установкой манжет 5. Жидкость поступает через дренажное отверстие 7 в резервуар. После вытеснения рабочая жидкость через кольцевой канал 23 и выходное отверстие 24 поступает в гидролинию слива.

Эти гидромоторы применяются с регулируемыми и нерегулируемыми насосами и работают там, где не предъявляются особенно высокие требования к жесткости передачи и чистоте рабочей жидкости.

5.3. ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Поршневые гидромашины могут быть высокооборотными низкомоментными, высокомоментными однократного действия и высокомоментными многократного действия.

Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы. Такие устройства находят широкое применение в гидротрансмиссиях самоходных сельскохозяйственных и строительно-дорожных машин. Эти гидромоторы отличаются большим постоянством параметров и характеристик при длительной эксплуатации с переменными внешними условиями, высокими объемным и механическим КПД при давлении 15...25 МПа.

Рабочие камеры гидромашин образованы рабочими поверхностями цилиндров и поршней, а оси поршней параллельны оси блока цилиндров или составляют с ней угол не более 45°.

В зависимости от расположения вала ротора гидромашины могут быть с наклонным диском и блоком.

Гидромашина с наклонным диском состоит из корпуса, блока цилиндров 2 (рис. 5.7, а), поршней 3, шарнирно связанных с наклонным диском 4. Блок цилиндров 2 с поршнями 3 приводится во вращение от вала 5. Для подвода и отвода рабочей жидкости к рабочим камерам в торцевом распределительном диске 1 выполнены два окна (нагнетания и всасывания).

Объем жидкости, заполняющей цилиндры, зависит от угла установки диска к оси вала. Если угол $\beta = 0$, то расход жидкости отсутствует, т. е. в этом случае гидромашина выключена. В процессе работы (в режиме насоса) крутящий момент передается блоку цилиндров. Поршни 3 при наклонном положении диска 4 совершают сложное

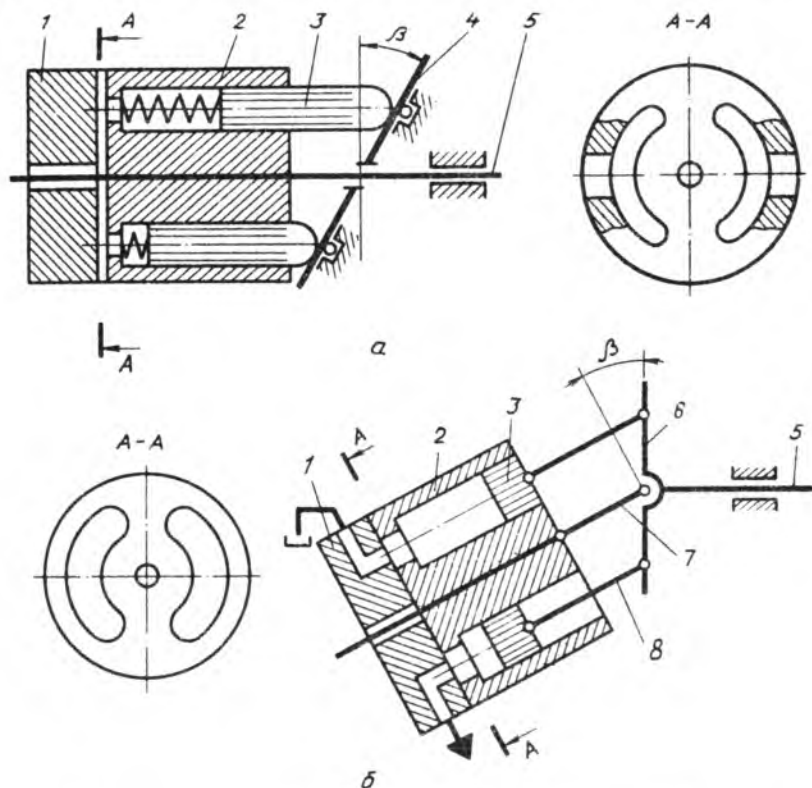


Рис. 5.7. Схемы аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском (а) и блоком (б):

1 — распределительный диск; 2 — блок цилиндров; 3 — поршень; 4 — наклонный диск; 5 — вал; 6 — фланец; 7 — центрирующий валик; 8 — шатун

движение: вращаются вместе с блоком и перемещаются в возвратно-поступательном направлении. При перемещении поршня от распределительного диска жидкость всасывается и нагнетается при повороте вала и уменьшении объема камеры.

Аксиально-поршневые гидромашины могут быть с ручным изменением подачи, со следящим регулированием подачи, с электрогидравлическим управлением.

В корпусе установлен роликовый подшипник для опоры блока цилиндров и снятия радиальной нагрузки при контакте толкателя поршня с диском. Такой контакт между толкателем и упорным диском выполнен с помощью завальцованных бронзовых подпятников, которые разгружаются за счет подвода рабочей жидкости.

Приводной вал сопряжен с ротором посредством эвольвентного шлицевого соединения. Рабочая жидкость подводится и отводится через фланцы передней крышки и распределительный диск. Положение наклонной шайбы изменяется в цилиндрической направляющей с помощью механизма регулирования. В задней крышке насоса размещены два клапана для обеспечения всасывания и нагнетания.

Гидромашина с наклонным блоком показана на рисунке 5.7, б. В корпусе на трех подшипниках установлен вал 5, а в торцевой части вала расположен фланец с шарнирным креплением, где находятся центрирующий валик 7 и головки шатунов. Блок цилиндров 2 установлен под углом на подшипниках в корпусе и вращается вместе с валом.

Поршни 3 расположены в блоке цилиндров 2 и шарнирно соединены шатунами 8 с фланцем 6 вала 5. Для подвода и отвода рабочей жидкости к рабочим камерам служит распределительный диск 1.

Принцип работы гидромашины (в режиме насоса) заключается в следующем. При вращении вала насоса поршни 3 совершают сложное движение: вращаются вместе с блоком цилиндров и движутся возвратно-поступательно в цилиндрах. При этом происходят циклы всасывания и нагнетания. Возникает осевое усилие давления жидкости на поршни. Скорость движения поршня складывается из скорости вращательного движения вокруг оси вместе с блоком цилиндров и поступательного движения в цилиндре.

При проверочных расчетах можно допустить, что шатуны поршней перемещаются параллельно, их оси совпадают с осями цилиндров и угловая скорость постоянна. Тогда $\vec{U}_n = \vec{U}_{отн} + \vec{U}_{окр}$.

Относительная скорость поршня

$$U_{отн} = \frac{dx}{dt} = R\omega \cos \beta \sin \omega t,$$

где R — радиус окружности блока, на котором расположены оси цилиндров; $\omega = d\varphi/dt$ — угловая скорость; β — угол наклона блока.

Скорость вращательного движения поршня $U_{\text{окр}} = \omega R$. Рабочий объем аксиально-поршневой гидромашины

$$q_0 = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{2} z R \operatorname{tg} \beta, \quad (5.13)$$

где $d_{\text{п}}$ — диаметр поршня; z — число поршней.

Расход жидкости зависит от угла наклона диска (блока). Предельно допустимый угол наклона из расчета работы поршней под влиянием боковых сил не превышает $20...30^\circ$.

Для обеспечения работы аксиально-поршневых гидромашин между блоком и передней крышкой установлен плоский распределитель. В нем выполнены два дугообразных канала, которые сообщаются с отверстиями подвода жидкости. Зазор между блоком и распределителем должен быть минимальным для исключения утечек. В распределительном диске поверхность во избежание чрезмерного износа смазывается принудительно. Для этих целей на поверхности выполнены проточки, периодически соединяющиеся с магистралями всасывания и нагнетания. Давление жидкости в зазоре по уплотнительным поясам меняется от p_0 до $p_{\text{н}}$. Ширина уплотнительного пояса должна быть больше 0,15 см, а радиус окна в распределительном диске и торце блоков цилиндров $\rho_0 = (0,2...0,25)d_{\text{п}}$. Для обеспечения герметичности необходимо, чтобы усилие прижима распределительного диска $F_{\text{пр}}$ было менее чем на 3 % выше отжимающего усилия $F_{\text{от}}$, действующего на торец блока цилиндров, т. е.

$$F_{\text{пр}}/F_{\text{от}} \geq 1,03,$$

$$\text{где } F_{\text{пр}} = p_{\text{н}} \frac{d_{\text{п}}^2 \pi}{4}; F_{\text{от}} = \frac{2\pi R}{z} (d_{\text{п}} + 2\rho) p_{\text{н}}.$$

При работе поршневых гидронасосов в системе с замкнутой циркуляцией рабочая жидкость из сливной магистрали гидродвигателя направляется во всасывающую магистраль насоса. Вследствие упругих деформаций рукавов высокого давления и утечки поступающее количество жидкости к насосу меньше, чем необходимо для бескавитационной работы. Поэтому устанавливают дополнительный насос подпитки, который под некоторым давлением подает жидкость во всасывающую магистраль. В случае работы поршневого насоса без подпитки кавитация будет зависеть от скорости движения жидкости в узких каналах, давления и коэффициента расхода.

Скорость протекания жидкости U_1 через отверстие в блоке можно определить из уравнения

$$U_1 = U_{\text{отн}}/S,$$

где $U_{\text{отн}}$ — максимальная скорость поршня; f — площадь сечения цилиндра; S — площадь сечения отверстия в доннышке цилиндра.

Скорость жидкости $u_2 = \mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$ при давлении p_v во всасывающей магистрали, где $\mu = 0,58...0,6$ – коэффициент расхода. Тогда для бескавитационного режима работы при всасывании необходимо, чтобы $u_2 \geq u_1$, или

$$\mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \geq \frac{u_{отн} f}{S}. \quad (5.14)$$

Мгновенная подача жидкости одним цилиндром

$$q = u_{отн} f = R_n \cos \beta \sin \omega t f,$$

где R_n – радиус окружности, на которой расположены оси цилиндров (радиус кривошипа).

Суммарная мгновенная подача

$$Q_m = q_1 + q_2 + \dots + q_n = f R_n \cos \beta \sum_{i=1}^n \sin \omega t. \quad (5.15)$$

Средняя подача насоса

$$Q = 7,5 \eta_o d^2 h z n, \quad (5.16)$$

где η_o – объемный КПД; $h = 2R \cos \beta$ – ход поршня; z – число поршней; n – частота вращения кривошипа.

Усилие давления жидкости p на поршень можно разложить на тангенциальное T и радиальное N усилия. Тангенциальное усилие $T = p \sin \alpha$, где α – угол поворота кривошипа ($\alpha = \omega t$).

Момент на валу от одного поршня

$$M_1 = p R_n \sin \omega t = \Delta p f R_n \sin \omega t.$$

Для пространственного расположения кривошипа суммарный момент на валу насоса

$$M = \Delta p f R_n \cos \beta \sin \omega t. \quad (5.17)$$

На рисунке 5.8 показан аксиально-поршневой насос с наклонным диском. Блок цилиндров 3 установлен на валу 4 и поджат пружиной 2 к распределительному диску 1. В цилиндрах блока размещены поршни 5, которые башмаками 7 опираются на опорное кольцо 9 наклонного диска 10. Башмаки прижаты к опорному кольцу пружинами 11 через втулку 6 и сепаратор 8. Наклонный диск поворачивается на угол β через тягу 12 перемещением поршня 13 механизма управления.

При работе вращаются вал 4, блок цилиндров 3 с поршнями 5 и втулка 6. Поршни совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах и одновременно вращаются с блоком. Рабочая камера поршня, движущегося от распределительного диска, заполняется жидкостью, происходит процесс всасывания. В момент соединения

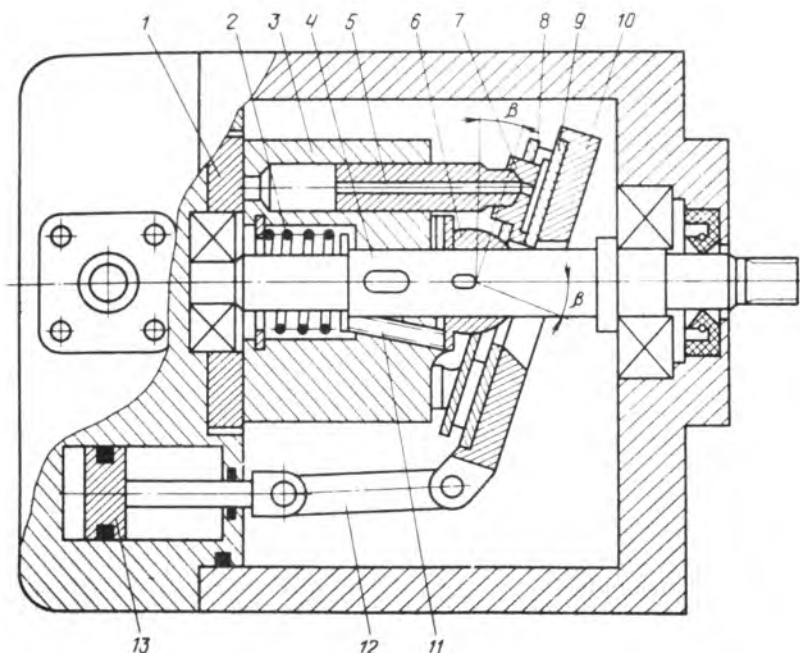


Рис. 5.8. Схема аксиально-поршневого насоса с наклонным диском:

1 – распределительный диск; 2 и 11 – пружины; 3 – блок цилиндров; 4 – вал;
5 и 13 – поршни; 6 – втулка; 7 – башмак; 8 – сепаратор; 9 – опорное кольцо;
10 – наклонный диск; 12 – тяга

рабочих камер с полостью нагнетания поршни движутся к распределительному диску – происходит процесс нагнетания.

Аксиально-поршневой гидромотор с наклонным блоком цилиндров состоит из корпуса 7 (рис. 5.9), в расточках которого на подшипниках 8 и 9 установлен вал 13. Последний соединен через центральный шип 15 с блоком цилиндров 4. В блоке размещены поршни 5. Они навалцованы на сферические головки шатунов. Большие сферические головки 6 шатунов завальцованы во фланце приводной шайбы 14. Распределительный диск 3 имеет два дугообразных канала, которые соединены с отверстиями нагнетания и слива крышки 1. Гидромотор загерметизирован с помощью уплотнительных колец 2 и 10 и манжеты 12, установленной в крышке 11.

В процессе работы жидкость под давлением поступает в рабочую камеру нагнетания и перемещает поршень. Сила давления, действующая на поршни по оси, через шатуны передается на фланец вала под углом. Ее можно разложить на осевую и вертикальную (радиальную и тангенциальную) силы. Радиальная сила воспринимается подшипни-

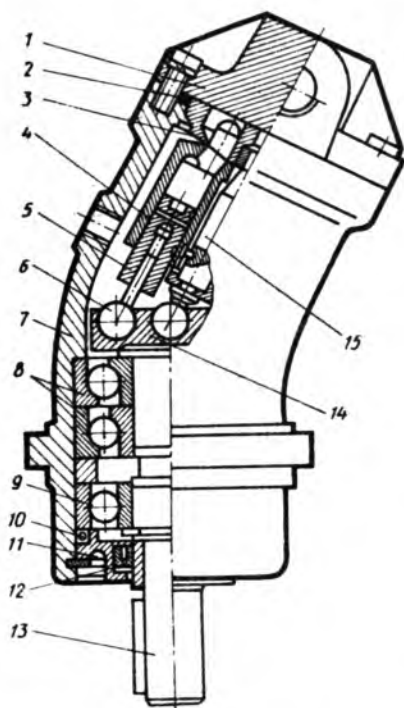


Рис. 5.9. Схема аксиально-поршневого гидромотора с наклонным блоком:

1 и 11 – крышки; 2 и 10 – уплотнительные кольца; 3 – распределительный диск; 4 – блок цилиндров; 5 – поршень; 6 – головка шатуна; 7 – корпус; 8 и 9 – подшипники; 12 – манжета; 13 – вал; 14 – приводная шайба; 15 – центральный шип

ками вала, а тангенциальная создает момент относительно оси вала. Этот момент нагрузки и трения и сообщает валу вращение, которое связано с вращением блока цилиндров, что приводит к соединению следующих рабочих камер с полостью нагнетания и слива.

Следует отметить, что КПД аксиально-поршневых гидромашин составляет $\eta = 0,85...0,95$, их выпускают с рабочими объемами $32...250 \text{ см}^3/\text{об}$. Металлоемкость m/V_0 гидромашин постоянной производительности колеблется от 0,5 до $0,625 \text{ кг} \cdot \text{об}/\text{см}^3$, а регулируемых – от 0,8 до $0,97 \text{ кг} \cdot \text{об}/\text{см}^3$.

Радиально-поршневые гидромашин (гидромоторы). Такие устройства различают по числу рабочих ходов за один оборот выходного вала (многоходовые и одноходовые) и по относительному расположению профилированной направляющей.

В гидромоторах рабочие камеры выполнены в блоках цилиндров 1 (рис. 5.10) и замыкаются поршнями 2, взаимодействующими с направляющей 3. Рабочие поверхности направляющих в гидромоторах многократного действия (рис. 5.10, а и б) представляют собой определенным образом спрофилированные участки. Направляющие гидромоторов однократного действия (рис. 5.10, в и г), как правило, выполняют в виде цилиндров, расположенных эксцентрично относительно оси блока цилиндров. При внешнем расположении такая направляющая имеет форму кольца, а при внутреннем – эксцентрика, связанных с валом гидромотора.

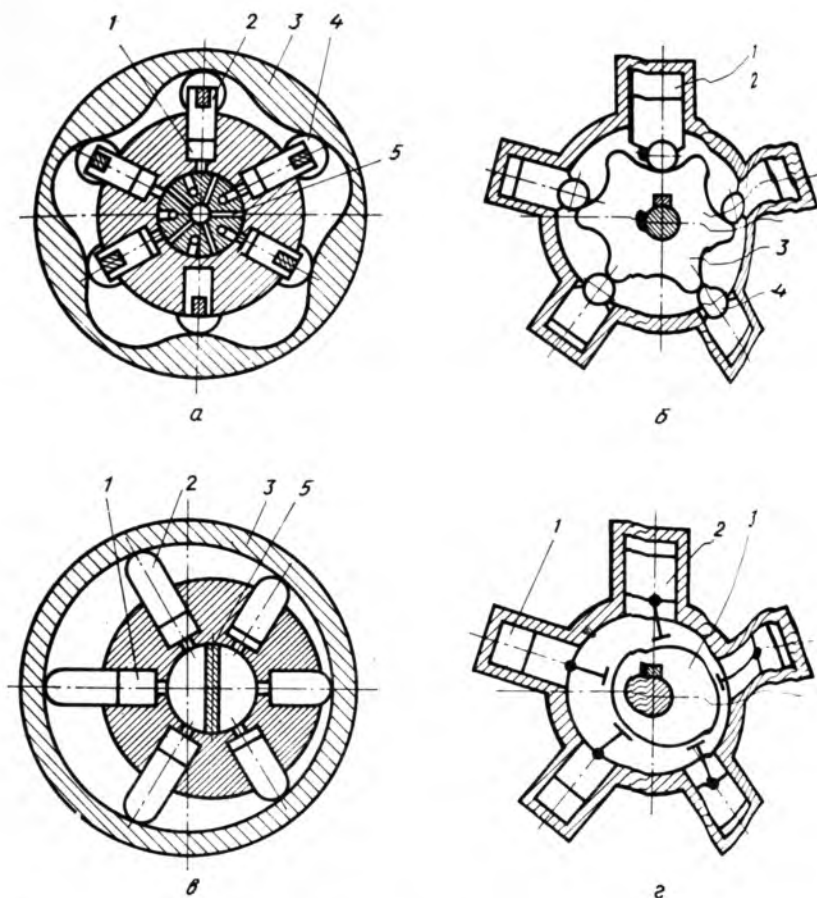


Рис. 5.10. Схемы радиально-поршневых гидромоторов с внешним (а и б) и внутренним (в и г) расположением направляющей:

1 - блок цилиндров; 2 - поршень; 3 - направляющая; 4 - каток; 5 - распределитель

В гидромоторах многократного действия усилие от поршней на направляющую передается с помощью катков 4, а в гидромоторах однократного действия для этого используют скользящие опорные башмаки, связанные с поршнем посредством шатунов (см. рис. 5.10, г), или кривошипно-кулисные механизмы. Рабочая жидкость распределяется цапферными распределителями 5 через систему осевых и радиальных каналов, через всасывающую и нагнетательные полости. Характер движения поршней определяется профилем направляющей.

Сила нормального давления к профилю направляющей в любой точке, кроме "мертвых точек", составляет с осью поршня отличный от нуля угол. Вследствие этого при взаимодействии поршня с направляющей возникает тангенциальная составляющая сила, которая и определяет вращающий момент, формирующийся на каждом из поршней.

У радиально-поршневых гидромоторов многократного действия рабочий объем до $65 \cdot 10^3 \text{ см}^3/\text{об.}$ и развиваемый момент $30 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м.}$

Рабочий объем рационально-поршневой гидромашины однократного действия

$$q_0 = \eta_0 \frac{\pi d^2}{4} 2ezk, \quad (5.18)$$

где η_0 — объемный КПД; d — диаметр поршня; e — эксцентриситет; z — число поршней; k — число рядов поршней.

Рабочий объем гидромашины многократного действия

$$q_0 = \eta_0 \frac{\pi d^2}{4} xzb, \quad (5.19)$$

где x — перемещение поршня кулачком; b — число кулачков профиля направляющей.

Мгновенное значение частоты вращения $n = Q/q_0$, где Q — подведенный расход рабочей жидкости. Скорость регулируют изменением эксцентриситета e , диаметра поршня, числа поршней в ряду и числа рядов поршней.

В основе кинематического расчета радиально-поршневого насоса или гидромотора положена схема вращающейся кулисы, которая включает неподвижный кривошип O_1O_2 (рис. 5.11), шатун O_2A и направляющий цилиндр O_1A . Точка O_1 соответствует оси вала, точка O_2 — оси опорной поверхности гидромашины ($O_1O_2 = e$). При вращении

направляющей вокруг точки O_1 ползун совершает вращательное движение вокруг точки O_1 и возвратно-поступательное по направляющей.

Положение поршня определяется углом φ и переменным радиусом

$$\rho = R \cos \beta + e \cos (180^\circ - \varphi)$$

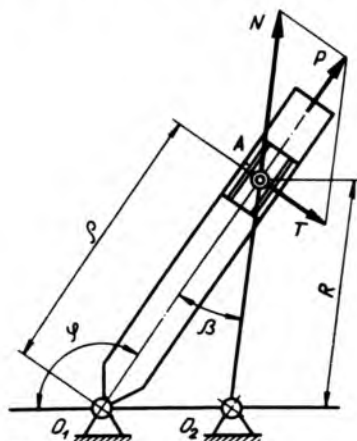


Рис. 5.11. Схемы вращения вала гидромашины

или при значении $\cos \beta = 1$

$$\rho = R - e \cos \varphi.$$

Перемещение поршня $x = e = 1 - \cos \varphi$, а полный ход $x = 2e$.

Относительная скорость поршня

$$v_{\pi} = \frac{dx}{dt} = e \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = en \sin \varphi,$$

где n — частота вращения направляющей.

Мгновенный расход (подача) жидкости определяется произведением площади поршня $\pi d^2/4$ на относительную скорость перемещения:

$$q_m = \frac{\pi d^2}{4} en \sin \varphi.$$

Радиально-поршневой насос обеспечивает неравномерную подачу рабочей жидкости. Амплитуда колебаний подачи уменьшается с увеличением числа поршней.

В процессе работы радиально-поршневой гидромашины на каждый поршень действуют сила давления рабочей жидкости $P = p_n \frac{\pi d^2}{4}$ и сила инерции $P_{ин} = m \omega^2 \rho$. Силу P можно разложить на радиальную $N = P/\cos \beta$ и тангенциальную $T = P \operatorname{tg} \beta$.

Тангенциальная составляющая создает момент на валу

$$M_i = T_i \rho_i = P \operatorname{tg} \beta (R - e \cos \varphi_i). \quad (5.20)$$

Полный крутящий момент для гидромотора равен сумме моментов ΣM_i от поршней, на которые действует давление нагнетания.

В конструкциях радиально-роторных гидромашин к основным параметрам относятся следующие: внутренний диаметр опорной поверхности статора $D_o = D_p + 2l$; диаметр цапферного распределителя $D = (4,5 \dots 5)d_{\pi}$; длина поршня $l = 2(e + d_{\pi})$; диаметр ротора $D_p = 12,5d_{\pi}$, где d_{π} — диаметр поршня.

Рабочая жидкость гидромашин распределяется индивидуальным или групповыми распределителями. Все распределители делятся по форме поверхности на плоские, цилиндрические и сферические, а по способу относительного перемещения — с вращательным, колебательным, возвратно-поступательным и сканирующим (планетарным) движением.

На рисунке 5.12 показаны некоторые виды распределительных устройств. В распределителе подвижным элементом служит вращающаяся цапфа (рис. 5.12, а) или втулка. На цапфе выполнены два серповидных канала, которые лежат в одной плоскости и сообщены соответственно с подводом и сливом. В корпусе распределителя имеются каналы, сообщающие распределительную поверхность с

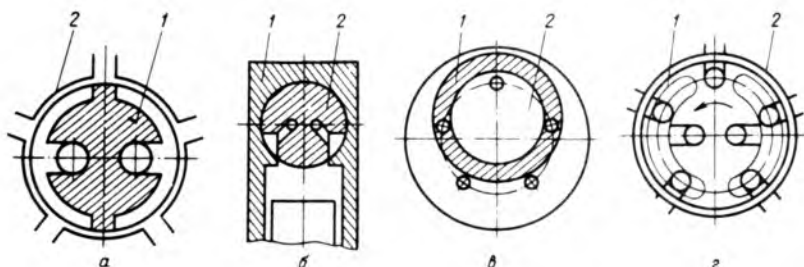


Рис. 5.12. Схемы распределительных устройств:

а и *б* – цапфенные; *в* – плоское; *г* – с составным золотником; 1 и 2 – подвижной и неподвижный элементы

рабочими камерами гидромотора. В цапфенном распределителе (рис. 5.12, б) подвижной элемент 1 совершает не вращательное, а колебательное движение относительно неподвижного элемента 2. Плоский распределитель (рис. 5.12, в) применяют для гидромашин с неподвижными рабочими камерами. Он содержит плоский подвижной элемент 1 кольцевой формы, установленный на эксцентриковой шейке приводного вала между двумя неподвижными торцевыми элементами 2 и совершающий сканирующее движение. В распределителе (рис. 5.12, г) плоский подвижной элемент 12 выполнен составным с устройством для компенсации зазора и вращается относительно неподвижного элемента 2.

На рисунке 5.13 показана схема высокомоментного радиально-поршневого гидромотора шестикратного действия. Рабочие камеры А гидромотора образованы рабочими поверхностями блока цилиндров и поршней. Каждая камера с помощью каналов и отверстий блока и торцевого распределительного диска соединена со штуцерами подвода 1 и отвода 12 рабочей жидкости. Торцевой распределительный диск 5 прижат к торцу блока цилиндров 10 через компенсационную шайбу втулкой 3.

В распределительном диске установлено по три втулки 3 и 4, которые соединяют его каналы с каналами крышки 2. При работе каждый из одиннадцати поршней совершает за один оборот вала в определенной последовательности шесть двойных ходов, при которых в рабочих камерах происходит поочередно из магистралей высокого давления нагнетание и вытеснение в сливную магистраль.

При подводе рабочей жидкости под давлением последняя от штуцера 12 через соединительные втулки 4 поступает к распределительному диску 5 и далее через торцевые отверстия попадает в те рабочие камеры, поршневые группы которых в этот момент расположены на рабочих участках копира корпуса 7. В этих камерах происходит процесс нагнетания. Поршни выходят из цилиндров и через ось с

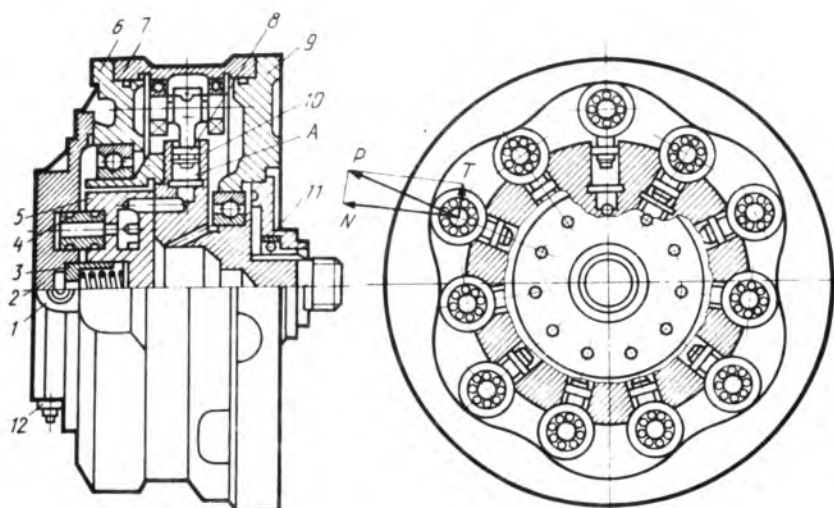


Рис. 5.13. Схема высокомоментного радиально-поршневого гидромотора:

1 и 12 – штуцера; 2 – крышка; 3 и 4 – втулки; 5 – распределительный диск; 6 и 9 – передняя и задняя крышки; 7 – корпус; 8 – поршень; 10 – блок цилиндров; 11 – манжета

двумя подшипниками действуют с силой P на копир корпуса. В точке контакта силу P можно разложить на силу нормального давления N , направленную по нормали к опорной поверхности, и тангенциальную силу T , которая и создает крутящий момент, вращающий блок цилиндров и вал гидромотора.

При вращении блока цилиндров в других рабочих камерах гидромотора происходит вытеснение рабочей жидкости. Поршни под действием сил N совершают обратный ход и вытесняют рабочую жидкость из рабочих камер. Жидкость через торцевые отверстия блока цилиндров и распределительного диска поступает на выход через штуцер 1. Частота вращения зависит от расхода жидкости. Посредством изменения направления подвода жидкости можно реверсировать вращение вала.

5.4. ПЛАНЕТАРНЫЕ (ГЕРОТОРНЫЕ) ГИДРОМАШИНЫ

Рабочие органы сельскохозяйственных машин работают с частотой вращения от $0,1$ до 15 с^{-1} и различными моментами сопротивления. Для их привода используют гидромоторы героторного типа. Качающий узел этих гидромашин представляет собой шестеренную пару внутреннего зацепления с эпитрохиодным профилем зубьев внутренней шестерни – ротора 1 (рис. 5.14, а) и круговыми зубьями охватывающей

кольцевой шестерни статора 2. Число зубьев статора на единицу превышает число зубьев ротора. Зубья шестерен находятся в непрерывном взаимном контакте и образуют ряд замкнутых рабочих камер без каких-либо дополнительных разделительных элементов, что позволяет осуществить планетарное движение одной из шестерен с передачей относительной (замедленной) составляющей этого движения на выходной вал.

Для исключения скольжения зубьев ротора по поверхности статора и улучшения технологии изготовления гидромашин вместо зубьев статора используют ролики (рис. 5.14, б). При вращении ротора объем рабочих камер левой и правой сторон гидромашины постепенно меняется. После поворота ротора на угол, равный $25\frac{5}{7}^\circ$, распределитель переключает камеры нагнетания II, III, IV (см. рис. 5.14, а) и всасывания (слива) V, VI, VII. Распределитель расположен на валу статора и имеет по шесть сливных (всасывающих) и нагнетательных каналов. Таким образом, одна впадина статора в процессе работы разобрана с линиями нагнетания и слива, она находится при положении зуба внутри шестерни. При повороте вала на один оборот происходит переключение каналов по следующему циклу: I – IV – VII – VI – II – V – I. Следовательно, за один оборот ротора у гидромашин происходит шесть рабочих циклов при семи циклах распределителя.

Конструкции таких гидромашин отечественного и зарубежного производства имеют общую схему: неподвижную кольцевую шестерню (статор) и ротор, совершающий сложное планетарное движение. У гидромашин с цапфенным распределителем имеется карданный вал, который передает относительное вращение ротора на выходной вал и служит для синхронного по скорости и фазе привода распределителя.

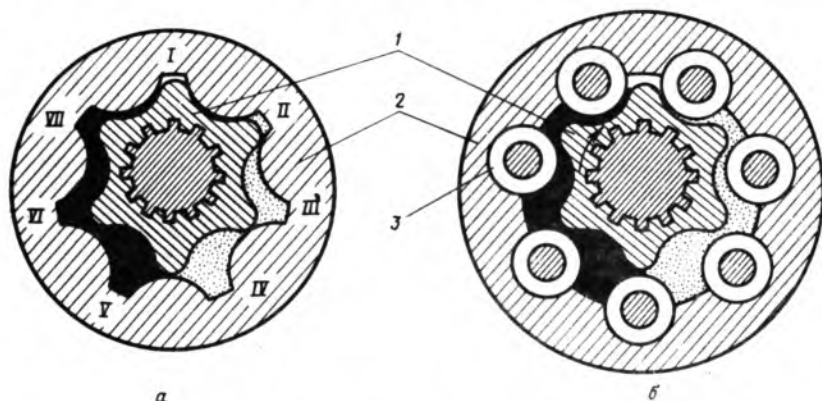


Рис. 5.14. Схема планетарных (героторных) гидромашин:

а — с кольцевой шестерней; б — с роликами; 1 — ротор; 2 — статор; 3 — ролик; I...VII — камеры

В гидромоторах с торцевым распределителем движение передается на подвижной диск распределителя дополнительным карданным валом или от основного вала при планетарном движении статора.

Рабочий объем можно определить из выражения

$$q_0 = 2\pi D_e \left(\frac{z_2}{z_1} \right) b \eta_0, \quad (5.21)$$

где $2e$ — высота зуба; D — диаметр делительной окружности зацепления; z_1 и z_2 — число зубьев ротора и статора; b — ширина ротора.

Насос-дозатор обеспечивает подачу рабочей жидкости в полости гидроцилиндра управляемых колес пропорционально повороту рулевого колеса. В корпусе 11 (рис. 5.15) установлен вал 13, хвостовик которого соединен через карданную передачу с рулевым колесом. Вал, вращающийся на игольчатом 12 и упорном 14 подшипниках, связан с помощью штифтов с вращающимся распределителем 3. К основным рабочим элементам насоса относятся обойма (статор) 6 с роликами 9 и сателлит (ротор) 8. Обойма, ролики и сателлит установлены между пластиной 10 и крышкой 4 и закреплены болтами 5. Так как толщина обоймы больше толщины роликов и сателлитов, то в процессе работы ролики и сателлит вращаются без заедания. Приводной вал связан с сателлитом с помощью карданного вала 2 и штифтов 7. Распределитель 3 имеет овальные отверстия, которые соединяются с центральным каналом, и пазы, сообщающиеся с расточкой в корпусе посредством промежуточного.

Обойма, сателлит и ролики образуют семь рабочих камер. При вращении рулевого колеса, например против хода часовой стрелки,

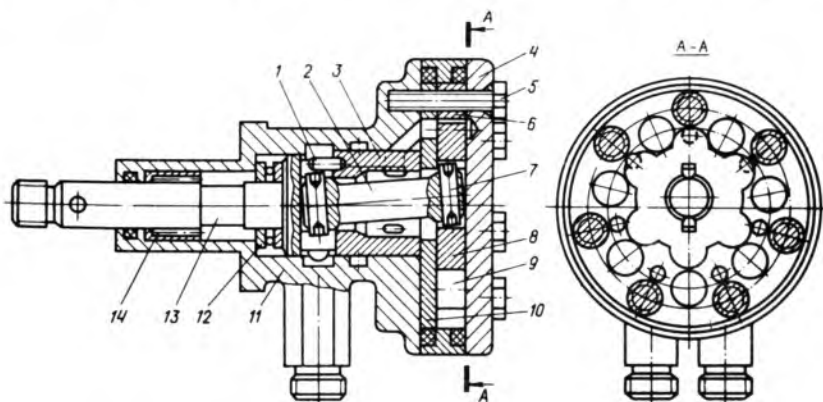


Рис. 5.15. Схема насоса-дозатора:

1 и 7 — штифты; 2 — карданный вал; 3 — распределитель; 4 — крышка; 5 — болт; 6 — статор; 8 — ротор; 9 — ролик; 10 — пластина; 11 — корпус; 12 и 14 — игольчатый и упорный подшипники; 13 — вал

движение через валы передается сателлиту, у которого зубья, скользя по роликам, уменьшают или увеличивают рабочий объем камер. Если при вращении сателлита рабочий объем камеры уменьшился, то жидкость вытесняется из камеры и по осевому каналу вращающегося золотника распределителя поступает в одну из полостей гидроцилиндра управляемых колес. Давление в полостях, из которых вытесняется жидкость, одинаково и равно давлению, необходимому для поворота колес на угол, пропорциональный углу рулевого колеса.

Гидромоторы формы "Данфос" состоят из неподвижного статора 5 (рис. 5.16) с внутренним зацеплением, подвижного ротора 13, у которого число зубьев на один меньше, чем у статора. Крутящий момент передается через выходной вал 1, который имеет дополнительный карданно-шлицевой вал 2, связанный с ротором, и карданный вал синхронного привода распределителя 7. Вал вращается в двух радиально-упорных подшипниках 4, установленных в передней крышке 3. В пластине 6 выполнен ряд сверлений, через которые поступает жидкость из соответствующих каналов 11 распределителя 7. Реверсирование гидромотора осуществляется изменением направления потока жидкости к штуцерам 8, 9 в передней крышке гидромотора. Подтекающая жидкость через дренажный канал 12 (допускается превышение давления до 1 МПа) отводится в гидрелинию слива. Если сравнить по металлоемкости различные гидромашины, то можно заметить, что существенно меньшую металлоемкость имеют героторные гидромашины фирмы "Денфос", что особенно важно для мобильных сельскохозяйственных машин.

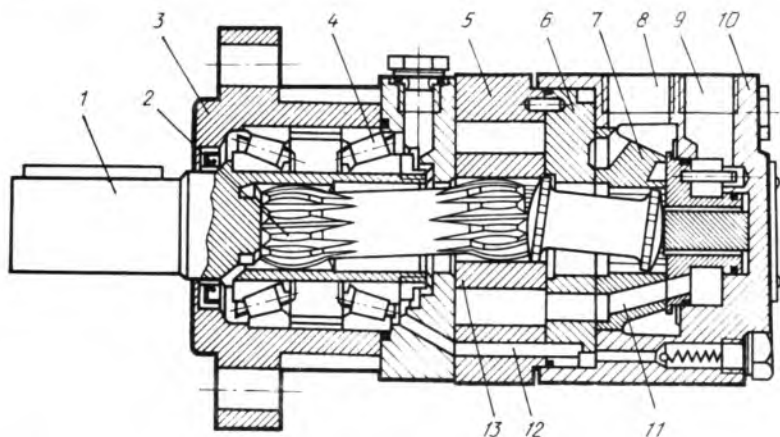


Рис. 5.16. Схема гидромотора фирмы "Данфос":

1 и 2 - выходной и карданно-шлицевой валы; 3 и 10 - передняя и задняя крышки; 4 - подшипники; 5 - статор; 6 - пластина; 7 - распределитель; 8 и 9 - штуцера; 11 - канал распределителя; 12 - дренажный канал; 13 - ротор

5.5. ВИНТОВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОДВИГАТЕЛИ

Особенностью конструкции винтовых насосов объемного действия является то, что в одном корпусе 1 (рис. 5.17) размещено несколько ходовых винтов 4 и 5. Средний винт 5 с правосторонней нарезкой приводится в движение с помощью вала 3 и передает вращающее движение на внешние винты 4 с левой нарезкой. Корпус 1, два шага внешних винтов и один шаг ведущего винта образуют замкнутую камеру. Всасывающая и нагнетательная камеры ограничены крышками 2 и 6. При вращении винтов замкнутая камера постоянно движется из стороны всасывания в сторону нагнетания, не меняя своего объема.

Винтовые насосы обеспечивают равномерную подачу жидкости при невысоких рабочих давлениях.

Гидродвигатели. Для привода ножей режущих аппаратов, активных лемехов и других рабочих органов сельскохозяйственных машин используют гидродвигатели возвратно-поступательного движения. Гидродвигатель служит преобразователем энергии гидравлического потока рабочей жидкости непосредственно в возвратно-поступательное движение рабочего органа.

Возвратно-поступательный двигатель представляет собой гидравлический цилиндр, поршень 3 (рис. 5.18, а) с двусторонним штоком 8 для выравнивания скоростей движения поршня в обоих направлениях. В корпус 5 двигателя встроен реверсивный золотник 16, который меняет направление потока рабочей жидкости и соответственно движение поршня. Поршень 3 имеет с каждой стороны мультипликаторные выступы.

В плунжере реверсивного золотника 16 выполнены глухой осевой канал 18 и сообщающиеся с ним радиальные каналы в центральном

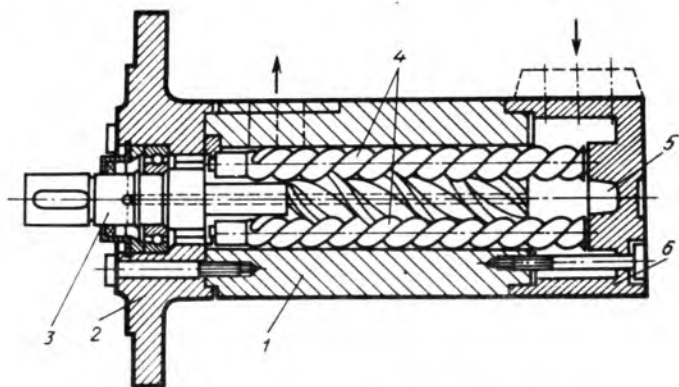


Рис. 5.17. Схема винтового насоса объемного действия:
1 — корпус; 2 и 6 — крышки; 3 — вал; 4 и 5 — винты

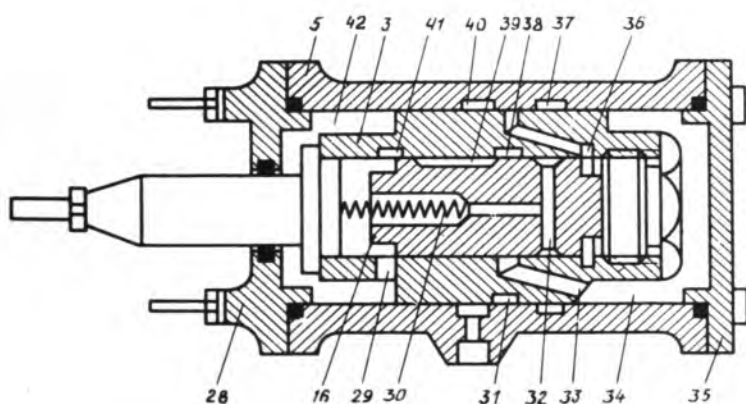
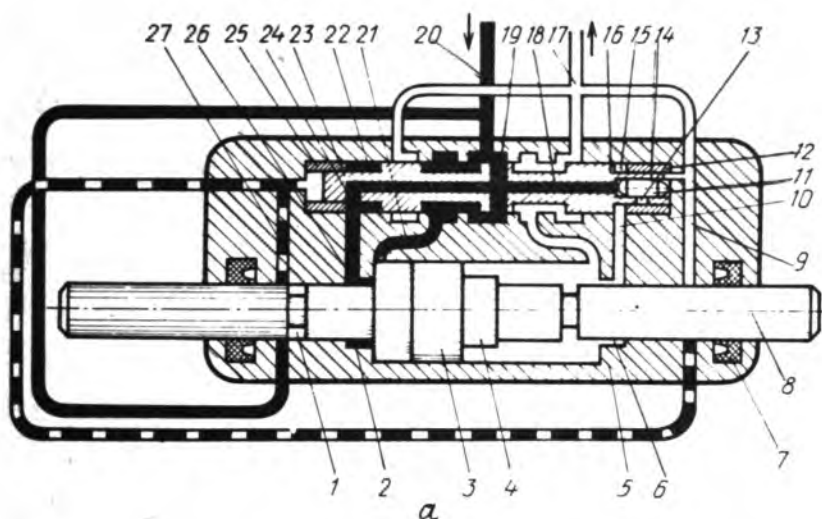


Рис. 5.18. Схемы гидродвигателей возвратно-поступательного движения:

а – ДВП-80 x 8000; **б** – ГА-40000Б; 1 – управляющая канавка; 2 и 6 – камеры; 3 – поршень; 4 – мультипликаторный выступ; 5 – корпус; 7 – уплотнение; 8 – шток; 9 и 27 – управляющие каналы; 10 – канал; 11 – плунжер; 12 и 25 – втулки; 13, 19 и 24 – радиальные каналы; 14 и 23 – концевые участки плунжера; 15 и 22 – канавки; 16 – золотник; 17 и 20 – сливная и напорная магистрали; 18 – осевой канал; 21 и 26 – рабочий и подпиточный каналы; 28 и 35 – крышки; 29 – отверстие; 30 – пружина; 31, 34, 36, 37, 39, 40 и 41 – кольцевые полости; 32 – радиальное сверление; 33, 38 и 42 – кольцевые каналы

пояске, постоянно соединенные с напорной магистралью 20. Радиальные каналы 13 и 24 в концевых участках плунжера служат для подпитки камер 2 и 6 в корпусе двигателя, в которые входят мультипликаторные выступы поршня, что увеличивает его полезную площадь три разгоне.

В открытый конец осевого канала входит дополнительный плунжер 11, размещенный в крайней управляющей полости золотника, постоянно соединенной со сливной магистралью 17. Это обеспечивает надежный пуск гидродвигателя при произвольном положении золотника и поршня. В корпусе 5 с двумя крышками находятся уплотнения 7 штоков. Поршень кроме выступов имеет две управляющие канавки 1. В золотниковой расточке корпуса размещен дифференциальный плунжер, в котором выполнены глухой осевой канал 18 и сообщающиеся с ним радиальные каналы 19 в центральном пояске, а также радиальные каналы 13 и 24 на концевых участках 14 и 23.

Каналы 19 постоянно соединены с напорной магистралью 20. В открытый конец осевого канала 18 входит дополнительный плунжер 11, упирающийся в концевые участки 14 и 23 плунжера. Последние имеют меньший диаметр, чем рабочие пояски. Эти участки входят во втулки 12 и 25, в которых выполнены окна, сообщающиеся с управляющими каналами 9 и 27. Выполненные в корпусе кольцевые канавки 15 и 22, в которых размещены управляющие уступы между концевыми участками 14 и 23 и рабочими поясками плунжера, соединены каналами 10 и 26 с камерами 2 и 6. Концевая управляющая полость во втулке 12 постоянно соединена со сливной магистралью 17.

Если поршень смещается влево под действием давления в осевом канале 18 и канавках 15 и 22, то левый мультипликаторный выступ поршня входит в камеру 2 и начинает вытеснять из нее жидкость в канавку 22. Одновременно левая управляющая канавка 1 на штоке поршня открывает управляющий канал 27 и сообщает полость втулки 25 с напорной магистралью 20. Вследствие инерционного перебега поршня, вызывающего повышение давления в канавке 22, и действия давления на торец плунжера последний смещается вправо. При этом происходит сообщение левого рабочего канала 21 с напорной магистралью 20 и подпиточного канала 26 с осевым каналом 18.

В результате происходит окончательное торможение поршня 3 и его последующий разгон вправо. При подходе поршня 3 к правому крайнему положению правый мультипликаторный выступ 4 запирает камеру 6, вызывая повышение давления в ней и в канавке 15, а правая управляющая канавка 1 на штоке 8 открывает канал 9, сообщая полость втулки 25 с полостью втулки 12 и со сливной магистралью 17.

Гидравлический вибратор в зерноуборочных комбайнах служит для разрушения сводов в бункере, улучшения и ускорения выгрузки влажного зерна.

Вибратор представляет собой поршневой гидроцилиндр с ходом 3 мм. В корпусе 5 (рис. 5.18, б) поршень 3 соединен со штоком, прохо-

дящим сквозь отверстие крышки 28. Внутри поршня расположен распределительный золотник 16, который с одной стороны поджат пружиной, а с другой — ограничен заглушкой.

Рабочая жидкость, поступающая в полость цилиндра, сдвигает поршень и открывает отверстие, через которое она проникает в золотник 16. Золотник, перемещаясь, открывает отверстие для подачи жидкости в противоположную полость цилиндра. Поршень движется в обратную сторону и в крайнем положении освобождает отверстие для движения жидкости в первоначальную полость цилиндра. Циклы повторяются. Сливные полости постоянно соединены со сливной магистралью, минуя гидрораспределитель.

Работа гидродвигателей возвратно-поступательного действия основана на использовании кинетической энергии.

Гидроцилиндр — это гидравлический двигатель возвратно-поступательного движения. В конструкциях сельскохозяйственных машин применяют поршневые, плунжерные, телескопические и мембранные гидроцилиндры одно- и двустороннего действия. Поршневые гидроцилиндры используют для подъема и опускания рабочих органов, плунжерные — для управления вариаторами и рабочими органами с невысокой металлоемкостью, телескопические — для разгрузки самосвалных прицепов и выполнения операций и погрузчиках, мембранные — для управления тормозами, муфтами и т. п.

Поршневые и плунжерные гидроцилиндры одностороннего действия состоят из корпуса 2 (рис. 5.19, а и б), внутри которого находится поршень 5, соединенный со штоком 1 (см. рис. 5.19, а), или плунжер 1 (см. рис. 5.19, б). Поршень загерметизирован двумя манжетами, а шток или плунжер — резиновыми и защитными уплотнительными кольцами 3 и манжетой. Цилиндр имеет поршневую, или рабочую, А и штоковую Б полости.

При работе гидравлического цилиндра одностороннего действия поршневая полость А соединяется с напорной линией насоса и под действием давления рабочей жидкости поршень (шток, плунжер) перемещается, поднимая какой-либо рабочий орган. Штоковая полость Б поршневого гидроцилиндра одностороннего действия сообщается через сапун 4 с атмосферой. Поршень (плунжер) перемещается в обратном направлении под действием силы тяжести рабочего органа или пружины. Такие гидроцилиндры применяют как с подвижным штоком, так и с подвижным корпусом.

В гидроцилиндрах двустороннего действия (рис. 5.19, в) имеются две рабочие полости: поршневая и штоковая. Перемещение поршня со штоком под действием давления рабочей жидкости возможно в двух направлениях. В таких гидроцилиндрах могут быть два или один шток 1, герметизированный уплотнительными манжетами и кольцами 3, установленными в крышках гидроцилиндра. В проушинах штока 1 и нижней крышки 8 установлены подшипники скольжения или качения. Рабочая жидкость подводится и отводится по каналам А

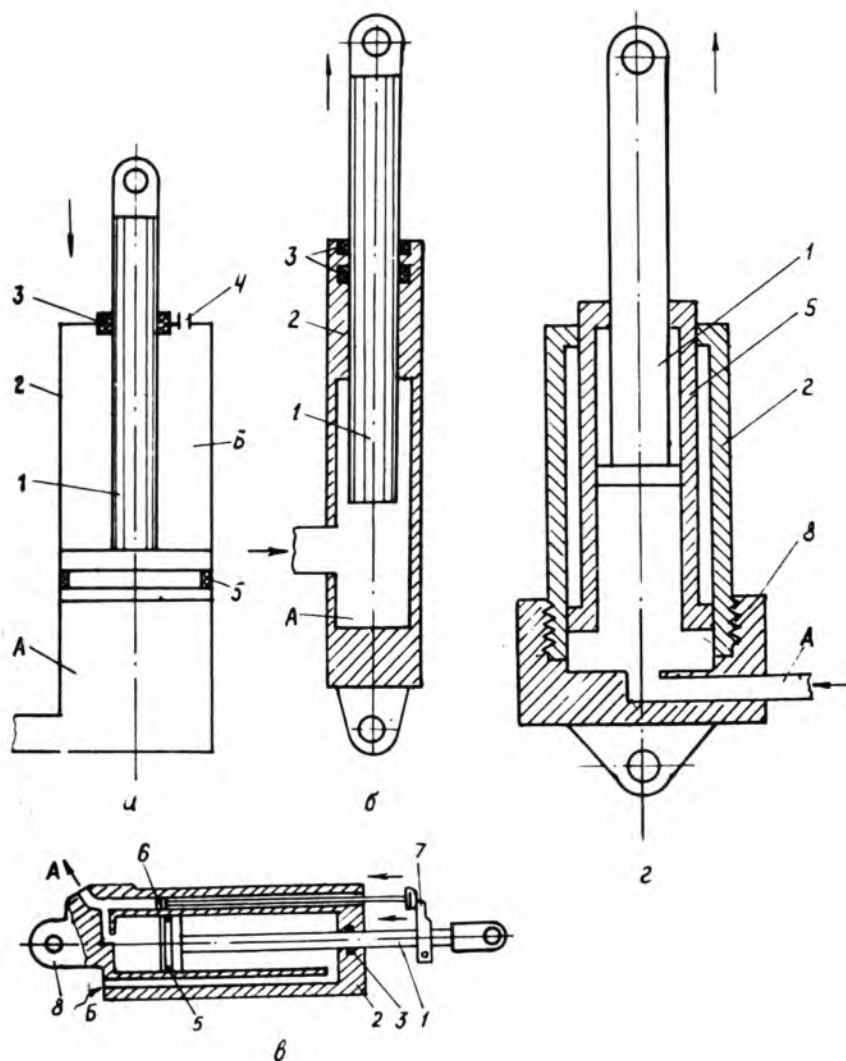


Рис. 5.19. Схемы гидравлических цилиндров:

а – поршневой одностороннего действия; *б* – плунжерный; *в* – поршневой двустороннего действия; *г* – телескопический; *1* – плунжер (шток поршня); *2* – корпус; *3* – уплотнительное кольцо; *4* – сапун; *5* – поршень; *6* – запорный клапан; *7* – упор; *8* – нижняя крышка; *A* и *Б* – рабочая и штоковая полости

и Б. В некоторых гидроцилиндрах для ограничения хода поршня (штока) в сливном канале А установлен запорный клапан б, связанный с упором 7, закрепленным на штоке.

Принцип работы гидроцилиндра двустороннего действия заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости под давлением в полость Б поршень 5 со штоком 1 перемещается влево. Одновременно происходит вытеснение рабочей жидкости из полости А. В тот момент, когда упор 7 достигнет штока клапана и клапан б перекроет сливную магистраль А, за счет повышения давления в линии нагнетания произойдет автоматическое выключение золотника управления (распределителя) и остановка гидроцилиндра. Шток может перемещаться под действием давления рабочей жидкости в двух направлениях. Реже применяют гидроцилиндры двустороннего действия с подвижным корпусом.

Телескопический цилиндр (рис. 5.19, з) состоит из корпуса 2, нижней крышки 8 с проушиной или опорной пятой, концентрично расположенных поршней 5 разного диаметра, перемещающихся один относительно другого, и штока 1. При подводе рабочей жидкости в подпоршневую магистраль А происходит последовательное выдвижение поршней 5 и штока 1. В этом случае максимальное перемещение (подъем) осуществляется на длину, равную сумме ходов всех поршней штока.

Гидроцилиндры должны обеспечить плавную работу рабочих органов и машин, и при этом не допускаются утечки жидкости через уплотнения и внутренние перетечки. С целью уменьшения ударных воздействий при подходе поршня в крайнее положение в конструкциях предусматривают демпфирующие устройства.

При расчете гидроцилиндров необходимо учитывать номинальное давление рабочей жидкости p_n , диаметры цилиндра D и штока d , ход штока l .

Усилие, которое может развить гидроцилиндр,

$$R = p_n S_n \eta_{ц}, \quad (5.22)$$

где p_n — давление нагнетания рабочей жидкости; S_n — эффективная площадь поршня в полости нагнетания; $\eta_{ц}$ — коэффициент, учитывающий сухое, жидкостное трение ($\eta_{ц} = 0,85 \dots 0,95$).

Площадь поршня со стороны бесштоковой полосы определяют как $S_1 = \pi D^2/4$, а площадь со стороны штока $S_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$.

При работе гидроцилиндра двустороннего действия усилие

$$R = (p_n S_n - p_c S_c) \eta_{ц},$$

где p_c — давление слива рабочей жидкости; S_c — площадь поршня в полости слива.

Усилие, развиваемое гидроцилиндром, идет на преодоление силы тяжести сруда G , силы трения $R_{тр}$ в конструктивных элементах и

шарнирах, силы инерции $R_{и}$, т. е.

$$R = kG + R_{тр} + R_{и}, \quad (5.23)$$

где k – коэффициент, учитывающий длину рычагов, передающих движение.

Тогда

$$G = mg,$$

где m – масса орудия.

Сила трения в шарнирах

$$R_{тр} = fN,$$

где f – коэффициент трения; N – сила нормального давления.

Сила инерции движущихся частей

$$R_{и} = \pm Ma,$$

где M – масса движущихся частей, приведенных к штоку цилиндра; a – ускорение (+) или замедление (–) движения.

Во время разгона сила инерции

$$R_{и} = v kG/gt = kmv/t,$$

где v – максимальная скорость хода штока; t – время разгона.

Расчетная скорость движения штока

$$v_p = Q/S_{и},$$

где Q – расход рабочей жидкости.

При подборе гидроцилиндра по известной нагрузке R диаметр поршня цилиндра

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi p_{и} \eta_{ц}} (kmg + fN + \frac{kmv}{t})}. \quad (5.24)$$

Во время работы гидроцилиндра шток работает на растяжение или сжатие.

При заданном соотношении скоростей прямого и обратного ходов ($v_1 < v_2$) и постоянном расходе жидкости диаметр штока

$$d = D\sqrt{1 - (v_1/v_2)}.$$

Допустимое давление в цилиндре при условии устойчивости

$$p_d \leq \frac{4R_3}{\pi(D^2 - d^2)}, \quad (5.25)$$

где R_3 – допустимая эксплуатационная нагрузка.

Необходимую толщину стенок цилиндра определяют по формуле Ляме, т. е.

$$\delta_c \geq \frac{D}{2} \sqrt{\frac{[\sigma] + 1,2 p_{\max}}{[\sigma] - 1,2 p_{\max}}},$$

где $[\sigma]$ – допустимое напряжение растяжения материала цилиндра; $p_{\max}$ – максимальное давление нагнетания.

Деформация стенок цилиндра при циклической нагрузке

$$\Delta D = \frac{p D^2}{2 E \delta_c} (1 - 0,5 \mu_n),$$

где E – модуль упругости (для стали $E = 21 \cdot 10^{10}$ Н/см²); μ_n – коэффициент Пуассона ($\mu_n = 0,29$).

Крышки цилиндра должны обеспечить прочность конструкции из условия

$$[\delta] = \frac{1,2 p_{\max}}{W},$$

где W – момент сопротивления (здесь $W = 4 \delta^2 / \pi D^2$, где δ – толщина плоского дна цилиндра).

Теоретическая мощность гидроцилиндра

$$N_T = (p_n S_n - p_c S_c) v. \quad (5.26)$$

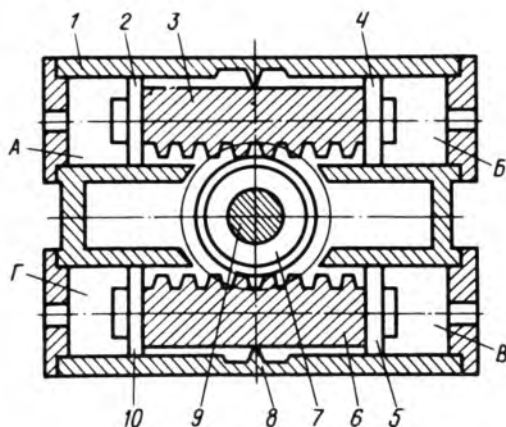
С целью снижения динамических ударов при опускании рабочего органа или орудия в сливной полости устанавливают замедлительный клапан.

Гидродвигатель с ограниченным углом поворота выходного вала называется поворотным гидродвигателем. Его применяют в конструкциях сельхозмашин (привод рабочих органов при повороте в пределах 0...360° в рулевом управлении тракторов и машин).

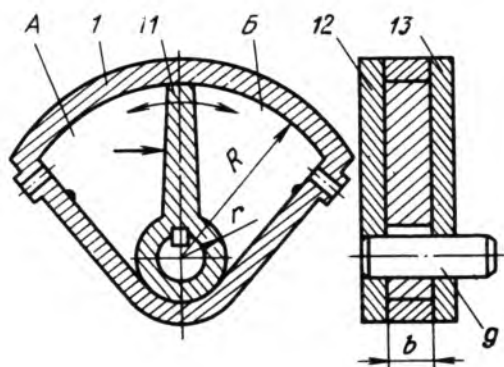
По конструкции поворотные гидравлические двигатели могут быть пластинчатыми и поршневыми. На практике чаще применяют двух- или четырехпоршневые, а также одно- или двухпластинчатые гидравлические двигатели.

Четырехпоршневой поворотный гидравлический двигатель состоит из корпуса 1 (рис. 5.20, а) цилиндров, поршней 2, 4, 5 и 10, жестко соединенных с зубowymi рейками 3 и 6. Рейки входят в зацепление с шестерней 7, закрепленной на выходном валу 9. Зазор в зацеплении и определенное положение реек во избежание поворота устанавливаются упорами 8.

При подаче жидкости под определенным давлением в рабочие камеры А и В поршни 2 и 5, рейки 3 и 6 перемещаются в противоположные стороны, поворачивая шестерню 7 с валом 9 по ходу часовой стрел-



a



б

Рис. 5.20. Схема поворотных гидродвигателей:

a – поршневой; *б* – пластинчатый; 1 – корпус; 2, 4, 5 и 10 – поршни; 3 и 6 – рейки; 7 – шестерни; 8 – упор; 9 – вал; 11 – пластина; 12 и 13 – крышки; А, Б, В, Г – камеры

ки. Из камер *Б* и *Г* жидкость поршнями *4* и *10* вытесняется в сливную магистраль. Управление потоком рабочей жидкости и реверсирование механизма производятся распределительным устройством.

Крутящий момент на валу поршневого поворотного гидравлического двигателя

$$M = \Delta p S_{\Pi} \frac{D_{\kappa}}{2} z, \quad (5.27)$$

где Δp – перепад давления; S_{Π} – площадь поршня; D_{κ} – диаметр делительной окружности шестерни; z – число одновременно работающих поршней.

Угловая скорость вала

$$\omega = 8Q / \pi d^2 D_{\kappa} z,$$

где d – диаметр поршня.

Пластинчатый поворотный гидравлический двигатель (рис. 5.20, б) состоит из корпуса *1* с боковыми крышками *12* и *13*, пластины *11*, жестко установленной на валу *9*. При подводе под давлением рабочей жидкости в одну из камер *А* или *Б* пластина с валом будет поворачиваться на заданный угол.

Крутящий момент на валу двигателя

$$M = \Delta p S l,$$

где S – площадь рабочей части пластины; l – плечо приложения силы давления [здесь $l = (R + r)/2$].

Отсюда

$$S = (R - r) b,$$

где R и r – большой и малый радиусы пластины; b – ширина пластины.

Угловая скорость поворота вала

$$\omega = \frac{2Q}{b(R^2 - r^2)}.$$

5.6. ГИДРОАККУМУЛЯТОРЫ

Гидроаккумулятор – это гидравлическая машина, предназначенная для накопления и возврата в гидросистему энергии рабочей жидкости. Накопление или аккумулятирование энергии жидкости под давлением происходит в процессе зарядки аккумулятора, а возврат энергии – в процессе разрядки. Гидроаккумуляторы применяют как основные или дополнительные источники энергии жидкости в гидросистемах тракторов и сельхозмашин, линиях нагнетания для сглаживания пиковых перегрузок вращательного и возвратно-поступательного гид-

ропривода рабочих органов, индивидуальных и групповых предохранительных устройствах плугов, автоматических прореживателях сахарной свеклы.

Гидроаккумуляторы также используют для уменьшения пульсаций расхода жидкости в напорных гидравлических магистралях и защиты гидросистем от гидравлических ударов. В зависимости от способа накопления энергии аккумуляторы могут быть пружинными и пневматическими. В пружинных аккумуляторах возврат энергии рабочей жидкости происходит сжатой пружиной, а в пневматических — в результате расширения сжатого газа.

Гидроаккумулятор пружинного типа состоит из неподвижного наружного 4 (рис. 5.21) и подвижного внутреннего 5 цилиндров, между которыми размещена работающая на сжатие пружина 3. В полости подвижного цилиндра находится неподвижный поршень 6 с полым штоком 2, который жестко связан с передней крышкой 1 наружного цилиндра 4. Гидравлическая полость аккумулятора при монтаже соединена с напорной линией гидросистемы.

Принцип работы такого аккумулятора заключается в следующем. При увеличении давления рабочей жидкости в линии нагнетания подвижной цилиндр 5 перемещается относительно поршня вправо и сжимает пружину, т. е. аккумулятор заряжается. Если давление рабочей жидкости в линии нагнетания по любой причине уменьшится, то под действием силы пружины цилиндр 5 переместится влево, вытеснит часть жидкости под давлением из полости гидроаккумулятора в напорную магистраль, т. е. аккумулятор разрядится.

Объем пружинных гидроаккумуляторов

$$V = Sh,$$

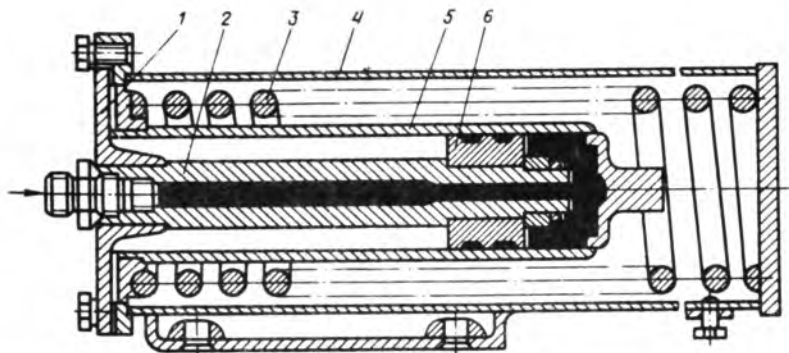


Рис. 5.21. Схема пружинного гидроаккумулятора:

1 — крышка; 2 — шток; 3 — пружина; 4 и 5 — наружный и подвижной внутренний цилиндры; 6 — поршень

где S – площадь поршня; h – деформация (усадка) пружины после зарядки.

Давление жидкости в пружинных гидроаккумуляторах

$$p_a = \frac{c(h_1 + h) - R_{\Gamma} - R_{\Pi}}{S}, \quad (5.28)$$

где c – жесткость пружины; h_1 – предварительная деформация пружины; R_{Γ} – сила сухого (учитывающая гистерезис) трения пружины; R_{Π} – сила трения поршня.

Пневматические гидроаккумуляторы классифицируют по форме корпусов на цилиндрические и сферические, а по форме – на поршневые, мембранные и баллонные.

Поршневой пневматический гидроаккумулятор состоит из цилиндрического корпуса 4 (рис. 5.22, а), нижней и верхней крышек. Внутри корпуса установлен разделительный поршень 6 с уплотнительными кольцами 7. Верхняя пневматическая полость 2 аккумулятора заполняется через клапан 1 сжатым газом (азотом) с некоторым первоначальным давлением. Нижняя полость аккумулятора соединяется с гидравлической магистралью.

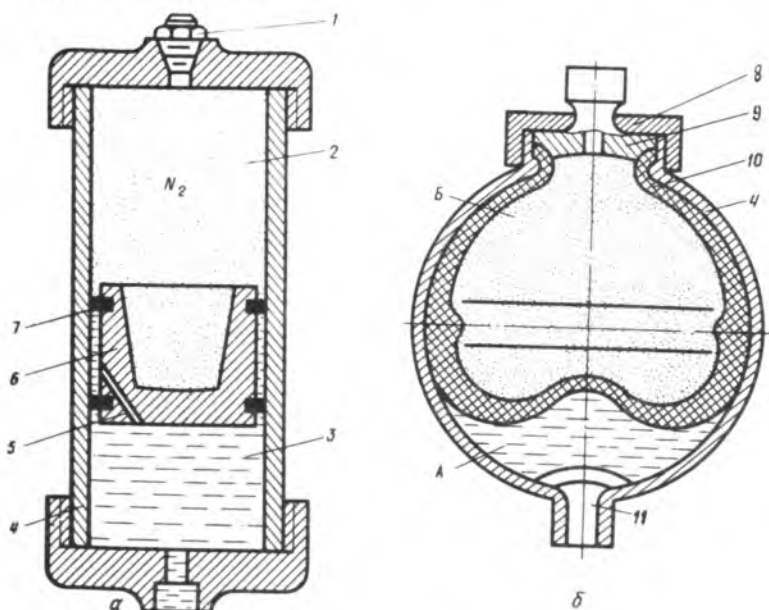


Рис. 5.22. Схемы пневматических гидроаккумуляторов:

а – поршневой; б – мембранный; 1 – клапан; 2 и 3 – пневматическая и гидравлическая полости; 4 – корпус; 5 – канал; 6 – поршень; 7 – кольцо; 8 – гайка; 9 – крышка; 10 – мембрана; 11 – штуцер; А и Б – полости

Принцип работы аккумулятора заключается в следующем. Предварительно полость 2 заряжается газом с определенным давлением. При увеличении давления рабочей жидкости в гидросистеме поршень поднимается, происходит сжатие инертного газа, т. е. зарядка аккумулятора. При снижении давления рабочей жидкости в гидросистеме поршень под действием давления газа перемещается вниз, вытесняет часть рабочей жидкости в магистраль, т. е. аккумулятор разряжается.

Мембранный сферический гидроаккумулятор состоит из корпуса, двух полусфер или сплошной сферы, эластичной мембраны 10 (рис. 5.22, б), крышки 9 и накидной гайки 8. В верхней крышке находится штуцер для заправки полости Б газом, а в нижней части сферического корпуса — штуцер 11 для соединения полости А аккумулятора с нагнетательной магистралью гидросистемы. Рабочий процесс мембранных сферических аккумуляторов протекает аналогично рассмотренным выше гидроаккумуляторам.

В процессе работы сжатие газа в гидравлическом пневмоаккумуляторе представляет собой политропный процесс, который может быть описан уравнением

$$p_1 V_1^n = p (V_1 - V)^n, \quad (5.29)$$

где V_1 — объем газа в гидроаккумуляторе при давлении p_1 ; n — показатель политропы сжатия; p — текущее значение давления; V — текущее изменение объема.

Давление наполнения газа p_r с учетом предварительного напряжения должно составлять 0,7...0,9 минимального рабочего, т. е. $p_r \leq (0,7...0,9) p_{\min}$, что позволит предохранить эластичную камеру от возможных повреждений.

Относительное падение давления при отборе определенного объема жидкости с исходным давлением p , соответствующим объему газа V , до давления p_1

$$\Delta p = (1 - p/p_1) 100.$$

Полезный объем гидроаккумулятора

$$V_n = [(p_r/p_{\max})^{1/n} - (p_r/p_{\min})^{1/n}] V_c, \quad (5.30)$$

где $p_{\min}$ и $p_{\max}$ — давление при минимальном и максимальном объеме газа; V_c — полный объем гидроаккумулятора.

5.7. ИСПЫТАНИЕ ГИДРОМАШИН

Перед исследованием объемных гидropередач выполняют отдельные испытания насоса, гидромотора, а затем исследуют гидропривод в целом.

Стендовые исследования объемного привода включают определение надежности скоростных и нагрузочных параметров, утечек, снятие

внешних характеристик, исследование пусковых свойств, испытание на долговечность и т. п. Все стендовые испытания проходят на специально оборудованном контрольно-измерительном стенде (рис. 5.23).

Насос 1 по трубопроводу 2 подает жидкость в гидромотор 8. Из последнего рабочая жидкость по трубопроводу 12 через фильтр 13 возвращается в резервуар 14. Вал гидромотора соединяется с тормозом 9. В зависимости от нагрузки на валу гидромотора изменяются расход жидкости и давление в гидросистеме. Насос, гидромотор, а также регулирующие элементы привода испытывают в целом при различных режимах.

Скорость вращения гидромотора при обычном регулировании изменяется подачей насоса, делителем потока или дросселем-регулятором расхода 4. Система защищена от перегрузки предохранительным клапаном 3, подключенным к магистралям через обратные клапаны. Управление и реверсирование гидромотора выполняется золотником 7. Управление и реверсирование гидромотора выполняется золотником распределителя.

Для определения параметров гидропривода устанавливают манометры и тензометрические датчики давления 6, датчики-расходомеры 5, измерители момента 11 и датчики частоты вращения 10.

В процессе измерения параметров необходимо применять приборы высокого класса точности, а методика испытаний должна исключать случайные ошибки измерений.

Во время испытаний гидропривода снимают характеристики крутящего момента, скорость вращения, контролируют давление, расход жидкости, температуру, утечку жидкости и т. п.

Крутящий момент на валу гидромашин измеряют с помощью рычажно-весовых, гидравлических и электрических измерительных

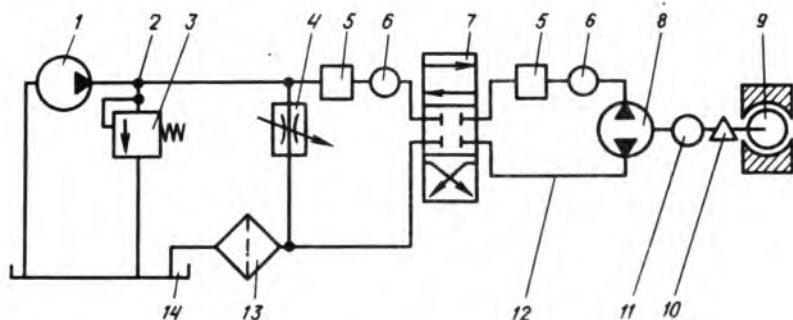


Рис. 5.23. Схема стенда для испытания гидропривода:

1 — насос; 2 и 12 — трубопроводы; 3 — предохранительный клапан; 4 — дроссель-регулятор расхода; 5 — датчики-расходомеры; 6 — датчики давления; 7 — золотник; 8 — гидромотор; 9 — тормоз; 10 — датчик частоты вращения; 11 — измеритель момента; 13 — фильтр; 14 — резервуар

устройств. Точность измерения усилия должна быть $\pm (0,2...0,5) \%$ при испытаниях серийных машин и $\pm (0,02...0,1) \%$ при исследованиях опытных образцов.

При испытаниях насосов можно применить простые нагрузочные устройства (дроссели, предохранительные клапаны), а для испытаний гидромотора — тормозные.

Посредством тормозных устройств и установок можно получить определенные нагрузки от нуля до максимально допустимого значения для данного привода. К наиболее простым по конструкции относятся фрикционные тормоза (ленточные, колодочные, дисковые). Фрикционные тормоза рекомендуется применять в случаях, когда требуется реализовать большую мощность на валу, для создания различных нагрузок.

Широкое распространение получили гидравлические тормоза, в которых используется сила гидродинамического сопротивления жидкости. Тормозной момент регулируется за счет изменения заполнения его рабочих полостей или перекрытием рабочей полости. В качестве такого тормоза может быть использована любая гидромашина объемного действия, способная работать в режиме насоса.

Электрические тормозные установки наиболее универсальны и могут применяться при испытаниях гидропередатчиков всех типов. Электромагнитные тормоза имеют наибольшие размеры и могут стабильно поддерживать необходимые тормозные моменты, а также изменять тормозной момент по заданной программе с частотой до 10 Гц.

Действие электромагнитного тормоза основано на известном явлении. Оно заключается в том, что если пространство между двумя параллельными стальными пластинками заполнить ферромагнитным порошком и поместить эти пластины в магнитное поле, направленное перпендикулярно к их поверхности, то частицы порошка сцепят эти пластины и будут препятствовать сдвигу пластин в направлении, перпендикулярном к полю.

Широкое распространение в качестве электротормозов получили также электрические машины постоянного тока. Они могут работать и как генераторы (тормоза), и как двигатели. Это используют при эксплуатации электромашин постоянного тока в качестве тормозных установок. При специальных испытаниях гидромоторы нагружают путем применения второго тормозного гидромотора, работающего в насосном режиме и подающего жидкость в магистраль с регулируемым дросселем или предохранительными клапанами.

Крутящий момент, передаваемый гидромашинной, может быть записан на осциллографическую бумагу с помощью реохордных датчиков, соединенных со стрелкой тензоманометра, тягового звена или мессдозы.

Скорость вращения валов гидропередатчиков может быть точно определена механическими, электрическими (электронными) или гидравли-

ческими тахометрами, а при осциллографировании — прерывателями, тахогенераторами и бесконтактными переключателями.

Давление жидкости в гидроприводах измеряется показывающими (самопишущими) манометрами, тензомерами, специальными или манганиновыми датчиками давления.

Расход рабочей жидкости в системе гидропривода необходимо измерять с большой точностью, так как он определяет такие показатели, как КПД, мощность и др. Для измерения расхода применяют тахометрические и электромагнитные преобразователи расхода. У тахометрических преобразователей расхода или гидромашин частота вращения рабочего элемента, взаимодействующего с потоком рабочей жидкости, пропорциональна рабочему расходу.

У электромагнитного преобразователя расхода измерительный элемент вращается со скоростью, пропорциональной объемному расходу жидкости. При этом возникает электромагнитная индукция и вырабатывается электродвижущая сила.

В корпусе 1 (рис. 5.24, а), который выполнен в виде трубы, на подшипниках установлена турбина 2. Снаружи корпуса закреплен постоянный электромагнит 3 с электрическими обмотками. Лопасти турбины изготовлены из магнитопроводящего материала. В процессе работы потока рабочей жидкости лопасти турбины при ее вращении пересекают магнитное поле и периодически изменяют его напряженность. Вследствие этого в катушке электромагнита возникают ЭДС

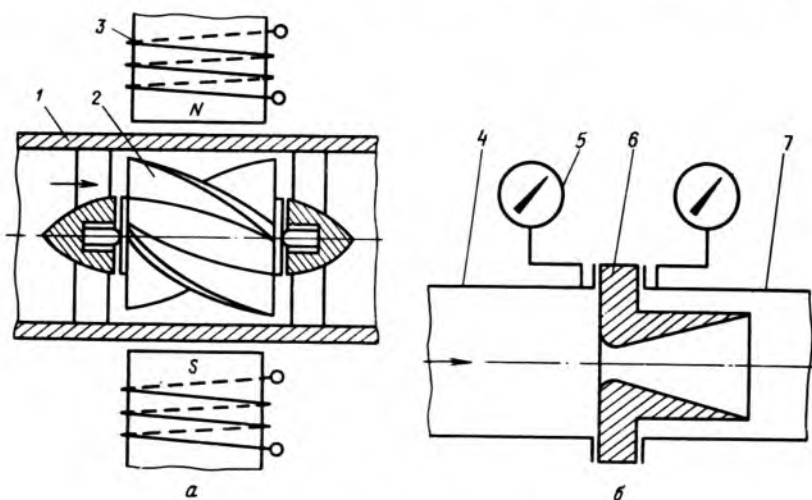


Рис. 5.24. Схемы расходомеров:

а — электромагнитный; б — с суживающимся сечением; 1 — корпус; 2 — турбина; 3 — электромагнит; 4 и 7 — патрубки; 5 — манометр; 6 — сопло

и импульсный сигнал, который передается на регистрирующий прибор.

Расходомер с сужающимся сечением состоит из патрубков 4 и 7 (рис. 5.24, б), между которыми установлено сопло 6. Сужение потока рабочей жидкости приводит к перепаду давления до и после сопла. Перепад давления зависит от расхода жидкости и фиксируется манометрами 5.

Кроме рассмотренных приборов для определения расхода жидкости промышленностью выпускаются счетчики с овальными шестернями.

По внешним характеристикам выбирают гидромашины для конкретных условий эксплуатации, анализируют режим их работы, определяют эффективность применения гидропривода и т. п.

Внешней характеристикой гидрообъемной передачи называют зависимость момента на входном и выходном валах и КПД передачи от частоты вращения выходного вала: $M_H = f(n)$; $M_M = f(n)$; $\eta = f(n)$. Внешние характеристики снимают на стендах, с помощью которых можно получить на всем диапазоне частоты вращения вала привода момент от нуля до максимально допустимого значения для данного привода. Характеристики гидропривода снимают при постоянной частоте вращения вала двигателя насоса и определяют момент на валу и частоту его вращения. По измеренным моментам и частоте вращения на валах насоса и гидромотора можно вычислить:

мощность на валу насоса $N_H = M_H n_H$;

мощность на валу гидромотора $N_M = M_M n_M$;

полный КПД гидропривода

$$\eta = \frac{N_M}{N_H} = \frac{M_M n_M}{M_H n_H}. \quad (5.31)$$

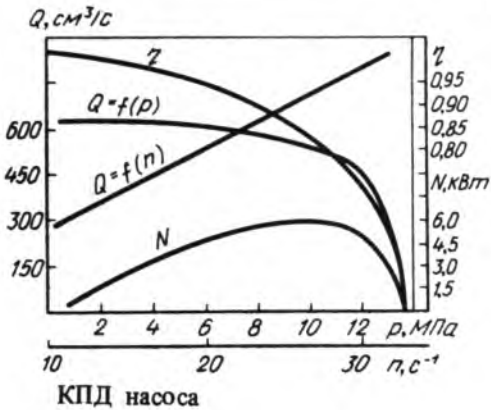
При испытании насосов в соответствии с ГОСТ 14658 и при установленном тепловом режиме измеряют давление, расход рабочей жидкости, частоту вращения вала и крутящий момент. Подачу насоса Q_H проверяют при номинальной частоте вращения, т. е.

$$Q_H = Q_{из} \frac{n_H}{n_{из}}, \quad (5.32)$$

где $Q_{из}$ – подача, измеренная расходомером; n_H и $n_{из}$ – номинальная и измеренная частоты вращения вала насоса.

Характеристику насоса $Q = f(p)$ строят по полученным значениям подачи Q при различном давлении на выходе p (рис. 5.25). Наклон кривой $Q = f(p)$ объясняется объемными потерями, которые возрастают при увеличении рабочего давления, а крутизна – регулировкой предохранительного клапана.

Рис. 5.35. Характеристика насоса



$$\eta_n = \frac{pQ}{M_{кр}n},$$

где p – давление на выходе из насоса; Q – подача насоса; $M_{кр}$ – крутящий момент; n – частота вращения вала насоса.

Коэффициент подачи

$$k_Q = Q_p / V_0 n,$$

где Q_p – расход жидкости в гидросистеме; V_0 – рабочий объем насоса.

Объемный КПД насоса

$$\eta_V = Q_n / Q_{х.х},$$

где Q_n – подача насоса при номинальном давлении на выходе; $Q_{х.х}$ – подача насоса при минимальном давлении на выходе из насоса (холостой ход).

Мгновенный расход жидкости, поступающей от насоса, носит неустойчивый характер (расход и давление служат функцией положения точки и времени), т. е. $Q(p) = f(x, y, z, t)$. На характер пульсирующего потока жидкости, который исходит от шестеренного насоса, влияет частота вращения приводного вала. Частота пульсации жидкости, создаваемая насосом, определяется числом зубьев и скоростью вращения вала насоса.

По опытным данным, амплитуда колебаний подачи при выходе из насоса МШ-46У равна $\Delta q_A = 200 \text{ см}^3/\text{с}$. По мере прохождения по рукавам высокого давления через клапаны амплитуда высокочастотных колебаний расхода уменьшается в 4 раза при подходе к исполнительному цилиндру. Высокочастотный спектр изменения подачи оказывает отрицательное влияние на работу рукавов высокого давления, так как резко снижается их долговечность, а также нагревается жидкость, что влечет за собой изменения вязкости.

Внешние характеристики гидромоторов снимаются при постоянной подаче рабочей жидкости от насоса при семи — десяти ступенях нагрузки. При испытаниях определяют момент на валу гидромотора, частоту вращения вала гидромотора n_m , давление рабочей жидкости на входе в гидромотор p_1 , давление на выходе из гидромотора p_2 , количество жидкости, поступающей в гидромотор, Q_m .

Теоретическая частота вращения вала гидромотора

$$n_m = Q_m / q_m,$$

где q_m — объем жидкости, подаваемой за один оборот вала.

Текущую объемную постоянную q_0 определяют при отсутствии нагрузки на валу (на холостом ходу) и утечек, т. е.

$$q_0 = Q_{m.x.x} / n_{m.x.x}.$$

Объемный КПД гидромотора

$$\eta_{об} = n_m / n_T.$$

Теоретический момент, развиваемый гидромотором,

$$M_T = q_m (p_1 - p_2).$$

Фактический момент

$$M_m = M_T - M_K - M_{тр} - M_x,$$

где M_K — момент вязкого сопротивления вращения ротора; $M_{тр}$ — момент сопротивления механического трения, обусловленного перепадом давления сопротивления рабочего хода; M_x — момент сопротивления механического трения, не зависящего от перепада давления (момент сопротивления холостого хода).

Момент вязкого сопротивления вращения ротора

$$M_K = k_{ж} q_m n \mu,$$

где $K_{ж}$ — коэффициент сопротивления сдвига слоев жидкости; n — частота вращения; μ — коэффициент динамической вязкости жидкости.

Момент сопротивления механического трения

$$M_{тр} = k_{тр} q_m (p_1 - p_2),$$

где $k_{ж}$ — коэффициент сопротивления трения.

Тогда фактический момент

$$M_m = q_m (p_1 - p_2) - k_{ж} q_m n \mu - k_{тр} q_m (p_1 - p_2) - M_x.$$

Гидромеханический КПД гидромотора

$$\eta_{гм} = M_m / M_T,$$

где M_m и M_T — фактический и теоретический моменты на валу гидромотора.

Характеристики гидромотора МГП-125 представлены на рисунке

5 26, а и б. Для гидромоторов строят и универсальные (топографические) характеристики для различных значений расхода рабочей жидкости (рис. 5.26, в).

При испытании гидропривода кроме снятия внешних характеристик определяют и другие показатели, влияющие на качество работы. Пусковые свойства гидропривода характеризуются механическим КПД при скорости, равной нулю. Механический КПД в пусковом режиме равен 0,6...0,78, что значительно ниже, чем при номинальном режиме, и поэтому пусковые свойства привода ухудшаются.

Пусковой момент во время испытаний находят измерением крутящего момента по зависимости пускового момента от давления, т. е. $M_n = f(p)$. Устойчивость частоты вращения гидромашин и степень регулирования во многом зависят от характера нагрузки на рабочем органе, а также от свойств гидромашин: объемных и механических потерь, равномерности подачи, температуры рабочей жидкости и т. п. Во время испытаний устанавливают минимальную и максимальную частоты вращения вала, допустимые отклонения.

Объемные потери в гидромашинах зависят от нагрузки и температуры рабочей жидкости, а также оказывают существенное влияние на характеристику гидромашин.

Неравномерность подачи рабочей жидкости насоса и частоты вращения вала гидромотора приводят к нежелательным динамическим нагрузкам в гидромашинах и исполнительных механизмах. Поэтому в процессе испытаний следует также определять коэффициенты неравномерности: подачи насоса δ_Q , момента δ_M , частоты вращения гидромотора δ_n .

Коэффициент неравномерности подачи насоса

$$\delta_Q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{ср}}}, \quad (5.33)$$

где $Q_{\max}$, $Q_{\min}$ и $Q_{\text{ср}}$ — максимальная, минимальная и средняя подачи насоса.

Маневренные свойства гидропривода определяют допустимые ускорение и замедление привода при различных режимах нагружения, точность управления и зависят от параметров рабочих машин. Маневренные свойства характеризуются максимально допустимыми градиентами нарастания давления и расхода жидкости и определяются путем осциллографирования параметров.

Надежность и долговечность гидропривода и отдельно гидромашин — основные факторы, характеризующие вид привода. Эти показатели устанавливают в процессе продолжительных ресурсных испытаний.

Долговечность зависит от продолжительности работы гидромашин, в течение которой объемный КПД не ниже установленного значения, равного 0,8. При испытаниях на долговечность оказывает влияние дина-

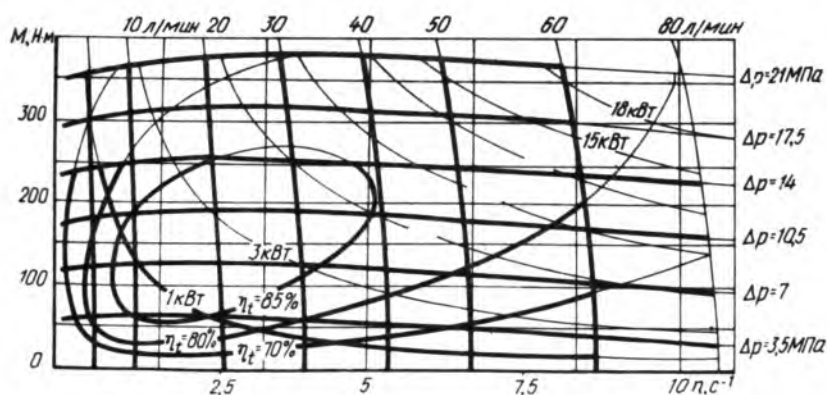
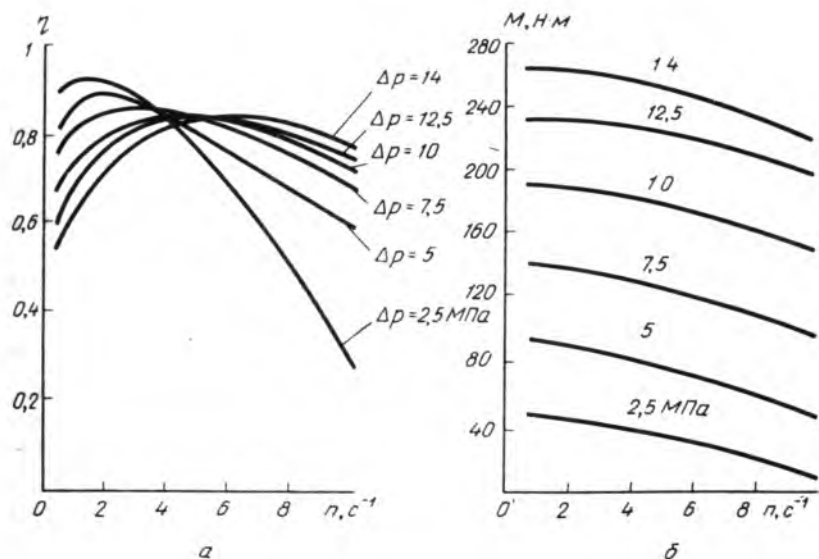


Рис. 5.26. Характеристики гидромотора МГП-125:

а — КПД; б — крутящий момент; в — внешняя универсальная (топографическая)

мики изнашивания основных элементов гидромашин. При моторесурсе гидромашин 5000 ч и более целесообразно проводить форсирование и ускоренные испытания.

Долговечность гидромашин может быть с достаточной точностью определена по формуле

$$T = T_{\text{ном}} \left(\frac{P_{\text{ном}}}{P} \right)^m \frac{n_{\text{ном}}}{n}, \quad (5.34)$$

где $T_{\text{ном}}$, $P_{\text{ном}}$ и $n_{\text{ном}}$ — номинальные значения срока службы, рабочего давления и частоты вращения вала; m — показатель степени ($m = 3 \dots 3,3$).

Работа гидромашин сопровождается повышенным шумом, который влияет на производительность труда. Он возникает при работе распределительного узла гидромотора, вследствие внезапного сообщения камер низкого и высокого давления и возникновения колебательного движения жидкости.

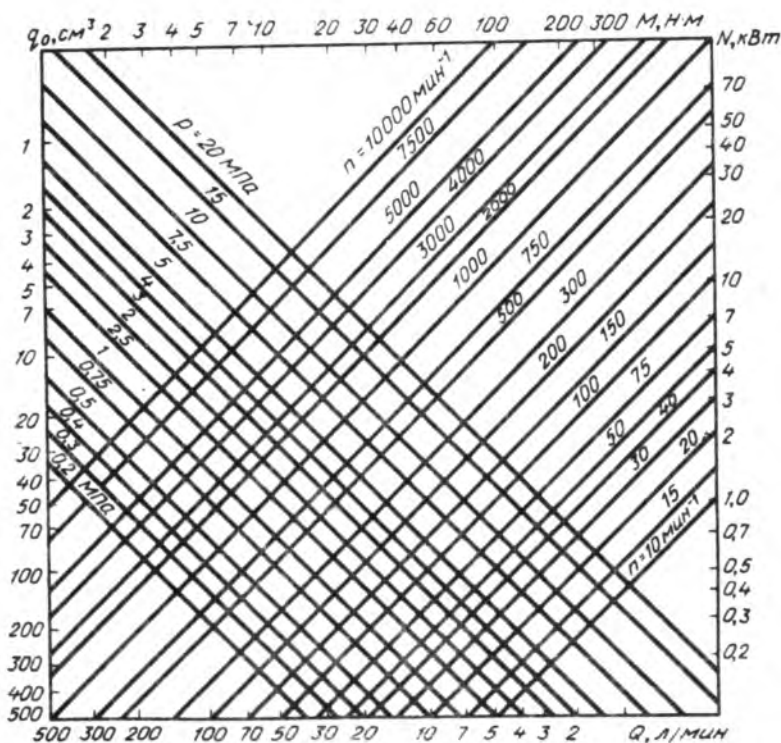


Рис. 5.27. Номограмма для определения параметров насосов

Уровень шума определяют по относительному звуковому давлению:

$$L = 20 \lg \frac{p_3}{p_0}, \quad (5.35)$$

где p_3 – среднеквадратическое значение звукового давления; p_0 – пороговая величина звукового давления ($p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па).

Общий уровень шума измеряют шумомером. Он не должен превышать допустимых норм.

Для упрощенных расчетов основных параметров насосов можно пользоваться номограммой, показанной на рисунке 5.27.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. По каким признакам классифицируют гидронасосы и гидромоторы?
2. От каких факторов зависит крутящий момент на валу гидромашин?
3. В чем преимущество поршневого насоса тройного действия по сравнению с насосом одинарного действия?
4. Почему шестеренные гидронасосы нашли широкое применение в сельхозмашинах, а гидромоторы нет?
5. Чем объяснить широкое применение аксиально-поршневых насосов и гидромоторов?
6. В чем заключается принцип действия радиально-поршневых гидромашин?
7. Каков принцип действия гидравлических вибраторов и в каких сельскохозяйственных машинах они находят наибольшее применение?
8. Какова должна быть площадь поршня для подъема мотовила жатки комбайна, если масса мотовила 80 кг, давление, развиваемое насосом комбайна, 0,1 МПа?
9. Можно ли в гидросистеме накопить энергию рабочей жидкости, а потом вернуть ее в систему? Как это можно выполнить?
10. Для чего необходимы испытания гидромашин?

III. ГИДРОПЕРЕДАЧИ И ГИДРОПРИВОДЫ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН



6. Динамический гидропривод и гидропередачи

Гидропередачи находят все большее применение в современных сельскохозяйственных машинах и механизмах. Такие передачи состоят из центробежного насоса, радиальной турбины и передают мощность от двигателя привода к рабочим органам через жидкость. При этом отсутствует жесткое соединение входного и выходного валов.

Гидропередачи разделяют на гидродинамические муфты (гидромуфты), которые передают мощность, не изменяя момента, и гидродинамические трансформаторы (гидротрансформаторы), способные уменьшать или увеличивать передаваемый момент.

6.1. ГИДРОМУФТЫ

Принцип действия гидромуфты основан на передаче мощности посредством жидкости, циркулирующей по замкнутому кругу между элементами гидромуфты – насосом и турбиной, и подчиняется закону изменения количества движения.

Тело массой m и со скоростью u_1 характеризуется количеством движения mu_1 . Если его скорость получает значение u_2 , то $m(u_2 - u_1)$ представляет собой изменение его количества движения. Изменение количества движения рассматриваемой массы в единицу времени соответствует силе, действующей на эту массу и изменяющей ее состояние движения.

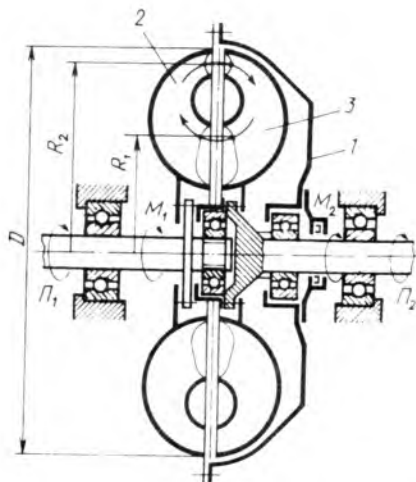
Вследствие вращения насосного колеса на каждую частицу жидкости действует центробежная сила, что обеспечивает течение всей массы жидкости от центра к периферии. Поток жидкости, изменяющий при этом свое первоначальное направление, получает необходимую энергию от двигателя, приводящего насос во вращательное движение.

Поток жидкости, циркулирующий в межнапорных каналах турбинного колеса, вновь изменяет в нем свое направление. Это обуславливает появление тангенциальных составляющих массовых сил, которые действуют на лопатки относительно оси вращения турбины и создают крутящий момент на ее валу. Последний приводит во вращение турбину, причем передаваемая мощность соответствует крутящему моменту турбины и частоте ее вращения.

Конструктивно муфта оформлена следующим образом. Она состоит из двух лопастных колес – ведущего (насосного) 2 (рис. 6.1) и ведомого (турбинного) 3. Оба колеса помещаются соосно в корпусе 1. Для

Рис. 6.1. Схемы гидромуфты:

1 — корпус; 2 и 3 — насосное и турбинное колеса



того чтобы жидкость, заполняющая рабочую полость, не вытекала через зазоры, между валом и корпусом установлены уплотняющие устройства.

Гидромуфта заполняется рабочей жидкостью только на 85...87 % для того, чтобы при ее нагревании в рабочей полости не возникло чрезмерного повышения давления. Насосное колесо через вал соединено с двигателем (приводом). При вращении насосного колеса находящаяся жидкость под воздействием центробежных сил отбрасывается к периферии колеса, перемещаясь вдоль его лопастей и одновременно вращаясь вместе с колесом. При таком движении жидкость с насосного колеса попадает на лопасти турбинного (ведомого) колеса, оказывая на них давление. Потеряв часть энергии на преодоление сопротивления вращению турбинного колеса, жидкость по его лопастям направляется к центру гидромуфты. Здесь она вновь переходит на насосное колесо, и ее цикл повторяется.

Таким образом, жидкость в гидромуфте циркулирует от насосного колеса к турбинному, находясь в относительном движении, а при вращении вместе с колесами жидкость принимает переносное движение.

Согласно уравнению Л. Эйлера энергия колес гидромуфты, отнесенная к единице веса жидкости, может быть определена напором:

$$H_n = (c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1)/g; \quad (6.1)$$

$$H_t = (c_{u1}u_1 - c_{u2}u_2)/g,$$

где H_n и H_t — напоры насосного и турбинного колес; c_{u1} и c_{u2} — окружные составляющие абсолютных скоростей частицы жидкости соответственно на входе и выходе рабочего колеса; u_1 и u_2 — окружные скорости частицы жидкости.

Так как гидромурфты в основном имеют прямые радиальные лопасти ($\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$), то $c_u = u$. Обозначим $\alpha = r/R$, $u = R\omega$, $i = \omega_2/\omega_1$, тогда

$$H_n = (R^2 \omega_n^2 / g)(1 - \alpha^2 i); \quad (6.2)$$

$$H_t = (R^2 \omega_n^2 / g)(1 - \alpha^2 i). \quad (6.3)$$

Сечение гидромурфты плоскостью, проходящей через ее ось, называется меридиональным. Учитывая, что расход в меридиональном сечении для обоих колес одинаков ($Q_1 = Q_2 = Q$), моменты на насосном и турбинном колесах

$$M_{n,t} = N / \omega_n = \rho g H_{n,t} Q / \omega. \quad (6.4)$$

Выполнив преобразования с учетом уравнений (6.2) и (6.3), получим для насосного и турбинного колес

$$M_{n,t} = \rho R^2 \omega_n (1 - \alpha^2 i) Q. \quad (6.5)$$

Однако необходимо учитывать потери энергии на удар при входе в насосное и турбинное колеса, на трение и завихрения.

Лопатки колес гидромурфты изготовляют плоскими, радиальными, с густотой решетки $\tau = 2,5 \dots 4,0$. Густота решетки — это отношение длины хорды лопатки к шагу решетки, т. е.

$$\tau = l/t = lz/(\pi D), \quad (6.6)$$

где l — длина лопатки; t — шаг решетки (расстояние между двумя лопатками по длине окружности); z — число лопаток; D — наружный диаметр решетки.

При установившемся режиме работы сумма моментов, приложенных извне к гидромурфте, равна нулю. Внешний момент M_1 приложен со стороны двигателя к насосному колесу. Момент сопротивления M_2 передается от сопротивления выходного вала на турбинное колесо. Насосное и турбинное колеса находятся соосно на близком расстоянии одно относительно другого и связаны через жидкость единой кинематической системой. Следовательно, без учета потерь можно записать $M_1 \approx M_2 = M$.

В гидромурфтах устанавливают плоские радиальные лопасти. В меридиональном сечении можно видеть направление течения жидкости только при относительном движении вдоль лопаток колес. Характерная особенность такого сечения — повышение скорости циркуляции жидкости с увеличением разности угловых скоростей вращения насосного и турбинного колес вследствие отставания последнего. В этом случае жидкость с еще большей силой ударяет по лопастям турбинного колеса, увеличивая крутящий момент. Возрастание скорости циркуляции объясняется тем, что при замедлении вращения турбинного колеса центробежные силы, прикладываемые к жидкости, находящейся на его лопастях, уменьшаются, следовательно, снижается и сопро-

определенного значения передаточного числа. При очень малом скольжении ($i \rightarrow 1$) наблюдается большое падение значения η . Исходя из этого, определяется область i_p — область эффективной работы гидромуфты.

Максимальный КПД отмечается в зоне $i = 0,90$, что характеризует гидромуфту по энергоемкости как передачу высоких КПД в области большого i . Могут быть случаи, когда гидромуфта работает в режиме, лежащем за пределами эксплуатационной области, ограниченной скольжением более 100 %. Эта область минусовых i , что часто бывает при движении транспортной машины под уклон, когда скорость может увеличиваться за счет действия массы машины, причем двигатель служит тормозом и приводится в движение от колес. Частота вращения турбины становится больше, чем вала насоса или двигателя. Турбина, которая раньше была ведомой частью, теперь работает как насос, насос же начинает работать как турбина и приводит во вращение ротор двигателя. В этом случае характеристика гидромуфты принимает другой вид.

В тракторном и сельскохозяйственном машиностроении к наиболее перспективным относятся замкнутые гидромуфты, работающие с незначительным количеством жидкости в рабочей и дополнительных полостях и отличающиеся простотой конструкции.

По принципу работы замкнутые гидромуфты делятся на две основные группы:

- с постоянным заполнением рабочей жидкости (с большим коэффициентом перегрузки);

- с малым коэффициентом перегрузки.

Гидромуфты первой группы, выполненные с прямыми радиальными лопатками и обычной проточной частью, работают с высоким коэффициентом перегрузки и используются в приводе в качестве эластичной силовой передачи.

В гидромуфтах второй группы, используемых в качестве защитных и пусковых муфт, снижение коэффициента перегрузки при торможении ведомого вала достигается внутренним самоопорожнением части жидкости из рабочей в дополнительную полость или установкой наклонных лопаток.

Гидромуфты, работающие с постоянным заполнением рабочей полости (жидкостные маховики или смягчающие гидромуфты), устанавливают в привод для повышения плавности работы, устранения крутильных колебаний и ударных моментов, для выравнивания нагрузки между несколькими двигателями.

Гидромуфты с регулируемым заполнением чаще применяют в приводе центробежных насосов, вентиляторов, конвейеров, в шахтно-подъемных машинах и стационарных установках.

6.2. ГИДРОТРАНСФОРМАТОРЫ

Гидродинамическая передача, состоящая только из двух элементов — насоса и турбины, не трансформирует момент. Для того чтобы в такой передаче получить трансформацию момента, необходимо ввести третий элемент, который бы мог воспринять реактивный момент, возникающий под действием инерционных сил жидкости на выходе из турбины. Этот элемент называют обычно реактором, благодаря которому обычная гидромуфта превращается в гидротрансформатор.

Идея, заложенная в гидротрансформаторе, заключается в том, что реактор связан с корпусом посредством механизма свободного хода (обгонной муфты), который передает момент только в одном направлении и в диапазоне высоких КПД. При $i < 1$ реактор свободно вращается в потоке. В этом диапазоне гидротрансформатор уже не изменяет свой КПД до 0 при разгоне турбины, т. е. работает как гидромуфта, что будет показано на характеристике комплексного гидротрансформатора.

Обычно гидротрансформатор рассматривается в осевом сечении. Он состоит из трех основных элементов (рис. 6.3): одного насоса (одноступенчатого), одной турбины (одноступенчатой) и одного реактора (одноступенчатого).

На рабочий процесс гидротрансформатора могут оказывать влияние специальные устройства с многоступенчатыми элементами. С их помощью можно улучшить формулу кривой КПД, уменьшить ударные потери, которые возникают при отклонении режима работы от номинального.

Работа, отнесенная к единице массы рабочей жидкости в рабочей полости, которая воспринимается насосом и отдается турбиной, зависит от частоты вращения их рабочих колес, скорости рабочей жидкости и углов входа и выхода лопаток по средней линии тока. Поскольку углы лопаток имеют строго определенное значение (исключая поворотные лопатки), то имеется единственное заранее заданное передаточное отношение, при котором рабочая жидкость переходит с одного колеса на другое безударно.

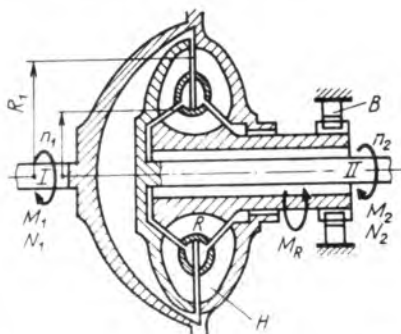


Рис. 6.3. Схема гидротрансформатора

Это передаточное отношение называется минимальным и служит основным параметром, который определяется при расчете и проектировании гидротрансформаторов. Оно считается неизменяющейся характеристикой данного гидротрансформатора.

Связь между моментом на рабочем колесе, его скоростью и геометрическими размерами можно легко получить, проследив изменение количества движения рабочей жидкости в колесах вдоль круга циркуляции. Частично это рассматривалось в гидромукфе. Для гидротрансформатора целесообразно определить изменение энергии жидкости в отдельных, характерных точках средней линии тока. Это позволит наглядно проследить характер течения при различных режимах работы вращающихся колес, а также графически изобразить баланс энергии, который отражает различные потери, вызванные трением жидкости и ударом.

Изготовить гидротрансформатор с принудительным регулированием энергетических параметров весьма сложно, поэтому используют факторы автоматического регулирования с учетом условий эксплуатации и поддержания эффективного режима работы. Так, если момент сопротивления M_2 , приложенный к выходному валу, превосходит момент двигателя, то n_2 автоматически снижается. Если момент M_2 уменьшается, то n_2 возрастает. При этом возможно автоматически, без переключений, наиболее полно использовать возможности двигателя, приспособляя их к меняющимся условиям нагрузки. Выполняемая схема в этом случае сводится к следующему:

направление скорости потока в относительном движении за каждой лопастной системой принимают совпадающим с направлением выходных элементов ее лопастей;

расход Q , протекающий через все лопастные системы в данный момент времени, считают единственным ввиду малой утечки;

в промежутках между лопастными системами момент количества движения потока считают неизменным.

Для гидротрансформатора наиболее типичен режим работы, когда момент M_1 двигателя (привода), приложенный к входному валу, повышается до момента M_2 на выходном валу. Для этого насосное колесо, используя M_1 , увеличивает момент количества движения потока. Это выражается в том, что момент скорости потока (его закрутка) растет. Если при этом лопасти реактора также увеличивают закрутку потока, то будет обеспечиваться общее приращение количества движения потока и момента M_3 . Тогда

$$M_2 = M_1 + M_3.$$

Следовательно, гидротрансформатор развивает на выходном валу момент M_2 и выполняет функцию редуктора. При этом $n_2 < n_1$ или (то же самое) $i = n_2/n_1 < 1$.

Гидротрансформаторы, как правило, имеют одно насосное колесо. В зависимости от числа турбинных колес гидротрансформаторы разде-

ляются на одноступенчатые (одно турбинное колесо) и многоступенчатые — при наличии нескольких турбинных колес.

Гидротрансформаторы с числом ступеней больше трех не изготавливают, так как это не улучшает экономические показатели и значительно усложняет конструкцию.

Гидротрансформаторы выполняют плоскими цилиндрическими, пространственной или аэродинамической формы, с густотой решетки $\tau = 1,1 \dots 1,7$. Коэффициент быстроходности у гидротрансформаторов с нормальными центробежными колесами $n_s = 70 \dots 120$, с быстроходными колесами $n_s = 150 \dots 350$.

Характеристика простого гидротрансформатора представлена на рисунке 6.4. Здесь показаны зависимости $M_1 = f(i)$;

$$M_2 = f(i); \quad \eta = M_2 n_2 / (M_1 n_1) = f(i) \quad \text{при} \quad n_1 = \text{const.}$$

Для более удобного сравнения преобразующих свойств различных гидротрансформаторов часто на характеристиках вместо зависимости $M_2 = f(i)$ наносят близкую к ней по форме зависимость коэффициента трансформации момента, т. е.

$$k = M_2 / M_1 = f(i).$$

Тогда $\eta = ki$.

На характеристиках простого гидротрансформатора выделим зоны А, Б и В:

зона А, в которой $M_2 > M$ и $k > 1$, $i < 0,8$, момент M_2 положителен. Здесь КПД гидротрансформатора η всегда больше КПД гидромолоты;

зона Б, в которой $M_2 < M$, $k < 1$, $i = 0,8 \dots 1$. Реактор в этой зоне раскручивает поток, и направление действия момента M на лопасти реактора меняется на противоположное;

зона В характеризуется резким падением КПД как для простого гидротрансформатора, так и для гидромолоты.

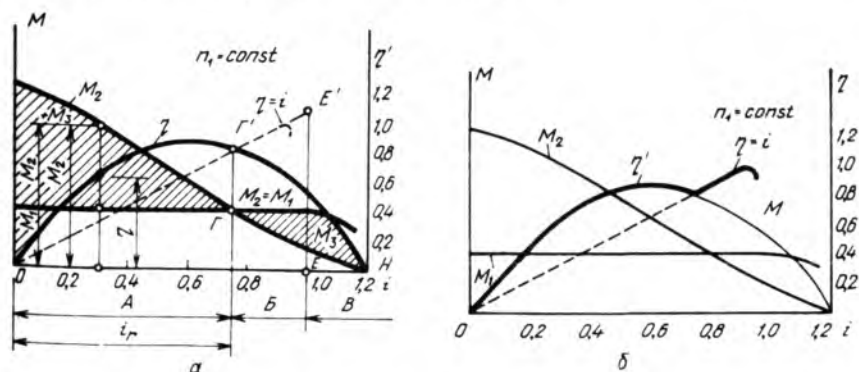


Рис. 6.4. Характеристики гидротрансформатора (а) и гидродинамической передачи (б)

В зонах Б и А КПД простого гидротрансформатора меньше КПД гидромуфты.

Таким образом, рассмотренная характеристика простого гидротрансформатора и гидромуфты показывает несовпадение зависимостей КПД η и η' . Для гидромуфты область А имеет низкий КПД η и его максимальное значение достигается при $i = 0,8 \dots 0,95$. Для гидротрансформатора характерен вначале резкий подъем КПД (максимальное значение при $i = 0,5 \dots 0,7$), затем КПД резко снижается. Отдельно характеристика как в первом, так и во втором случае не отвечает широкому диапазону эксплуатационных требований. В частности, для сельхозмашин, тракторов и автомобилей неизбежны режимы трогания, холостого хода и номинальных нагрузок.

Для каждого из таких режимов характерна работа либо гидромуфты, либо гидротрансформатора с высоким КПД. В связи с этим в практическом плане совмещена работа гидромуфты и гидротрансформатора с целью получения высоких КПД на всех режимах работы. В их конструкцию введена обгонная муфта, которая автоматически в зависимости от режима (передаточного числа) работает либо как гидромуфта, либо как гидротрансформатор. В этом случае характеристика представляется как характеристика комплексного гидротрансформатора (рис. 6.4, б).

Внешняя характеристика комплексного гидротрансформатора показывает, что, когда скольжение небольшое, трансформатор работает как гидромуфта и реактор вращается на обгонной муфте (он не заторможен на корпус). При этом используется высокий КПД гидромуфты ($i > 0,7$). Но когда начинается скольжение (увеличивается нагрузка на машину), поток ударяется в реактор и он заклинивается, становится неподвижным и дает увеличение момента. В этом случае используется высокий КПД гидротрансформатора ($i < 0,7$).

В некоторых случаях при эксплуатации самоходных машин необходимо поддерживать установившиеся режимы нагружения во время длительных передвижений (например, по горизонтальному участку дороги). Для этих случаев гидротрансформатор блокируют с помощью фрикционной муфты, которая соединяет ведомый и ведущий валы и выключает гидротрансформатор из системы гидропривода.

В одноступенчатом гидротрансформаторе сужена зона высоких КПД, что ведет к жесткости характеристики. Расширение зоны высоких КПД достигается в конструкциях многоступенчатых гидротрансформаторов, установленных на тракторах К-702, Т-330, Т-500, ДТ-75С, Т-4А. Универсальная характеристика таких многоступенчатых гидротрансформаторов может быть построена по зависимости

$$M_2 = \rho \lambda n^2 D^2 k, \quad (6.7)$$

где ρ — плотность рабочей жидкости; λ — коэффициент момента; n — число оборотов; D — диаметр колеса; k — коэффициент трансформации ($k = 2,5 \dots 8,2$).

Методика оценки энергетических показателей работы комплексного гидротрансформатора аналогична рассмотренным ранее методикам для гидромукты и простого гидротрансформатора.

Различают гидротрансформаторы с прозрачной и непрозрачной характеристиками, с прямой и обратной прозрачностью.

Гидротрансформатор, у которого при изменении крутящего момента выходного звена изменяется момент и на входном звене, называют гидротрансформатором с прозрачной характеристикой. Если же при изменении крутящего момента на выходном звене момент на входном звене не изменяется, то такой трансформатор имеет непрозрачную характеристику.

Если у гидротрансформатора с прозрачной характеристикой при увеличении момента на выходном звене увеличивается момент и на входном звене, то его называют гидротрансформатором с прямой прозрачностью, а если момент уменьшается – с обратной прозрачностью.

Степень прозрачности гидродинамического трансформатора оценивают коэффициентом прозрачности Π . Он равен отношению максимального крутящего момента на входном звене на тяговом режиме $M_{\text{нmax}}$ к крутящему моменту $M_{\text{нmin}}$ входного звена при режиме работы с коэффициентом, равным единице, т. е. $M_{\text{н}} = M_1$, и постоянной частоте вращения входного звена.

$$\Pi = M_{\text{нmax}}/M_{\text{нmin}}.$$

При коэффициенте прозрачности $\Pi = 1$ гидротрансформатор называют прозрачным, при $\Pi > 1$ – непрозрачным. У гидротрансформаторов, используемых на сельхозмашинах и тракторах, коэффициент прозрачности $\Pi = 1,2 \dots 2,0$.

6.3. МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ И ПЕРЕСЧЕТ ИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Принципы моделирования лопастных систем гидродинамических передач основаны на применении законов подобия лопастных гидромашин. С помощью этих законов можно определять размеры и характеристики новой лопастной системы, удовлетворяющей заданным значениям M_1 , M_2 , n_1 и n_2 , если известны размеры и опытная характеристика подобной модели.

При моделировании можно пересчитывать опытные характеристики гидропередач и решать расчетным путем задачи о совместной работе гидропередачи с двигателями и потребителями, имеющими переменные частоты вращения. Благодаря моделированию резко уменьшается объем опытных работ при создании новых лопастных систем и стендовых испытаний гидропередач.

Условие подобия рабочих режимов гидропередач с геометрически подобными лопастными системами – подобие треугольников скоростей на границах лопастных колес. Поэтому внешним признаком подо-

бия режимов служит постоянство передаточного отношения $i = \text{const}$. Из правил моделирования следует, что момент, приложенный потоком к лопастному колесу, пропорционален плотности рабочей жидкости ρ , квадрату угловой скорости и пятой степени размера колеса D , т. е.

$$M = \rho \omega^2 D^5. \quad (6.8)$$

Для гидропередач в качестве характерной частоты вращения принимают n_1 — частоту вращения ведущего вала, поддерживаемую при опытным получении характеристик постоянной, а в качестве характерного размера D — наибольший диаметр рабочей полости. Отсюда при равных i для подобных гидропередач можно записать следующие выражения:

$$\frac{M_1}{\rho \omega D^5} = \lambda; \quad \frac{M_2}{\rho \omega^2 D^5} = k \lambda = \lambda_2.$$

Если результаты испытаний одной гидропередачи при нескольких значениях n_1 нанести на общее поле M по n_2 , то значения моментов, соответствующие $i = \text{const}$, приближенно расположатся на параболах второй степени, а КПД на этих режимах будет приблизительно постоянным.

6.4. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ГИДРОМУФТ С ДВИГАТЕЛЯМИ И ПОТРЕБИТЕЛЯМИ ЭНЕРГИИ

Правила выбора гидромуфты для совместной работы с двигателями и потребителями сводятся к соблюдению двух условий. Во-первых, в режиме длительной эксплуатации она должна работать вблизи оптимального режима (где $\eta_p = \eta_{\text{max}}$). Обычно принимают $i_p = 0,94 \dots 0,98$. Во-вторых, гидромуфта должна надежно защищать гидродвигатель и приводимую машину от перегрузок. Расчетный момент при длительной эксплуатации M_p в несколько раз меньше момента трогания M_0 , которым гидромуфта нагружает двигатель при заторможенном ведомом вале, когда $i = 0$. Значение M_0 обычно близко к максимальному значению передаваемого момента; $M_0 = M_{\text{max}}$. Однако иногда эта зависимость не выдерживается (допускается режим перегрузки или недогрузки).

Параметр $\delta = M_{\text{max}}/M_p$ называется коэффициентом перегрузки. Благодаря ограниченности δ гидромуфты способны надежно защищать двигатель и приводимую машину от перегрузок. Для этого нужно, чтобы в режиме M_{max} двигатель мог нормально работать, будучи нагруженным этим моментом. Следовательно, значение δ должно соответствовать характеристике двигателя, а значение M_{max} должно быть безопасным для прочности системы.

Таким образом, могут быть сформулированы два основных требования к характеристикам гидромуфты:

в зоне $i \rightarrow 1$ она должна быть крутой, чтобы энергия передавалась при высоких значениях η_p , а гидромуфта имела при этом минимальные габариты;

в зоне $i \rightarrow 0$ она должна обеспечивать допустимое для применяемого двигателя значение η .

Обычно гидромуфты применяют с асинхронными электродвигателями и двигателями внутреннего сгорания (ДВС), которые по свойствам своих характеристик нуждаются в защите от перегрузок. В зависимости от типа двигателя и функций, выполняемых гидромуфтой, изменяются требования к ее характеристике и особенно к ее начальному участку, определяющему $\lambda_{\max}$, т. е. $M_{\max}$.

Асинхронные электродвигатели допускают коэффициент перегрузки $\delta = \lambda_{\max}/\lambda_p = 2...4$, а для ДВС достаточно $\delta = 4...6$. При сравнении значений δ для разных гидромуфт обычно принимают λ_p при $i_p = 0,95$.

Типы гидромуфт и их характеристики должны рассматриваться с точки зрения выполнения двух основных указанных выше требований.

Большая крутизна характеристики может быть получена, если потери на трение в рабочей полости малы при $i \rightarrow 1$. Для этого рабочие полости часто выполняют без внутренней торовидной направляющей поверхности. Момент, передаваемый при малых i , можно снизить, уменьшая (согласно выражению) в этой зоне расход Q . В этих целях уменьшают заполнение гидромуфт и используют свойство перестройки потока в их рабочих полостях. При частичном заполнении в рабочей полости могут существовать две сменяющие друг друга при определенном i устойчивые формы потока. Когда параметр i мал, а расход Q велик, поток движется, прижимаясь к внешним стенкам рабочей полости, а воздух образует торовидную полость в ее середине. С ростом i поток перестраивается, обмен жидкости между колесами происходит в периферийной части рабочей полости, а воздушная полость перемещается к центру гидромуфты. Отсутствие внутреннего направляющего тора содействует перестройке потока жидкости в гидромуфте.

Гидромуфты постоянного заполнения с порогом позволяют получить уменьшение значения δ . В них кольцевой порог устанавливается на выходе из внутреннего колеса. При малых i порог служит сильным сопротивлением для потока. Он уменьшает расход Q и соответственно M_n в этой зоне характеристики. При больших i , когда после перестройки поток сосредоточен на периферии, порог на него не воздействует и кривая форма характеристики сохраняется.

Гидромуфты постоянного заполнения с самоопорожнением характеризуются сильными защитными свойствами ($\delta = 1,5...2,5$), необходимыми для асинхронных двигателей, работающих в самых тяжелых условиях. В гидромуфтах такого типа происходит автоматическое регулирование Q и момента M_n за счет уменьшения рабочей жидкости в щелях при малых i .

Защитная гидромуфта постоянного заполнения с плоскими наклонными лопатками позволяет получить $\delta = 2...3$. В ней лопатки насосного колеса отклонены по вращению назад, а турбинного —

вперед. При отклонении лопаток назад напор, создаваемый насосным колесом, падает, а сопротивление всей лопастной системы из-за наклона лопаток увеличивается. Это ведет к снижению Q и момента при малых значениях i . При больших значениях i расход в гидромуфтах мал и форма лопаток не оказывает заметного влияния на гидравлические характеристики колес, а следовательно, и на форму левой, убывающей ветви характеристики. При малых заполнениях объема гидромуфты ($W < 0,8W_0$) наблюдаются зоны неустойчивой работы, вызванные перестройкой потока жидкости. Поэтому приспособление гидромуфты к использованию с двигателями разной мощности путем сильного уменьшения заполнения W недопустимо.

Защитные гидромуфты постоянного заполнения должны работать при длительных перегрузках и поэтому нуждаются в интенсивном охлаждении, для чего на их корпусах устанавливают вентиляционные лопатки, обеспечивающие усиленный наружный обдув колес. Однако при их применении увеличивается M_v и снижается КПД гидромуфты. Для защиты от опасного перегрева на корпусах иногда устанавливают пробки из легкоплавкого сплава для удаления перегретой жидкости из рабочей полости.

Регулируемые гидромуфты переменного заполнения со скользящей черпательной трубкой используют для работы в самых трудных условиях с частичными перегрузками, тяжелыми условиями пуска и для регулирования в небольших передачах частоты вращения приводимой машины при $n_1 = \text{const}$. Посредством черпательной трубки регулируется расход Q , а также одновременно охлаждается рабочая жидкость. Для этого вычерпываемый расход q пропускают через внешний контур, состоящий из небольшого резервуара с теплообменником и вспомогательного насоса. Последний возвращает расход в рабочую полость.

Процесс регулирования частоты вращения ведомого вала с помощью гидромуфты переменного заполнения заключается в том, что установка приводится нерегулируемым асинхронным двигателем с характеристиками $M_d = f(n_1)$ и $\lambda = f(i)$. Использование гидромуфты для регулирования n_2 в широких пределах невыгодно. Гидромуфты такого типа служат для защиты от перегрузок и для разгона системы при пуске. Для этого система регулирования заполнения снабжается автоматическим устройством, которое при пуске и перегрузке опорожняет гидромуфту, предельно понижая ее характеристику.

Пуск и разгон машин с помощью гидромуфты существенно облегчает пусковые условия работы двигателя. При большом моменте инерции приводимой машины посредством гидромуфты устраняется необходимость завышения установленной мощности двигателя по условиям пуска.

При пуске с гидромуфтой двигатель разгоняет, преодолевая ее пусковой момент M , только насосное колесо и жидкость в рабочей полости, момент инерции которых мал. Разгон такой системы происхо-

дит быстро, и двигатель только короткое время работает в тяжелых пусковых условиях.

Разгон ведомой части турбинного колеса и приводимой машины может сильно отставать во времени от разгона ведущей части, однако это не ведет к износу трансмиссии, как при разгоне через фрикционную муфту, и перегрузке двигателя.

Когда оба процесса разгона завершаются и $n_2 = n_p$, система переходит на статический расчетный режим эксплуатации.

6.5. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ С ДВИГАТЕЛЯМИ И ПОТРЕБИТЕЛЯМИ ЭНЕРГИИ

Выбор гидротрансформатора для совместной работы с двигателем и потребителями определяется соответствием его характеристики требованиям проектируемой системы. Задача выбора решается в два этапа: во-первых, по показателям расчетного режима работы системы (двигателя, потребителя и гидротрансформатора выбранных типов с известными характеристиками) определяют размер D требуемого гидротрансформатора; во-вторых, с помощью характеристик элементов системы, зная размер гидротрансформатора, строят характеристику выхода $M_2 = f(n_2)$ и рассматривают ее пригодность к использованию во всем диапазоне эксплуатационных режимов.

При выборе размера гидротрансформатора возможны два случая: гидротрансформаторы выбранного типа выпускаются промышленностью, и их размеры известны;

гидротрансформатор выбранного типа должен изготавливаться заново, и его размеры необходимо определить.

В первом случае для выбора служат таблицы или графики рабочих показателей типовых рядов гидротрансформатора. Во втором случае для проектирования рабочих органов применяют метод пересчета с модельного образца. При этом используют схемы рабочих полостей, представленные в относительных размерах.

Выбор гидротрансформатора для совместной работы с дизелем и карбюраторным двигателем сводится к согласованию их расчетных режимов работы. Кроме того, в сочетании с карбюраторным двигателем учитываются специфические особенности его характеристики. Так, при трогании для лучшего разгона потребителя следует использовать максимальный момент двигателя. В процессе разгона система должна перейти к использованию максимальной мощности и быстроходности двигателя.

Совместную работу комплексного гидротрансформатора с двигателем рассматривают также по их характеристикам. В качестве расчетного рабочего режима, по которому согласуют гидротрансформатор с двигателем, выбирают обычно точку перехода на режим гидромукты, что ранее было подробно рассмотрено.

6.6. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

В целях максимального использования мощности двигателя и стабильности КПД широко распространены гидромеханические передачи, которые состоят из гидротрансформатора и механической зубчатой передачи. Это значительно расширило область применения гидродинамических передач в транспортных машинах. В них, как правило, используют обычные гидротрансформаторы с умеренными преобразующими свойствами, но с высоким КПД. Механическая коробка передач, размещенная за гидротрансформатором, обеспечивает дополнительное увеличение момента, требуемого при трогании машины, а также для работы в особо тяжелых условиях. В этих режимах включается понижающая передача и автоматически отключается механическая передача в хороших дорожных условиях.

Гидромеханические передачи с разветвлением мощности также способствуют увеличению КПД, уменьшению габаритов и расширению зоны экономичной работы. Речь идет о системе, в которой разветвление мощности достигается с помощью планетарной передачи, т. е. одна часть мощности передается на выходной вал механическим путем (с высоким КПД), а другая — гидродинамическим путем через гидротрансформатор (с соответствующим гидравлическим КПД). На основе принципа действия планетарной передачи насос гидромуфты или гидротрансформатора постоянно вращается с частотой вращения большей, чем частота вращения вала двигателя. Однако такая схема имеет несколько принципиальных недостатков и используется редко.

В качестве рабочих жидкостей гидротрансформаторов служат маловязкие минеральные масла с вязкостью $\nu = 0,14...0,07 \text{ см}^2/\text{с}$ при рабочей температуре $70...90^\circ\text{C}$.

Масло как рабочая жидкость имеет следующие преимущества. Оно одновременно обеспечивает смазку всех внутренних трущихся частей (подшипников, упорных колец, уплотнителей и т. п.). Поэтому было бы излишне предусматривать специальную смазку и усложнять конструкцию. Масло испаряется при сравнительно высокой температуре, что предотвращает резкое повышение давления внутри передачи при высоких температурах. Температура затвердевания масла сравнительно высока, что исключает опасность замерзания при низких температурах.

Использование масла как рабочей жидкости имеет и недостатки. Так, его теплоемкость невелика, поэтому оно нуждается в обязательном охлаждении, так как на режимах значительного преобразования момента масло может перегреться, что приведет к выходу из строя пар трения и уплотняющих элементов. Поэтому в конструкциях гидродинамических приводов часть жидкости непрерывно отбирают после выхода из турбинного колеса, пропускают через теплообменник и возвращают с помощью вспомогательного насоса по входу в насосное колесо. Вспомогательная гидросистема обеспечивает поддержание минимального давления $0,3...0,6 \text{ МПа}$ перед входом в насос, благодаря

чему устраняется возможность возникновения кавитации во время работы.

На тракторе ТТ-330 установлен одноступенчатый комплексный гидротрансформатор ГТР-4800Т, который служит гидродинамической передачей, эластично связывающей двигатель с механической частью трансмиссии и обеспечивающей автоматическое бесступенчатое изменение крутящего момента в зависимости от нагрузки на ведущих звездочках трактора.

Основные элементы комплексного гидротрансформатора ГТР-4800Т – насосное, турбинное и реактивное рабочие колеса, муфта свободного хода, с помощью которой можно расширить зону высоких значений КПД.

При установке гидротрансформатора обеспечиваются плавность трогания трубоукладчика и тяговые усилия от 50 до 500 кН при требуемых по технологии укладки труб скоростях движения от 0,5 до 0,9 км/ч.

Максимальный КПД гидротрансформатора 0,9, коэффициент трансформации на режиме трогания равен 2,5. Подобные конструкции трансмиссии также устанавливаются на автобусах семейства ЛАЗ, автосамосвалах БелАЗ и др.

Контрольные вопросы

1. В чем принципиальное отличие гидромуфты и гидротрансформаторов?
2. При каком условии происходит передача крутящего момента от насосного к турбинному колесу? Что такое скольжение в гидромуфте?
3. Какой конструктивный элемент превращает гидромуфту в гидротрансформатор?
4. Каковы соотношения крутящих моментов на входном и выходном валах в гидромуфте и гидротрансформаторе?
5. В чем выражается преимущество комплексного гидротрансформатора по сравнению с гидромуфтой и гидротрансформатором? На каких участках характеристик это преимущество проявляется?
6. Что является внешним признаком подбора режимов гидравлических передач?
7. Какие основные правила следует выполнять при выборе гидромуфты для совместной работы с двигателями?
8. Каковы преимущества и недостатки гидромеханических передач?

7. ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД

Гидроприводы используют на сельскохозяйственных машинах различного назначения. Посредством гидропривода ходовой части зерноуборочных, кормоуборочных, корнеклубнеуборочных и других комбайнов можно повысить до 20 % производительность, бесступенчато управлять скоростью машин, снизить затраты на техническое обслуживание.

Прицепные сельскохозяйственные машины (капустоуборочные, свеклоуборочные, виноградоуборочные) полностью гидрофицированы. В частично гидрофицированных машинах (картофелеуборочных ком-

байнах, опрыскивателях, томатоборочных машинах, жатках и др.) гидрообъемный привод сочетается с механическим.

В этих схемах гидропривода применяют или один насос для подвода гидравлической энергии к отдельным рабочим органам (выгрузному транспортеру, сортировочному транспортеру), или автономные гидросистемы в виде дополнительных насосов, установленных на сельскохозяйственной машине и получающих энергию от ВОМ через цепную передачу.

Гидропривод широко используют на кормоборочных машинах многих фирм как в нашей стране, так и за рубежом. Как правило, схемы представлены двумя и более независимыми контурами с отдельными насосами, делителями потока и распределителями, с помощью которых работают ножи режущих аппаратов, шнеки, мотовило, выгрузной транспортер и питатель.

Объемные гидроприводы можно классифицировать по следующим признакам: по виду движения выходного звена – вращательного, поступательного и поворотного движения; по источнику энергии – насосные и аккумуляторные; по виду циркуляции рабочей жидкости – с разомкнутой и замкнутой системой; по возможности регулирования – регулируемые и нерегулируемые. Объемные гидроприводы могут быть раздельного и нераздельного исполнения.

Регулируемые гидроприводы подразделяют на гидроприводы с дроссельным, объемным и объемно-дроссельным регулированием, а по способу регулирования – с автоматическим и ручным управлением.

7.1. ГИДРОПРИВОДЫ С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

В гидроприводах с дроссельным регулированием для управления скоростью исполнительного рабочего органа применяют регулируемые дроссели, краны и регуляторы потока.

Дроссельное регулирование используют в гидроприводах малой мощности (до 6 кВт) преимущественно с нерегулируемыми насосами. По схеме работы гидроприводы с дроссельным регулированием можно подразделить на два вида: гидроприводы с постоянным и переменным давлением (рис. 7.1).

При работе к гидроцилиндру поступает жидкость, количество которой равно расходу жидкости, проходящей через дроссель, $Q = Q_d$.

Максимальное количество жидкости, равное подаче насоса Q_n , будет поступать при полностью открытом дросселе, а в процессе регулирования излишек жидкости, равный $Q_n - Q$, будет сливаться в резервуар. Переливной клапан поддерживает постоянное давление $p_1 = \text{const}$ в линии нагнетания. Давление в гидроцилиндре p_2 пропорционально нагрузке F_n , т. е.

$$p_2 = F_n / S_n + p_c,$$

где S_n – площадь поршня; p_c – давление слива.

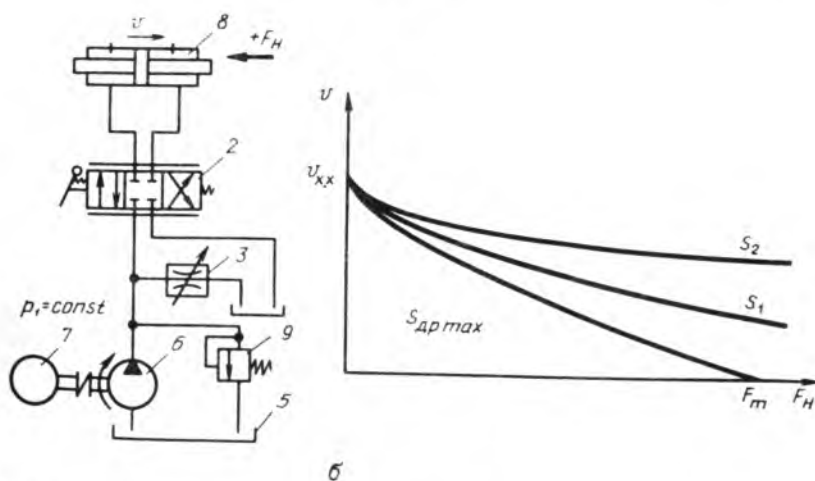
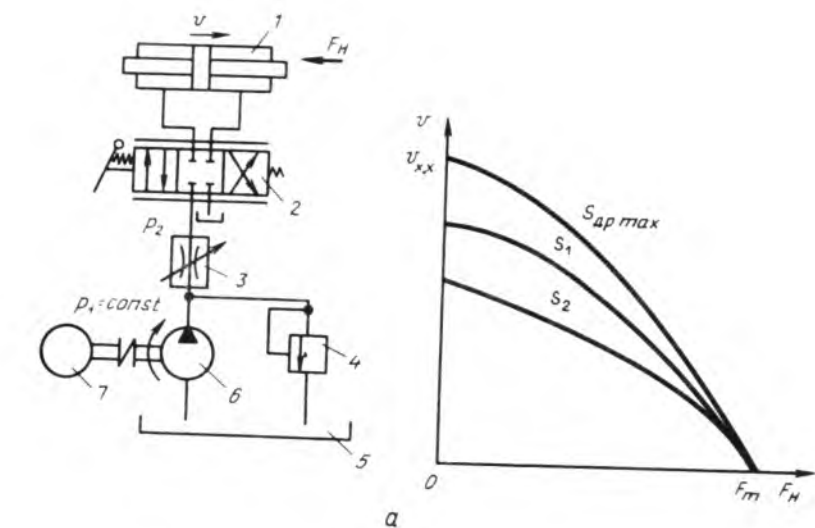


Рис. 7.1. Схемы и характеристики гидроприводов с постоянным (а) и переменным (б) давлением:
 1 – гидродвигатель; 2 – распределитель; 3 – дроссель; 4 и 9 – переливной и предохранительный клапаны; 5 – резервуар; 6 – насос; 7 – приводной двигатель; 8 – гидроцилиндр

Перепад давления на дросселе

$$\Delta p_d = p_1 - p_2 = p_1 - E_n / S_n - p_c. \quad (7.1)$$

Характеристика гидропривода (рис. 7.1, а) отражает зависимость скорости движения u исполнительного гидродвигателя от нагрузки F_n .

Средняя скорость штока гидроцилиндра

$$u = Q / S = (\mu S_d / S_n) \sqrt{(2 / \rho) (p_n - F_n / S_n - p_c)}. \quad (7.2)$$

При полностью открытом дросселе $S_{д\text{рmax}}$ и разных проходных сечениях S_1 и S_2 скорость штока зависит от нагрузки F_n на поршне. Максимальное значение скорости наблюдается при отсутствии нагрузки, а при максимальной нагрузке, когда $p_2 = p_1$, скорость штока равна нулю.

Гидроприводы с дроссельным регулированием при постоянном расходе целесообразно использовать для систем с большими потоками.

Статические характеристики гидропривода (при $Q = \text{const}$) ввиду значительных нелинейностей аналитически исследовать затруднительно, поэтому целесообразно использовать графический метод расчета на основании экспериментальных исходных данных.

Гидропривод чувствителен к внешней нагрузке. Со смещением золотника распределителя будет изменяться давление в линии нагнетания. Положительным считается то, что гидропривод с источником питания постоянного расхода и параллельно-последовательным дроссельным регулированием имеет $\eta = 0,8 \dots 0,9$, отрицательным – сложно обеспечить параллельное подключение приводов, а также существенное влияние на работу гидропривода оказывает сжимаемость рабочей жидкости. Динамические характеристики рассматриваемых систем необходимо изучить с учетом сжимаемости рабочей жидкости и жесткости элементов. Гидравлическая жесткость гидроцилиндра

$$C_r = E f_n^2 / V,$$

где E – модуль объемной упругости; f_n – площадь поршня; V – объем жидкости.

В двигателях возвратно-поступательного движения гидравлическая жесткость будет равна сумме жесткостей его рабочих камер. Наименьшая гидравлическая жесткость будет в том случае, когда объемы рабочих полостей равны, т. е. $V_1 = V_2 = V_0$, тогда

$$C_r = 2 E f_n^2 / V_0.$$

Такой вид регулирования применяют в основном при управлении скоростью гидроцилиндра. При этом имеет место ряд недостатков: низкий КПД, нагрев жидкости при дросселировании и др.

Давление p_1 (рис. 7.1, б) в линии нагнетания зависит от нагрузки F_n на штоке гидроцилиндра, т. е.

$$p_1 = F_n / S_n,$$

а средняя скорость штока цилиндра без учета давления слива

$$v = Q / S_n = Q_n / S_n - (\mu S_3 / S_n) \sqrt{(2/p)(F_n / S_n)}. \quad (7.3)$$

Скорость штока максимальна при полностью закрытом дросселе. По мере его открытия скорость уменьшается, так как часть жидкости сливается в резервуар. К основным недостаткам такой схемы относятся непостоянство скорости движения штока при изменяющейся нагрузке при одном и том же положении дросселя; невозможность регулирования скорости при отрицательных нагрузках. Преимущества гидроприводов с переменным давлением – более высокий КПД по сравнению с гидроприводом с постоянным давлением; нагнетаемая жидкость при дросселировании отводится непосредственно в резервуар.

В гидроприводах с дроссельным регулированием применяют также регуляторы потока, в состав которых входят редукционные клапаны. Эти регуляторы в схемы гидропривода устанавливают на место дросселей.

7.2. ГИДРОПРИВОДЫ С ОБЪЕМНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

В схемах гидропривода с объемным регулированием скорость выходного звена изменяется путем уменьшения или увеличения подачи жидкости насосом (система с регулируемым насосом), гидромотором (система с регулируемым гидромотором) или одновременно насосом и гидромотором (системы с регулируемым насосом и гидромотором).

Частоту вращения гидромотора 2 регулируют (рис. 7.2, а), изменяя подачу жидкости насосом 1, а направление вращения вала гидромотора – реверсированием потока рабочей жидкости.

Подача насоса $Q_1 = n_1 q_1$, а расход потребляемой гидромотором жидкости $Q_2 = n_2 q_2$, где q_1 и q_2 – рабочие объемы насоса и гидромото-

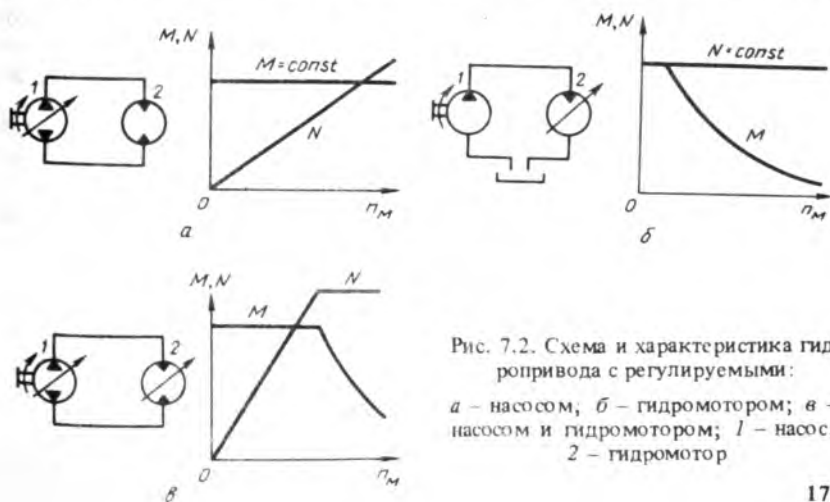


Рис. 7.2. Схема и характеристика гидропривода с регулируемым:

а – насосом; б – гидромотором; в – насосом и гидромотором; 1 – насос; 2 – гидромотор

ра. При отсутствии потерь расхода ($Q_1 = Q_2$) мощности насоса и гидромотора могут быть определены из выражений $N_1 = N_2 = N$ или $p_1 Q_1 = p_2 Q_2$. Давление в гидросистеме p_1 зависит от нагрузки гидромотора:

$$p_1 = 2\pi M_2 / q_2 + \Delta p_r, \quad (7.4)$$

где M_2 — крутящий момент гидромотора; Δp_r — потери на трение.

Как видно их характеристик гидропривода, крутящий момент гидромотора при данном способе регулирования — величина постоянная, а мощность изменяется пропорционально подаче жидкости. Передаточное отношение между насосом и гидромотором зависит от объемных КПД гидромашин, а отношение момента на валу насоса к моменту на валу гидромотора характеризуется коэффициентом трансформации $k = M_1 / M_2$.

Диапазон регулирования у данных систем ограничен минимальным значением КПД, который с увеличением подачи вначале растет, а затем снижается.

В системах с регулируемым гидромотором (рис. 7.2, б) установлены насос 1 с постоянной подачей и гидромотор 2 с изменяемым регулируемым рабочим объемом. Регулирование такой системы при постоянной мощности $N = \text{const}$ достигается уменьшением рабочего объема гидромотора, т. е.

$$n_2 = Q_1 / q_2.$$

Момент на валу гидромотора — величина непостоянная, т. е.

$$M_m = \frac{q_2}{2\pi} \Delta p_2 \neq \text{const}. \quad (7.5)$$

где q_2 — регулируемый рабочий объем гидромотора; Δp_2 — перепад давления жидкости в гидромоторе.

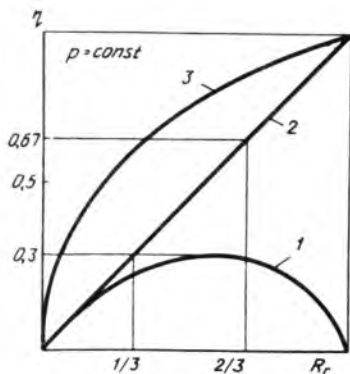
Практически существует минимальное значение $q_{2\min}$, при котором гидромотор останавливается. Преимущество таких систем — механические потери относительно невелики, а недостаток — необходимость применения дистанционного управления гидромоторами.

В системах с регулируемыми насосами и гидромоторами (рис. 7.2, в) применение регулируемых насоса 1 и гидромотора 2 дает возможность большого диапазона регулирования частоты вращения и момента. Такие системы применяют в трансмиссиях, так как характеристика $M = f(n)$ позволяет выполнить трогание машин с максимальным моментом при минимальной скорости.

Посредством гидроприводов с объемным регулированием возможно изменять скорость гидродвигателей в широком диапазоне изменения нагрузки. Один из важнейших показателей гидроприводов — КПД. Мощность, развиваемая насосом без учета потерь,

$$N_n = p_n Q_n.$$

Рис. 7.3. Зависимость КПД от нагрузки



Мощность, потребляемая гидродвигателем,

$$N_r = V_r p_r.$$

Тогда КПД рассматриваемого гидропривода $\eta = N_r / N_n$. При максимальной подаче $Q_{n\max}$ КПД имеет наибольшее значение при наибольшем смещении золотника $x = 1$ и нагрузке $\bar{R}_r = 2/3$, что соответствует максимальной мощности.

При дроссельном регулировании для насосов с постоянным расходом и переливным клапаном максимальный $\eta \approx 0,38$ (рис. 7.3, кривая 1). Если в качестве источника питания применен насос постоянного давления, то максимальный КПД в зависимости от безразмерного значения нагрузки $\bar{R}_r = 2/3$ $\eta \approx 0,67$ (см. рис. 7.3, кривая 2). Наиболее высокий КПД можно получить, если в качестве источника питания гидропривода использовать насос регулируемой подачи с обратной связью по давлению. Тогда $\eta = 0,8 \dots 0,9$ (см. рис. 7.3, кривая 3).

7.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ КЛАПАНЫ

Клапан — это автоматический гидроаппарат, который под воздействием расхода и давления рабочей жидкости изменяет проходное сечение гидрوليнии. Клапаны давления служат для регулирования давления рабочей жидкости. Их классифицируют по назначению — на напорные (предохранительные и переливные), редукционные и разностей давлений; по действию — прямого и непрямого действия.

Предохранительные клапаны. Такие клапаны служат для предохранения гидроприводов от давлений рабочих жидкостей, превышающих допустимые. Предохранительные клапаны все периодического действия, так как они при нормальном режиме работы гидропривода находятся в закрытом состоянии, а включаются в работу только при превышении давления в гидросистеме.

В предохранительных клапанах прямого действия (рис. 7.4) рабочая жидкость непосредственно воздействует на исполнительный элемент.

В клапанах непрямого действия основной рабочий клапан изменяет свое положение в результате воздействия жидкости на вспомогательный клапан.

В процессе работы клапанов (см. рис. 7.4) при превышении значения давления p жидкости в гидроприводе выше расчетного пружина сжимается на величину h и запорное устройство открывает путь жидкости в сливную магистраль.

При расчете предохранительных клапанов необходимо подбирать параметры посадочного гнезда и жесткость пружины. Давление жидкости p , действуя на поверхность клапана площадью S , создает силу $F_d = pS$, противодействующую силе сжатой пружины $F_{пр}$. При нормальной работе гидропривода $F_d < F_{пр}$, т. е. клапан закрыт, а в случае увеличения давления p сила $F_d > F_{пр}$.

Для практических расчетов площадь условного сечения S , на которую действует давление p , можно определять по формулам для клапанов:

шарикового

$$S = \pi D_{у.ш}^2 / 4;$$

конусного

$$S = \pi D_{у.к}^2 / 4 + (\pi/8)(D^2 - D_{у.к}^2),$$

где $D_{у.ш}$ — условный диаметр проходного сечения для шарикового клапана [здесь $D_{у.ш} = (D + D_y)/2$]; D — наружный диаметр уплотнительного пояса.

Расход жидкости через клапан

$$Q_n = \mu_k S_n \sqrt{(2/p)(p_1 - p_{сл})}, \quad (7.6)$$

где μ_k — коэффициент расхода ($\mu_k = 0,6...0,72$); S_n — площадь рабочего окна; p — плотность рабочей жидкости; p_1 — давление срабатывания предохранительного клапана; $p_{сл}$ — давление в сливной магистрали.

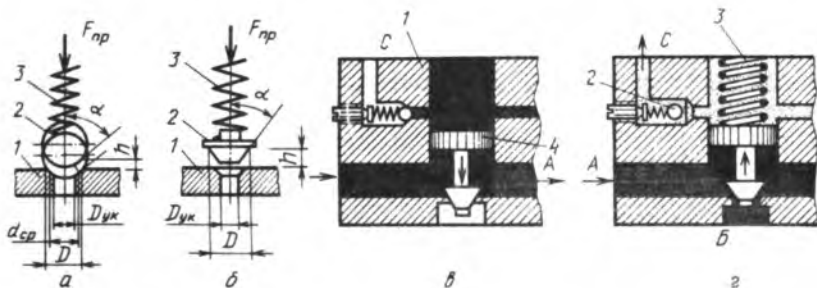


Рис. 7.4. Схемы предохранительных клапанов прямого действия:

а — шариковый; б — конусный; в и г — перепускные; 1 — корпус; 2 — запорное устройство; 3 — пружина; 4 — клапан

Клапан при работе должен быть приподнят на высоту от седла

$$h = \frac{Q_n}{\mu_k \pi d_{cp} \sin \alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2(p_1 - p_{cl})}}, \quad (7.7)$$

где d_{cp} — средний диаметр щели клапана; α — угол конусности седла клапана ($\alpha = 45^\circ$ для шарикового клапана, $\alpha = 30 \dots 60^\circ$ для конического клапана).

Тогда

$$p_1 \geq p_{cl} + ch / S_n.$$

Клапан закрывается при давлении несколько меньшем, так как пружина за счет сил внутреннего трения имеет характеристику в виде петли гистерезиса.

Следовательно, жесткость пружины предохранительного клапана

$$c \leq \frac{\mu_k \pi d_{cp} \sin \alpha}{Q_n} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_{cl})^2}{\rho}}. \quad (7.8)$$

Перепускные клапаны служат для слива рабочей жидкости при работающем насосе и выключенном потребителе ее гидравлической энергии. Перепускной клапан (рис. 7.4, в и г) состоит из корпуса 1, клапана 4, цилиндрической пружины 3, запорного устройства 2, рабочей полости А, сливного канала Б и канала управления С. Принцип работы клапана заключается в следующем. При функционировании гидропривода золотник управления перекрывает канал управления С, а жидкость через рабочую полость А поступает к исполнительному рабочему органу. Давления жидкости p над цилиндрической частью клапана и в рабочей полости равны, поэтому за счет разности площадей верхней S_v и нижней S_n частей клапана и жесткости пружины c возникает сила $F_{пр}$, прижимающая конус клапана к седлу, т. е.

$$F_{пр} = p(S_v - S_n) + ch.$$

Если золотник управления открывает канал С и соединяет его со сливом, то за счет разности давлений в надклапанной камере и рабочей полости А поднимается клапан, часть рабочей жидкости проходит через сверление в цилиндрической части клапана и через запорный клапан на слив, в основной поток жидкости — в полость Б. При этом насос разгружается, так как давление нагнетания равно давлению слива жидкости.

Переливные клапаны. Такие клапаны служат для поддержания определенного давления в напорной магистрали путем слива рабочей жидкости во время работы. Они могут быть шариковыми, конусными и золотниковыми. В корпусе 1 (рис. 7.5, а) имеются полости нагнетания А и слива Б. Принцип работы клапана заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости под давлением золотник 2 под действием разности сил давления жидкости и пружины поднимается и открывает расточку сливной полости Б, часть жидкости сливается.

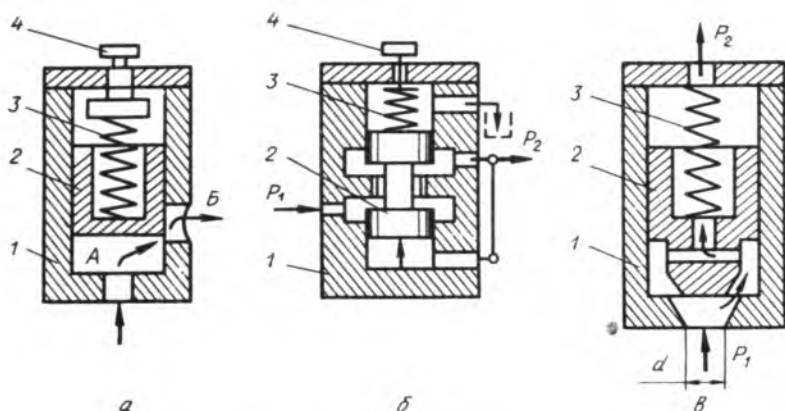


Рис. 7.5. Схема клапанов:

а — переливной; *б* — редукционный; *в* — разности давлений; 1 — корпус; 2 — золотник; 3 — пружина; 4 — регулировочный винт

Давление жидкости в напорной магистрали p_n будет пропорционально подъему золотника, жесткости пружины и степени предварительного сжатия пружины, т. е.

$$p_n = (ch + ch_1) / S,$$

где c — жесткость пружины; h — высота подъема золотника; h_1 — величина предварительного сжатия пружины; S — площадь золотника.

Редукционные клапаны. Эти клапаны предназначены для снижения давления отводимого потока рабочей жидкости. Они находят применение в гидроприводах с одним источником питания и несколькими потребителями энергии. При последовательном включении клапана (рис. 75, б) в схему гидросистемы рабочая жидкость под давлением p_1 проходит в полость расточки корпуса, дросселируется через рабочее сечение клапана, вследствие чего давление на выходе клапана p_2 понижается. Если давление p_2 повышается сверх установленного значения, то золотник 2, сжимая пружину 3, переместится вверх и тем самым перекроет проходное сечение клапана. Гидравлическое сопротивление увеличится, и давление понизится до установленного значения.

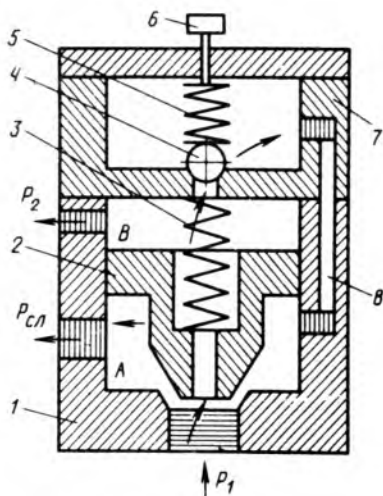
При работе клапана золотник будет находиться в уравновешенном состоянии, если значение сил

$$R_1 + F_1 + ch = Sp_2,$$

где R_1 — сила предварительно деформированной пружины; F_1 — сила трения; c — жесткость пружины; h — ход золотника; S — площадь торцевой поверхности золотника; p_2 — редукционное давление.

Рис. 7.6. Схема клапана непрямого действия:

1 – корпус; 2 и 4 – клапаны, 3 и 5 – пружины; 6 – регулировочный винт; 7 – крышка; 8 – канал



Клапаны разностей давлений. Эти клапаны служат для поддержания установленной постоянной разности давления в подводимой и отводимой полостях. Клапан (рис. 7.5, в) применяют в системах гидропривода во всасывающих магистралях с подпиткой от дополнительного насоса. Принцип работы аналогичен редукционному клапану.

Разность давления на клапане определяют по формуле

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 4(F_n + F_f)/(\pi d^2), \quad (7.9)$$

где F_n и F_f – силы сжатия пружины и трения.

Все рассмотренные выше клапаны могут быть выполнены с усилительными элементами, что позволяет использовать пружины с меньшей жесткостью и улучшить качество работы. Такие клапаны принято называть клапанами непрямого действия.

Клапан состоит из нижней и верхней частей корпуса 1, основного конического 2 (рис. 7.6) и вспомогательного шарикового 4 клапанов с пружинами 3 и 5, регулировочного винта 6. Полости A конического и шарикового клапанов соединены каналом 8, а полость B – дроссельным отверстием с линией нагнетания.

Принцип действия клапана заключается в следующем. При допустимом рабочем давлении в линии нагнетания клапан 2 прижат к седлу пружиной 3, а вспомогательный клапан 4 закрыт. В этом случае сила пружины F_n и сила давления жидкости $p_2 S_2$ уравнивают силу давления $p_1 S_1$, т. е.

$$p_1 S_1 \leq p_2 S_2 + F_n, \quad (7.10)$$

где S_1 и S_2 – площади торца клапана и поверхности клапана в полости B.

При превышении давления рабочей жидкости сверх допустимого значения в полости *В* давление растет, открывается шариковый клапан *4* и рабочая жидкость из полости *В* по каналу *8* поступает в полость слива *А*. Это приводит к уменьшению давления p_2 и под действием давления жидкости p_1 сжимается пружина *3*. Клапан *2* открывается, направляя жидкость в сливную магистраль $p_{сл}$.

Все клапаны требуют тщательного расчета и настройки для заданных условий работы индивидуально для каждой гидросистемы. Если этих условий не соблюдать, то клапан может работать в автоколебательном режиме, т. е. за счет сил инерции массы клапана на гидравлической пружине возникают незатухающие колебания, которые приводят к ударам и значительным колебаниям давления в гидросистемах.

Обратные клапаны. Такие клапаны служат для свободного пропускания рабочей жидкости только в одном направлении. Обратные клапаны применяют в сложных схемах гидропривода, состоящих из нескольких насосов, а также для подпитки систем и в реверсивных магистралях. Обратные клапаны используют с шариковыми и конусными запорными элементами.

Клапан с шариковым рабочим органом состоит из корпуса *1* (рис. 7.7, *а*) с седлом *2*, клапана *3*, цилиндрической пружины *4* и крышки *5*. Пружина клапана имеет малую жесткость и практически не оказывает сопротивления рабочей жидкости. При работе жидкость из полости *А* проходит в полость *Б* и далее в магистраль, поднимая клапан *3* от седла *2* за счет усилия, создаваемого давлением.

При обратном движении рабочей жидкости клапан *3* силой давления плотно прижимается к седлу, перекрывая проход жидкости из полости *Б* в полость *А*. Беспружинные обратные клапаны устанавливают только в вертикальном положении, чтобы сила тяжести прижимала запорный элемент к седлу.

Гидрозамки и запорные клапаны. Эти устройства предназначены для управления потоком жидкости, т. е. пропускания жидкости в

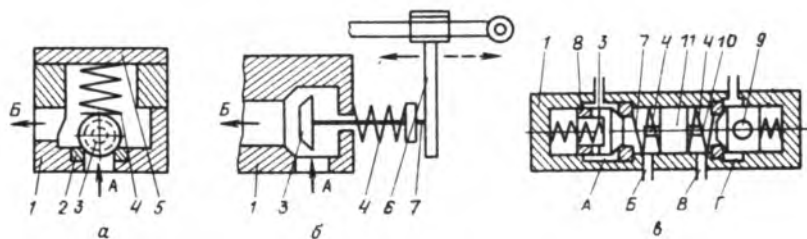


Рис. 7.7 Схемы обратного клапана (*а*), одностороннего (*б*) и двустороннего (*в*) замков:

1 — корпус; *2* — седло; *3*, *8* и *9* — клапаны; *4* — пружина; *5* — крышка; *6* — механическое звено; *7* и *10* — толкатели; *11* — поршень

одном направлении и запираения в обратном. Их применяют в гидроприводах для автоматического запираения рабочей жидкости в полостях гидроцилиндров и гидродвигателей с целью их стопорения в заданном положении. Такими устройствами управляют механические звенья, электромагниты, пневмо- и гидроэлементы.

Гидрозамки могут быть односторонними и двусторонними, с шариковыми и коническими клапанами. Односторонний запорный клапан состоит из конического клапана 3 (рис. 7.7, б), установленного в гидроцилиндр (напорную магистраль), пружины 4 и толкателя 7. Под действием пружины клапан отводится от гнезда и рабочая жидкость свободно поступает из полости А в полость Б и обратно. Если оказать воздействие на толкатель с помощью, например, механического звена 6, которое прижимает клапан к седлу, то запирается полость Б. Такую конструкцию запорного клапана применяют на гидроцилиндрах. Механическое звено 6 в этом случае устанавливается в определенном положении на штоке поршня и перемещается вместе с ним.

На рисунке 7.7, в показана схема двустороннего гидрозамка. Он состоит из корпуса 1, двух запорных конических клапанов 8 и 9, пружин 4 клапанов, плавающего поршня 11, толкателей 7 и 10. В корпусе гидрозамка имеются полости А и Г, которые соединены с исполнительным рабочим органом гидропривода (гидродвигателем), и полости Б и В – с напорной или сливной магистралью.

Работа гидрозамка заключается в следующем. При нейтральном положении электромагнит обесточен, поршень с толкателями находится в среднем положении, подвод и отвод жидкости к полостям Б и В отсутствуют, т. е. гидродвигатель застопорен в определенном положении. Если соединить полость Б с напорной магистралью, а В со сливной, то поршень 11 под давлением нагнетания сместится вправо и толкатель откроет клапан 9, клапан 8 будет работать как обратный клапан, а клапан 9 – как клапан распределителя. В этом случае рабочая жидкость под давлением открывает клапан 8 и из полости Б поступает в полость А, а слив рабочей жидкости происходит из полости Г в полость В через открытый толкателем клапан 9. Рабочий цикл повторяется аналогично в случае переключения распределителем полостей нагнетания Б и слива В гидрозамка.

7.4. ДРОССЕЛИ, РЕГУЛЯТОРЫ И ДЕЛИТЕЛИ ПОТОКА

Дроссели. Эти устройства служат для установки и поддержания заданного расхода рабочей жидкости в напорной или сливной магистрали в зависимости от давления. С помощью дросселей (рис. 7.8) регулируется скорость двигателей, работающих при постоянных нагрузках. Применяют дроссели золотникового типа и крановые. Золотниковый дроссель управляет потоком рабочей жидкости кромками расточек в корпусе и в золотнике, а крановый – кромками расточек в корпусе и щелью крана.

В корпусе 1 кранового дросселя имеются радиальные сверления

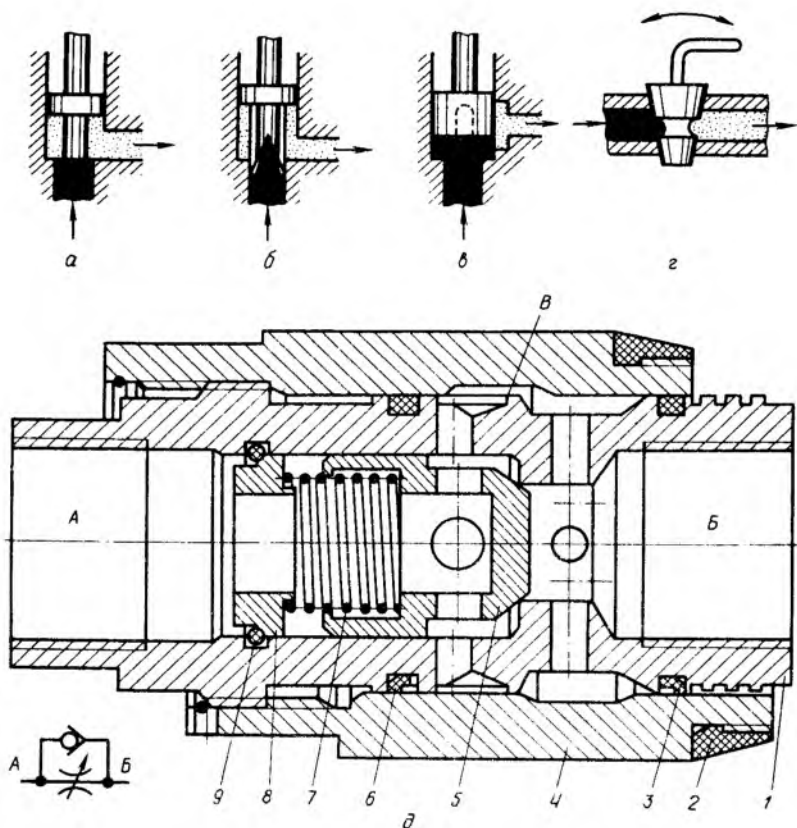


Рис. 7.8. Схемы золотниковых (а и б) и крановых (в и г) дросселей, устройство кранового дросселя (д):

1 – корпус; 2 – резьба; 3, 6 и 9 – уплотнительные кольца; 4 – обойма-регулятор; 5 – обратный клапан; 7 – пружина; 8 – седло; А, Б и В – полости

для прохода рабочей жидкости, проточки для установки уплотнительных колец 3 и 6. На корпус с помощью специальной резьбы 2 накручена обойма-регулятор 4 с лимбом. Внутри корпуса установлен обратный клапан 5, который прижат к седлу цилиндрической пружины. Последняя опирается на седло 8, удерживаемое стопорным кольцом. Полость А служит для подвода, а полость Б – для отвода рабочей жидкости. Радиальные сверления и расточка в корпусе образуют дроссельное регулируемое отверстие.

Принцип работы дросселя заключается в следующем. Дроссель устанавливают непосредственно в магистраль, полость А соединяется с напорной, а полость Б – с линией слива. Рабочая жидкость из полос-

ти *A* проходит по сверлениям седла 8 и клапана 5 через дросселируемую полость *B* и поступает на выход в полость *Б*. Расход рабочей жидкости через дроссель зависит от площади сечения рабочей щели, которая изменяется поворотом обоймы-регулятора 4.

Расход жидкости через дроссель зависит не только от площади рабочего проходного сечения, но и от перепада давления и колебания давления (изменения нагрузки) на исполнительном рабочем органе.

Расход жидкости в щели дросселя при ламинарном течении

$$Q = \mu S \sqrt{2\Delta p / \rho},$$

где μ — коэффициент расхода; S — сечение дросселя.

Отсюда

$$\mu = \sqrt{1/\xi},$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления [здесь $\xi = 64\nu/(u d_n)$, где ν — вязкость; u — скорость течения].

Регулятор потока. Это устройство предназначено для поддержания определенного расхода рабочей жидкости независимо от перепада давления на входе и выходе.

Регулятор потока может быть представлен в виде дросселя и последовательно включенного редуционного клапана или дросселя и параллельно включенного переливного клапана. Дросселем в этом случае устанавливается расход рабочей жидкости, а клапаны служат для автоматического поддержания перепада давления на дросселе.

Регулятор состоит из корпуса 1 (рис. 7.9), золотника 2 переливного клапана с пружиной 5 и регулируемого дросселя 3. Полости *B* и *Г* переливного клапана соединены каналами с линией нагнетания (входа), полость *A* — через дроссельное отверстие с выходом из регулятора, а полость *B* — со сливной магистралью. При работе жидкость под давлением p_1 поступает в регулятор и делится на два потока: часть жидкости через дроссель 3 поступает на выход из регулятора, другая часть жидкости сливается через золотник 2 в резервуар. В полостях регулятора *B* и *Г* на золотник клапана действует давление p_1 , а со стороны полости *A* — сила пружины 5 и давление p_2 .

Давление p_2 зависит от нагрузки на гидродвигатель и изменяется пропорционально ей. При возрастании давления p_2 золотник 2 клапана перемещается вниз и уменьшает рабочее сечение, т. е. расход жидкости, поступающей на слив. Это приводит к увеличению давления p_1 и расхода жидкости через дроссель. При уменьшении давления золотник 2 клапана перемещается вверх, проходное сечение и расход жидкости на слив увеличиваются, давление p_1 уменьшится и расход рабочей жидкости через дроссель снизится.

Перепад давления на дросселе

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{4ch}{\pi D_s}, \quad (7.11)$$

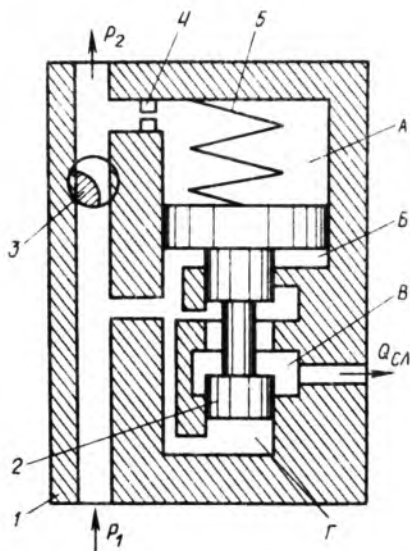


Рис. 7.9. Схема регулятора потока:
1 – корпус; 2 – золотник переливного клапана; 3 – дроссель; 4 – регулируемый дроссель; 5 – пружина; А, Б, В и Г – полости

где s – жесткость пружины; h – деформация пружины; D_3 – наружный диаметр золотника.

Делители потока. При работе сельскохозяйственных машин, рабочие органы которых приводятся в действие гидродвигателями, для их синхронной согласованной работы независимо от рабочего давления используют дроссельные и объемные делители потока.

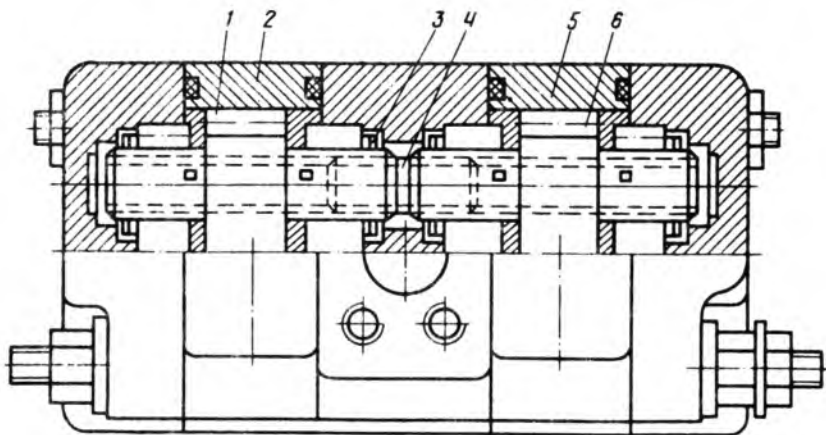


Рис. 7.10. Схема делителя потока:

1 и 6 – ведущие роторы; 2 и 5 – секции; 3 – уплотнение; 4 – соединительный вал

Объемный делитель потока представляет собой набор шестеренных универсальных секций 2 (рис. 7.10) и 5, ведущие роторы 1 и 6 которых связаны жесткой кинематической связью с помощью соединительных валов 4. При работе гидравлический насос подает рабочую жидкость под давлением в делитель, где, разделяясь на потоки, жидкость поступает к работающим гидродвигателям. Благодаря применению делителя возможно перераспределить и мощность от менее нагруженной и более нагруженной секций, т. е. в делителе соблюдается следующее соотношение между входной и выходной мощностью:

$$Q_n p_n \eta_m = Q_1 p_1 + Q_2 p_2, \quad (7.12)$$

где Q_n , Q_1 и Q_2 — расходы жидкости соответственно от насоса, первой и второй секций делителя; η_m — механический КПД делителя; p_n , p_1 и p_2 — давление жидкости, создаваемое соответственно насосом, первой и второй секциями.

Шестеренные делители потока имеют незначительные потери по сравнению с дроссельными и могут быть изготовлены из различного числа секций с требуемыми объемами.

7.5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Гидравлический распределитель предназначен для изменения направления потока рабочей жидкости в гидравлических магистралях.

Распределители, применяемые в сельскохозяйственных машинах, бывают золотникового, кранового и клапанного типов. Различают распределители: по числу внешних гидролиний — одно-, двух-, трех- и многосекционного исполнения; по числу фиксированных позиций — двух-, трех- и четырехпозиционные; по виду управления — с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим, пневматическим и комбинированным управлением.

Направляющие распределители предназначены для изменения направления рабочей жидкости, дросселирующие — для изменения направления, расхода и давления рабочей жидкости. Золотниковые распределители по конструкции золотника могут быть с цилиндрическим (преимущественно в сельскохозяйственном гидроприводе) и плоским золотниками.

В цилиндрических золотниковых распределителях (рис. 7.11) рабочая пара представлена золотником и гильзой. Золотник имеет цилиндрические пояски, а гильза — расточки с острыми кромками. Радиальный зазор между золотником и гильзой составляет 4...10 мкм. В зависимости от ширины a цилиндрического пояса золотника и цилиндрической расточки гильзы b распределители подразделяют на три группы: с нулевым ($a = b$), положительным ($a > b$) и отрицательным ($a < b$) перекрытиями. Распределители с нулевым перекрытием обладают линейной характеристикой, но требуют точной фиксации золотника в установленном положении. Распределители с положительным

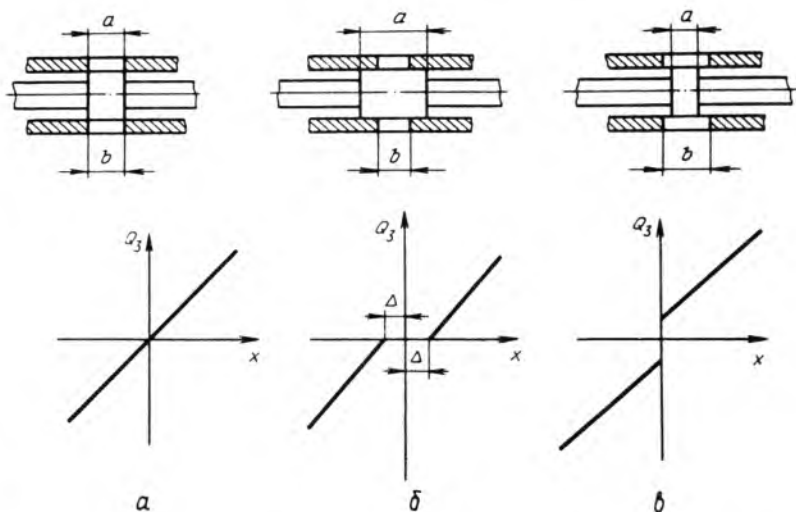


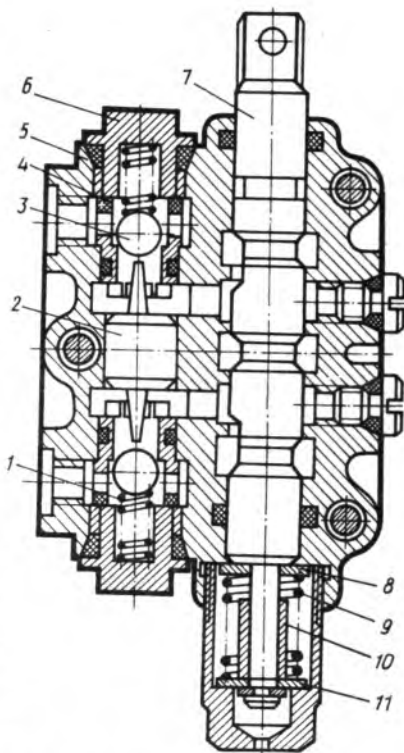
Рис. 7.11. Схемы и расходные характеристики золотниковых распределителей с нулевым (а), положительным (б) и отрицательным (в) перекрытиями

перекрытием имеют большие зоны нечувствительности Δ , хотя характеризуются меньшими утечками. У распределителей с отрицательными перекрытиями повышенные утечки рабочей жидкости, но они имеют релейную характеристику расхода. Рабочие окна в гильзах распределителей могут быть выполнены в виде круглых отверстий, пазов и отверстий с внутренней расточкой. Рабочие кромки поясков золотников могут быть торцевыми, коническими и с профилированными канавками.

На сельскохозяйственных уборочных машинах установлены многосекционные гидравлические распределители. В корпусе 5 (рис. 7.12) находятся золотник 7, поршень 2 с двумя толкателями, шариковые обратные клапаны 3 с втулками 4 и пружинами 1, которые с помощью пробок 6 крепятся к корпусу. Золотник 7 устанавливается в нейтральное положение под действием пружины 9, опирающейся торцами на шайбы 8 и 11. Шайбы при нейтральном положении золотника усилием пружины прижимаются к торцевым поверхностям расточек корпуса и стакана. При перемещении золотника вверх или вниз одна из шайб касается торца расточки корпуса или торца расточки стакана, а вторая шайба, перемещаясь совместно с золотником, сжимает пружину. Ход золотника ограничен дистанционной втулкой 10. В корпусе под золотник имеется пять кольцевых расточек. Через крайние расточки проходят сквозные сливные отверстия, а через центральную расточку — нагнетательный канал. Две средние расточки

Рис. 7.12. Схема сечения распределителя:

1 и 9 – пружины; 2 – поршень; 3 – обратный клапан; 4 – втулка; 5 – корпус; 6 – пробка; 7 – золотник; 8 и 11 – шайбы; 10 – дистанционная втулка



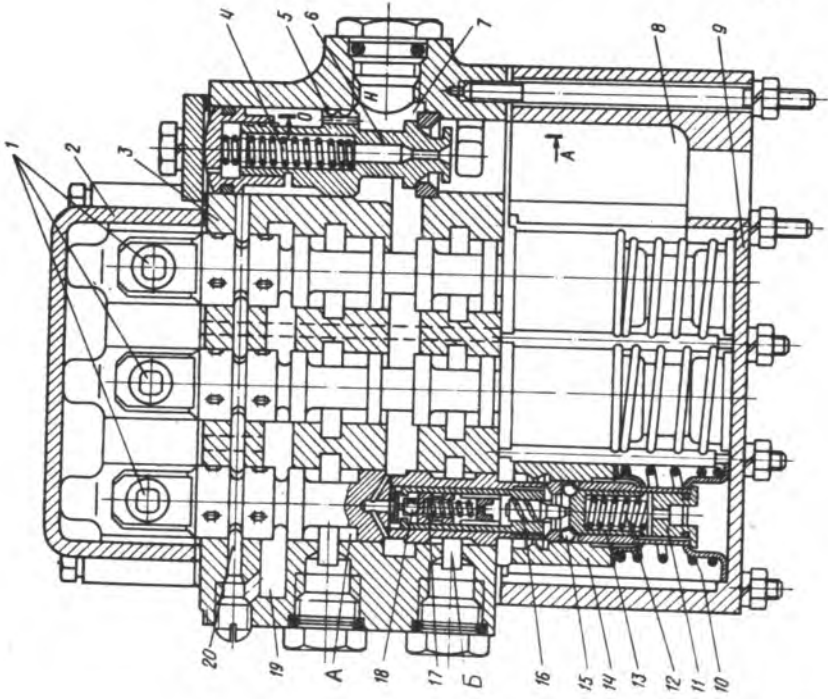
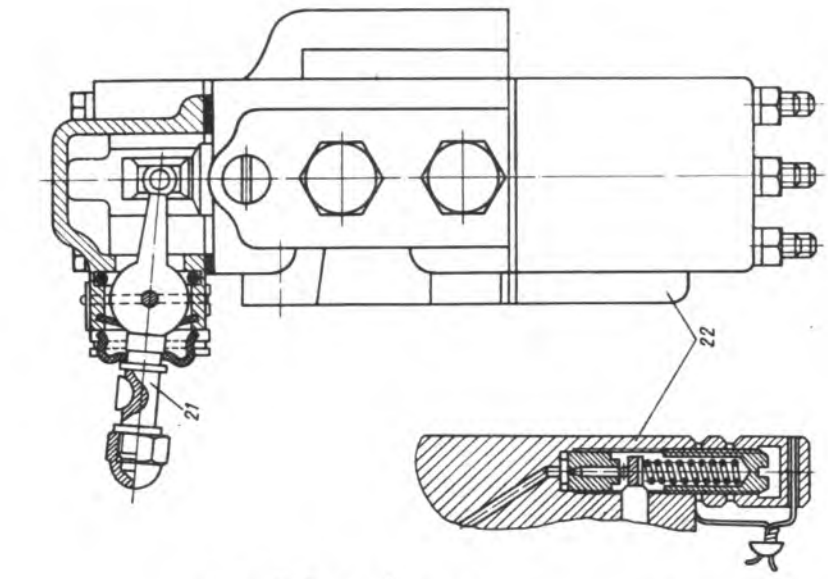
соединены отверстиями с полостями, расположенными над и под поршнем 2. Золотник 7 имеет четыре проточки.

Поток рабочей жидкости распределяется следующим образом. При перемещении золотника распределителя, например, вверх нагнетательный канал соединяется с полостью, находящейся под поршнем. Под действием силы давления рабочая жидкость открывает верхний запорный клапан и поступает в нагнетательную магистраль гидравлического исполнительного устройства. Одновременно с открытием верхнего клапана поршень 2 под действием силы давления рабочей жидкости перемещается вниз и своим толкателем смещает нижний запорный клапан, открывая путь жидкости со сливной магистрали.

На рисунке 7.13 показан гидравлический распределитель типа Р75-43. В корпусе 3 размещены три золотника 1, предохранительный 22 и перепускной 6 клапаны. Сверху и снизу корпус закрыт крышками 2 и 9. Управление золотниками осуществляется рычагом 21. Для подвода рабочей жидкости в корпусе золотника имеются полость Н, каналы управления 20 и слива 19.

При нейтральном или плавающем положении золотника рабочая жидкость заполняет полость Н, управляющий и сливной каналы. Перепускной клапан 6 вследствие разности площадей и перепада давления в дроссельном отверстии 5, преодолевая силу пружины 4, открывается, и рабочая жидкость делится на два потока: часть по каналам 5, 20 и 19 поступает в сливную полость, а другая – непосредственно через окна 7 и 8.

В рабочих положениях золотник 1 перекрывает кромкой канал управления 20, давление жидкости по обе стороны дроссельного отверстия 5 выравнивается и перепускной клапан 6 закрывается. Жид-



кость поступает в полость высокого давления и в зависимости от положения рычага управления проходит в одну из полостей А (Б) и к гидродвигателю. Со сливной магистрали жидкость через полость Б (А) и рабочие окна распределителя направляется на слив.

При плавающем положении золотника обе магистрали, идущие к исполнительному гидродвигателю, сообщаются со сливной полостью распределителя, а насос разгружается и через перепускной клапан перекачивает жидкость в резервуар. Золотник фиксируется в определенных положениях с помощью шариков-фиксаторов 15, которые удерживаются в гнездах с помощью втулки 13 и пружины 12. Автоматическое устройство возврата золотника в нейтральное положение находится в нижней части самого золотника и состоит из гильзы 17 с клапаном 18, который прижат к гнезду пружины и направляющей 16.

Клапан регулируют на давление винтом пружины клапана. В нижней части гильзы расположен толкатель 11. На наружную цилиндрическую поверхность золотника надета обойма 14 с тремя внутренними расточками, куда входят шариковые фиксаторы 15. Когда золотник находится в плавающем положении, фиксаторы находятся в верхней расточке, при положении "Опускание" — в средней и при положении "Подъем" — в нижней.

На золотник через обойму 14 действует пружина 10, помещенная между нижним и верхним стаканами. При верхнем положении обоймы, когда касается выступа корпуса распределителя, пружина через стакан, который резьбой соединен с золотником, отжимает золотник вниз. При нижнем положении золотника, когда стакан касается нижней крышки, пружина через стакан отжимает золотник вверх.

Работа автомата возврата золотника в нейтральное положение происходит следующим образом. При повышении давления в одной из магистралей до допустимого максимального значения открывается шариковый клапан 18 и жидкость по осевому каналу поступает внутрь золотника, действует на толкатель 11, который, в свою очередь, сдвигает вниз втулку 13 фиксаторов. При этом последние выходят из расточки обоймы и пружина 10 возвращает золотник в нейтральное положение. При понижении давления в системе шариковый клапан под воздействием пружины закрывает осевой канал и пружина 12 возвращает толкатель в исходное положение.

Электрогидравлические распределители находят широкое применение в самоходных уборочных сельскохозяйственных машинах.

Рис. 7.13. Схема распределителя:

1 — золотники; 2 и 9 — крышки; 3 — корпус; 4, 10 и 12 — пружины; 5 — дроссельное отверстие; 6 и 22 — перепускной и предохранительный клапаны; 7 и 8 — рабочее и сливное окна; 11 — толкатель; 13 — втулка; 14 — обойма; 15 — фиксатор; 16 — направляющая; 17 — гильза; 18 — клапан; 19 и 20 — каналы слива и управления; 21 — рычаг

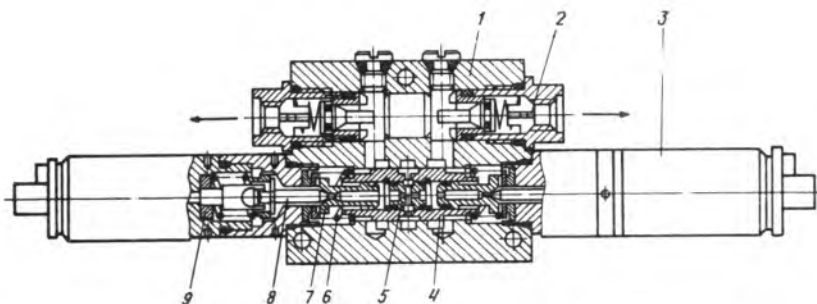


Рис. 7.14. Схема электрогидравлического распределителя:

1 – корпус; 2 – запорный клапан; 3 – электромагнит; 4 – цилиндрический золотник; 5 – центральная втулка; 6 – пружина; 7 – седло клапана; 8 – игла; 9 – якорь электромагнита

Распределитель состоит из основного распределителя и распределителя предварительного управления.

Распределитель предварительного управления, как правило, управляется с помощью электромагнитов. Основной поршень удерживается в нейтральном положении с помощью пружин 6 (рис. 7.14). При этом обе полости пружин в исходном положении беззапорно соединены распределителем предварительного управления со сливом. При поступлении сигнала на магнит 3 предварительного управления игла 8 перемещается и жидкость поступает в соответствующую полость основного золотника. Основной золотник 4, перемещаясь, соединяет каналы нагнетания и слива с магистралями исполнительного устройства. После отключения магнита распределитель предварительного управления возвращается в нейтральное положение, полость пружин разгружается, происходит возврат золотника в исходное положение.

В электрогидравлических распределителях без предварительного управления электромагнит управляет положением основного золотника через промежуточные толкатели.

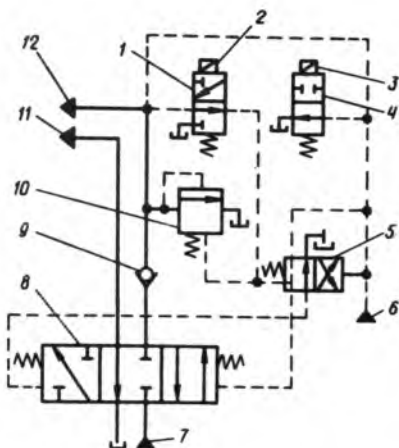
Электрогидравлический распределитель ЭГРЧ предназначен для управления потоком рабочей жидкости, поступающей от насоса к гидродвигателю исполнительного механизма.

Распределитель работает следующим образом. При фиксировании навесного устройства канал управления сообщается через датчик 4 (рис. 7.15) при обесточенном электромагните 3 со сливом, что обеспечивает разгрузку подводящего канала. Под действием давления в рабочем канале 12 обратный и выпускной клапаны разобщают его со сливом.

При подъеме орудия включается электромагнит 3, который перемещает датчик 4 и разобщает канал управления со сливом. При этом под действием давления в канале управления посредством реверсив-

Рис. 7.15. Схема электрогидравлического распределителя:

1 и 4 — датчики сервоуправления; 2 и 3 — электромагниты; 5 — реверсивный золотник; 6 — канал управления; 7 — подводящий канал; 8 — плунжер; 9 и 10 — обратный и выпускной клапаны; 11 и 12 — рабочие каналы



ного золотника плунжер смещается влево от исходного положения, сообщая подводящий канал с рабочим каналом 12, а рабочий канал 11 — со сливом.

Опускание навесного устройства происходит под действием силы тяжести при включении электромагнита 2, который, перемещая датчик 1, сообщает пружинную полость выпускного клапана со сливом. Под действием давления, создаваемого силой тяжести навесного орудия, выпускной клапан открывается, что обеспечивает перетекание рабочей жидкости из рабочего канала 12 на слив.

При одновременном включении электромагнитов происходит принудительное опускание навесного орудия. Распределители с плоскими золотниками и крановые распределители применяют при небольших расходах и давлениях жидкости. Они находят применение в промышленных машинах и установках.

Клапанные распределители используют в быстроразъемных соединениях трубопроводов и в гидрозамках.

Расход жидкости через золотник

$$Q_3 = S_{\mu_k} \sqrt{2\Delta p / \rho},$$

где S — площадь проходного сечения рабочего окна; μ_k — коэффициент расхода; ρ — плотность рабочей жидкости.

Если золотник цилиндрический, а проточка в гильзе кольцевая, то площадь проходного сечения

$$S = \pi d_3 x,$$

где d_3 — диаметр золотника; x — перемещение золотника.

Когда золотник имеет коническую часть с углом α , а проточка в гильзе кольцевая, то площадь проходного сечения

$$S = \pi d_p x \sin \alpha. \quad (7.13)$$

Если золотник имеет нарезные под углом α шлицы шириной b , то площадь проходного сечения

$$S = zbx \sin \alpha,$$

где z — число шлицев.

7.6. РЕГУЛЯТОРЫ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

Серийно выпускаемые промышленностью регуляторы нагрузок обеспечивают: позиционное регулирование, при котором задается положение орудия (рабочего органа) относительно трактора или остова сельхозмашин; силовое регулирование по поддержанию заданного усилия на рабочем органе; смешанное (комбинированное) регулирование.

Регулятор Р-50 состоит из корпуса 20 (рис. 7.16, а), в котором расположена подвижная гильза 19, а внутри ее — золотник 18. Пружина 17 отжимает золотник в гильзу в противоположные стороны к соответствующим гайкам 16 и 2. Положение гильзы в корпусе определяется рычагом настройки.

При перемещении рычага по сектору через систему рычагов и тягу движение передается винту 21 и далее посредством поступательно движущейся в пазах корпуса гайки 2 к гильзе 19. Золотник 18 передвигается в зависимости от сигнала датчика, который поступает через тяги и рычаги 12 и 13.

Когда регулятор выключен, он не влияет на работу гидронавесной системы, в которую включается параллельно, и ее управление осуществляется распределителем. Гильза 19 установлена так, что канал Е от насоса перекрыт (рис. 7.16, б). Канал управления Б соединен перепускным клапаном распределителя со сливом. Канал Ж полости цилиндра соединен кольцевой выточкой в корпусе 20 с каналом А распределителя. Запорный клапан перекрывает выход жидкости из цилиндра.

При регулировании жидкость поступает от распределителя по каналу Г в одну из полостей цилиндра, минуя гильзу и золотник регулятора; из другой полости цилиндра жидкость через корпус регулятора направляется в распределитель (рис. 7.16, в).

При включенном силовом регулировании гильза 19 устанавливается в заданное положение рукояткой, а золотник 18 — силовым датчиком в нейтральное положение относительно гильзы. Канал Б перепускного клапана через гильзу 19 и золотник 18 соединен со сливом. Напорная полость цилиндра отсоединена от гидросистемы обратными клапанами, золотником и гильзой (рис. 7.16, г).

В процессе регулирования усилие от датчика передается по тяге и золотнику 18, перемещая его вправо относительно зафиксированного

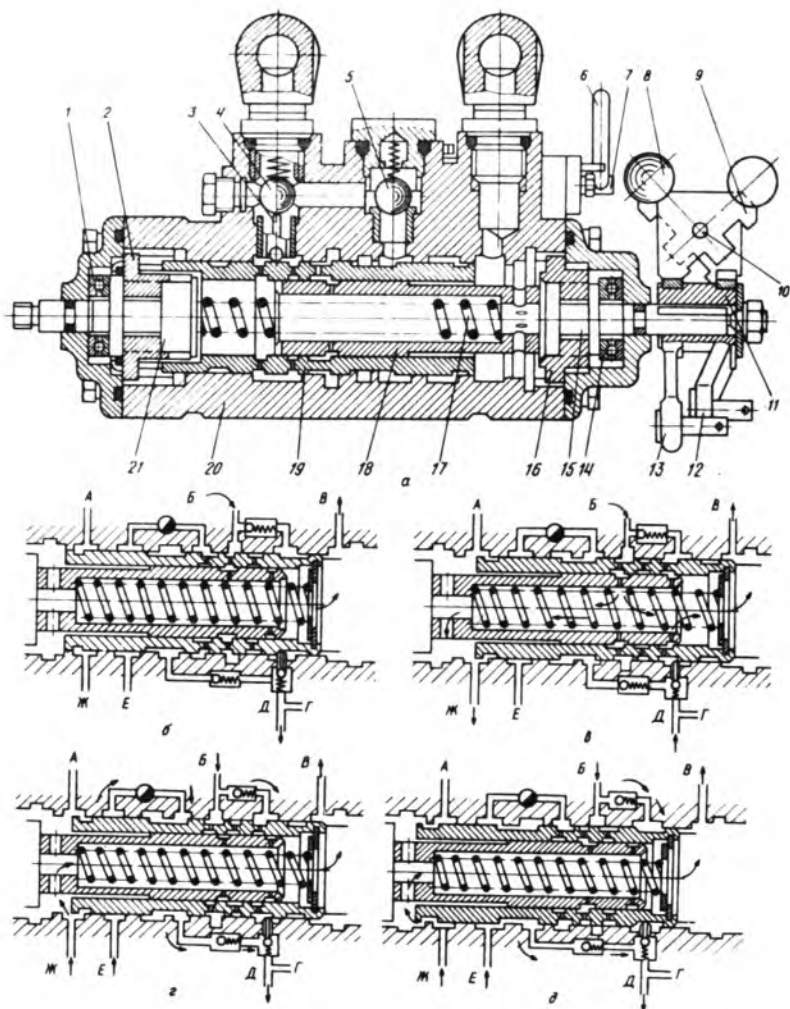


Рис. 7.16. Схема регулятора Р-50 (а) и его работы (б...д):

1 и 14 – подшипники; 2 – гайка гильзы; 3 – толкатель запорного клапана; 4 и 5 – запорный и обратный клапаны; 6 – ручка регулировочного крана; 7 – регулировочный кран; 8 – переключатель видов регулирования; 9 – фиксатор переключателя; 10 – ось; 11 – муфта; 12 и 13 – рычаги силового и позиционного регулирования; 15 – винт золотника; 16 – гайка золотника; 17 – пружина; 18 – золотник; 19 – гильза; 20 – корпус; 21 – винт гильзы; А, Б, В, Г, Д, Е и Ж – каналы

положения гильзы 19. Золотник 18 частично или полностью перекрывает канал управления Б, и жидкость от насоса через обратные клапаны направится в гидроцилиндр (рис. 7.16, д). В результате подъема уменьшится параметр регулирования, изменится сигнал датчика и силовая тяга установит золотник в нейтральное положение. Датчик подаст сигналы в противоположную сторону, и золотник, переместившись влево, откроет щель для выхода жидкости из полости цилиндра через открытый запорный клапан на слив. После изменения положения рабочих органов на требуемую величину возрастает сигнал на датчике, что приведет в конечном случае к перемещению золотника в нейтральное положение.

Регулятор УРН включает золотник 1 (рис. 7. 17), который, перемещаясь в зависимости от сигналов механизма настройки, может занимать три положения: нейтральное (показано на схеме), "Опускание" и "Подъем"; разгрузочно-переключающий клапан, гидравлически управляемый золотником и выполняющий две функции: разгрузку насоса в положениях золотника "Нейтральное" и "Опускание" и деление потока жидкости от насоса в положении золотника "Подъем"

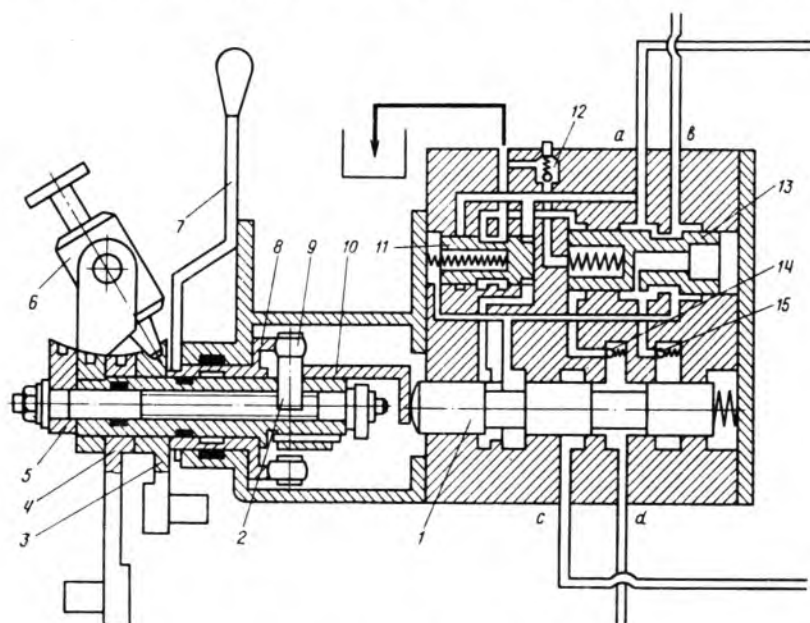


Рис. 7.17. Схема регулятора УРН:

1 – золотник; 2 – кольцо; 3...5 – секторы управления; 6 – переключатель; 7 – рычаг настройки; 8 – кулачок; 9 – ролик; 10 – нажимной цилиндр; 11 – сервоклапан; 12 – предохранительный клапан; 13 – клапан разгрузки; 14 и 15 – обратные клапаны

таким образом, что часть жидкости, пропорциональная ходу золотника, направляется в гидроцилиндр, а остальная часть через распределитель с ручным управлением — в резервуар гидросистемы; сервоклапан 11, обеспечивающий четкую работу разгрузочно-переключающего клапана при очень медленном перемещении золотника; обратный клапан 14, исключаящий обратный поток жидкости при резком открытии золотника; обратный клапан 15, поддерживающий постоянный перепад давлений между насосом и гидроцилиндром при автоматическом регулировании; предохранительный клапан 12, кран для включения аккумулятора при работе с корректором верхних нагрузок.

Регулятор имеет подводы: *a* — от насоса; *b* — от напорной полости распределителя с ручным управлением; *c* — от управляющей полости распределителя с ручным управлением и *d* — от полости подъема гидроцилиндра навесного устройства.

Механизм настройки и переключения видов регулирования предназначен для получения сигнала от датчика, соответствующего желаемому виду регулирования, установки заданного сигнала (настройки), сравнения его с сигналом датчика и передачи сигнала рассогласования на золотник распределителя-регулятора.

Сигналы от датчиков поступают на секторы 3...5, которые имеют возможность свободно поворачиваться относительно втулки.

Посредством переключателя 6, жестко закрепленного на втулке, можно соединить любой из секторов с втулкой и тем самым включить соответствующий датчик. Сигнал от датчика вызывает поворот втулки и связанного с ней кольца 2 с роликами 9 и нажимным цилиндром 10. При этом кольцо 2, опираясь роликами 9 на винтовую поверхность кулачка 8, связанного с рычагом 7 настройки, получает осевое перемещение и через нажимной цилиндр 10 воздействует на золотник 1.

Для работы в режиме автоматического регулирования золотник распределителя с ручным управлением устанавливают в плавающее положение. При этом полости опускания гидроцилиндра и распределителя-регулятора соединяются каналами со сливом. Если величина входного сигнала соответствует заданной, золотник 1 находится в нейтральном положении. При этом он запирает канал *d* от магистрали *c*, соединенной со сливом, и переключает клапан 13 в положение разгрузки. Поток жидкости от насоса проходит по каналу *a* через клапан 13, по каналу *b* через клапан 15 и фильтр в резервуар гидросистемы.

Когда величина входного сигнала становится больше заданной, золотник 1 под действием нажимного цилиндра 10 перемещается вправо в положение "Подъем". При этом золотник соединяет полость клапана 15 с магистралью *d*, обеспечивая проход масла в цилиндр, и перекрывает канал управления сервоклапаном 11, соединяемый магистралью *b* со сливом.

Клапан 11 под действием давления перепуска перемещается влево и соединяет обе полости клапана 13 через жиклер. Клапан 13 под действием пружины движется вправо и разъединяет канал *a* и ма-

гистраль *b*, при этом давление в системе поддерживается постоянным и определяется давлением в гидроцилиндре и сопротивлением клапана 15. Поэтому в гидроцилиндр поступает количество жидкости, пропорциональное ходу золотника (величине входного сигнала), от насоса через магистраль *a*, клапаны 13 и 15, золотник 1 и магистраль *d*. Остальная часть жидкости сливается в резервуар через магистраль *b*. Небольшое количество жидкости поступает в гидроцилиндр через жиклер и клапан.

Подача жидкости в гидроцилиндр продолжается до тех пор, пока величина входного сигнала не окажется равной заданной величине и золотник 1 не займет нейтральное положение. Если величина входного сигнала меньше заданной, то золотник 1 под действием пружины перемещается в положение "Опускание" и выпускает жидкость из гидроцилиндра через магистраль *c* и золотник распределителя с ручным управлением в резервуар гидросистемы.

Выпуск жидкости продолжается до наступления согласования величины входного сигнала заданной величине и установки золотника 1 в нейтральное положение. При одновременной работе системы автоматического регулирования и дополнительных потребителей, подключаемых к золотнику распределителя с ручным управлением, обеспечивается предпочтительное питание системы автоматического регулирования, а избыток жидкости направляется через магистраль *b* и золотник к дополнительному потребителю.

Для подъема орудия в транспортное положение золотник распределителя с ручным управлением переводят в положение "Подъем". При этом он перекрывает канал управления распределителя и клапан под действием пружины закрывается. Поток жидкости от насоса проходит через магистраль *a* и *b*, золотник, магистраль *c*, обратный клапан и подвод *d* в гидроцилиндр. Орудие поднимается в транспортное положение с максимальной скоростью независимо от положения золотника 1. По окончании подъема он переключается в нейтральное положение и орудие удерживается в транспортном положении независимо от положения золотника 1 регулятора.

Принципиальная отличительная особенность регуляторов Р-50 и УРН – различие характеров изменения скорости движения поршня гидроцилиндра от величины рассогласования по золотнику или управляющему рычагу регулятора (рис. 7.18). Регулятор Р-50 обеспечивает релейную зависимость (скоростную характеристику), регулятор УРН – пропорциональную. При этом повышается быстродействие системы автоматического регулирования. Однако при определенных сочетаниях параметров возможно и отрицательное влияние на работу системы. Так, при работе тракторов Т-25А, Т-40, МТЗ-80, оснащенных регулятором Р-50, имеют место повышенные динамические нагрузки на трактор с небольшой зоной устойчивости системы. Для снижения действия этих факторов необходимо применение специальных мер (увеличение зоны нечувствительности, уменьшение подводимого к

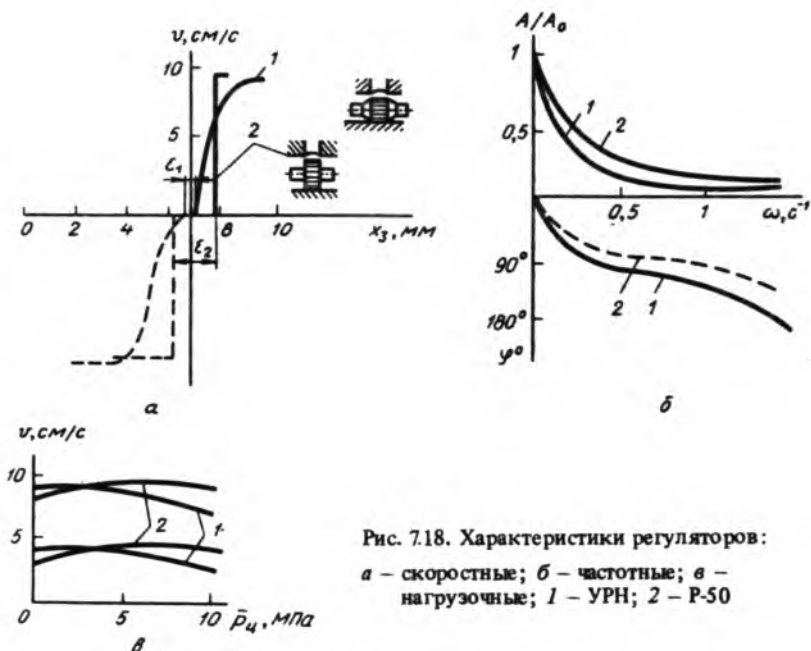


Рис. 7.18. Характеристики регуляторов:

а – скоростные; *б* – частотные; *в* – нагрузочные; 1 – УРН; 2 – Р-50

регулятору расхода и т. д.). На тракторах с регулятором УРН подобных явлений не наблюдается и обеспечивается плавная работа системы независимо от величины рассогласования. На характеристику скорости влияет форма сечения проходного канала регулятора.

При совместной работе Р-50 с гидроцилиндром коэффициент усиления ($k_u = \Delta v / \Delta x_3$) без учета зоны нечувствительности ϵ равен бесконечности, в то время как применение УРН снижает коэффициент усиления до 50 с^{-1} . С учетом зоны нечувствительности коэффициент усиления зависит от амплитуды рассогласования, возрастает с увеличением скорости при отсутствии ограничения по расходу.

Скорость поршня $v = k_u u$, при $x_3 > \epsilon$. Коэффициент k_u – один из важных показателей, определяющих работу привода автоматического регулирования, в частности, от него зависит характер скоростной характеристики, т. е. при малых смещениях управляющего золотника поршень будет приобретать скорость с большими ускорениями. Работа систем автоматического регулирования с большими скоростями будет сопровождаться динамическими ударами.

Влияние амплитуды случайной нагрузки на систему автоматического регулирования больше у регулятора Р-50. Это хорошо видно из частотных характеристик агрегатов, снятых при разных ходах золотника (см. рис. 7.18).

Из частотных характеристик следует, что с увеличением частоты поршень гидроцилиндра не успевает обрабатывать входные воздейст-

вия со стороны поля. Это приводит к уменьшению его амплитуды колебаний и запаздыванию по фазе.

Нагрузочные характеристики представляют собой зависимость скорости движения штока от величины нагрузки.

Расход жидкости через золотник регулятора

$$Q_3 = \mu_3 S \sqrt{2\Delta p / \rho} - k_{yt} \Delta p, \quad (7.14)$$

где Δp — перепад давления; k_{yt} — коэффициент утечек.

Конструктивная особенность данного регулятора — поддержание постоянного перепада на дросселирующей кромке золотника, т. е. $p_n - p_{ц} = \text{const}$. Расход Q_3 и соответственно скорость зависят лишь от величины открытия золотника.

Сохранение скорости при увеличении нагрузки — положительное свойство гидропривода с постоянным расходом, тогда как у приводов с постоянным давлением при увеличении нагрузки скорость существенно изменяется, что нежелательно, так как при работе на высоких нагрузках с ее уменьшением возможно запаздывание срабатывания системы, что ведет к перегрузке двигателя.

7.7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСИЛИТЕЛИ МОЩНОСТИ И ДАТЧИКИ ОБРАТНОЙ СВЯЗИ

Гидравлические усилители мощности. Для преобразования сигнала управления в виде перемещения или в виде усилия (момента) при управлении гидрораспределителем, клапанами, регулируемые дросселями, регулируемые насосами и гидродвигателями применяют гидравлические усилители мощности. Они могут быть одно-, двух- и многокаскадными. Разновидности гидроусилителей — электрогидравлические усилители и преобразователи. Гидроусилитель без обратной связи состоит из распределителя, гидроцилиндра и возвратных пружин.

Гидроусилители с кинематической обратной связью применяют в рулевых управлениях тракторов и сельхозмашин, в системе автоматического регулирования загрузки рабочих органов.

Датчики обратной связи. Измерительным элементом, воспринимающим изменение сопротивления нагрузки на рабочих органах, могут быть коническая, цилиндрическая (рис. 7.19, а) или пластинчатая (рис. 7.19, б) пружины, гидравлический датчик (рис. 7.19, в), упругий торсион (рис. 7.19, в) или электрический датчик давления типа ТДД. На отечественных тракторах тягового класса 0,6...0,9 (Т-25А, Т-40) применяют коническую или цилиндрическую витую пружину, через которую верхняя тяга механизма навески орудия связана с оловом трактора. На тракторах тягового класса 1,4 (типа МТЗ) используют пластинчатые пружины, также связанные с верхней тягой механизма навески.

Гидростатическое приемное устройство (см. рис. 7.19, г), состоящее

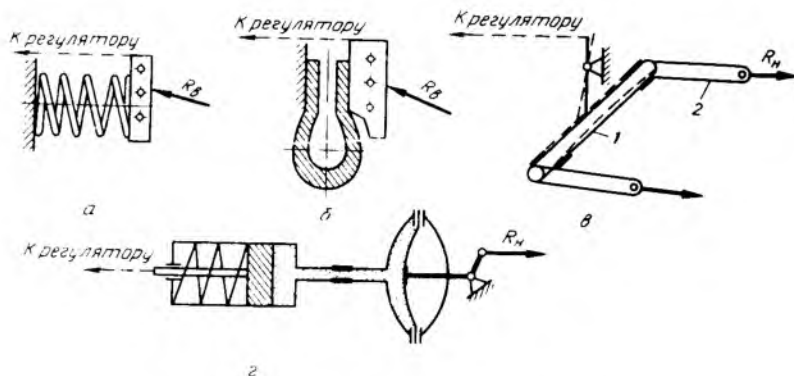


Рис. 7.19. Схемы датчиков обратной связи:

а и б – цилиндрическая и пластинчатая пружины; в – торсион; г – гидростатический датчик

из двух гидростатических датчиков, связанных с правой и левой нижними тягами механизма навески и суммирующего устройства, применяются на тракторах средней мощности.

Измерительный элемент в виде упругого торсиона рекомендуется для тракторов средней и большой мощности. Электрические датчики давления, установленные в силовой полости гидроцилиндра, могут использоваться в тракторах и сельхозмашинах с электрогидравлической системой регулирования. Во всех случаях сигнал от измерительного элемента передается на управляющий золотник регулятора.

Датчик силового регулирования размещен в кронштейне поворотного вала механизма навески. Усилие, возникающее при работе с навесной машиной в центральной тяге, передается серьге, которая поворачивается вокруг кольца. Усилие сжатия воспринимается пластинчатой пружиной, усилие растяжения – цилиндрическими пружинами, находящимися в расточке кронштейна. Усилие от деформации пружины передается к золотнику.

Тяговые характеристики, показывающие изменение деформации пружины или угла поворота рычага золотника регулятора от нагрузки на верхней тяге, приведены на рисунке 7.20. Перемещение золотника регулятора

$$x_3 = (R_{в.т} / c) i,$$

где $R_{в.т}$ – усилие в верхней тяге; c – жесткость пружины; i – передаточное отношение.

Зона регулирования системы трактора Т-25А изменяется в пределах 600...1700 Н. Низкая чувствительность этой системы не позволяет достичь высокого качества при работе с орудиями среднего тягового сопротивления.

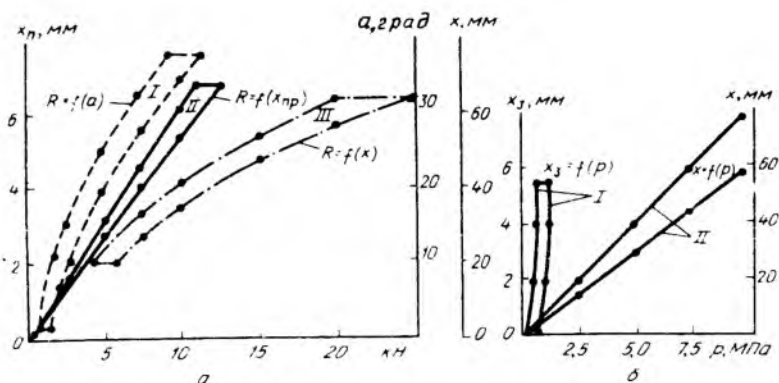


Рис. 7.20. Характеристики датчиков:

a – механических (I...III – графики для датчиков соответственно тракторов Т-25А, МТЗ-80 и Т-150); *б* – гидравлических (I – гидростатического; II – электрогидравлического)

Усилие в верхней тяге $R_{в.т}$ механизма навески зависит от глубины обработки почвы и связано с ней коэффициентом обратной связи $k_{о.с}$, т. е.

$$R_{в.т} = R_{т.р} - k_{о.с} (Y_n - Y_t),$$

где $R_{т.р}$ – заданный режим работы; Y_n и Y_t – глубина обработки и погружения колес.

Коэффициент обратной связи $k_{о.с}$ по верхней тяге теоретически можно определить из выражения

$$k_{о.с} = \frac{1}{3} \frac{R_t}{Y_n} = \frac{1}{3} k_o a,$$

где R_t – тяговое сопротивление орудия; k_o – коэффициент удельного сопротивления орудия; a – глубина обработки.

Зона регулирования системы трактора типа МТЗ изменяется в пределах 700...1400 Н, что указывает на лучшую чувствительность пружин по сравнению с цилиндрическими и показывает возможность применения силового регулирования как на операциях с высоким (вспашка), так и со средним (культивация, фрезерование) тяговым сопротивлением.

7.8. РЕЗЕРВУАРЫ, ОХЛАДИТЕЛИ И ФИЛЬТРЫ

Для надежной работы гидроприводов необходимо выполнять определенные требования, предъявляемые к чистоте жидкости и рабочей температуре.

Резервуары. Для накопления рабочей жидкости и обеспечения работы гидропривода в гидросистемах используют емкости-резервуары. В них происходит охлаждение и фильтрация рабочей жидкости, отстой и выделение пузырьков нерастворенного воздуха. В сельскохозяйственных гидроприводах рабочая жидкость в резервуарах может находиться под атмосферным или избыточным давлением. Материал, из которого изготавливаются резервуары, не должен влиять на химическую и физическую стабильность рабочих жидкостей.

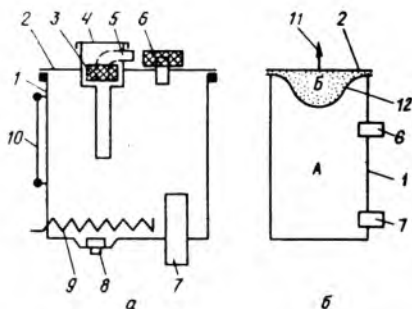
Резервуар, работающий под атмосферным давлением, состоит из сварного или литого корпуса 1 (рис. 7.21, а), крышки 2 с уплотнительной прокладкой. В крышке смонтированы заливная горловина 4 с фильтром 3 и сапун 5, через который внутренняя полость резервуара сообщается с атмосферой. Внутри резервуара подведены сливной 6 и всасывающий 7 трубопроводы. Всасывающий трубопровод располагается на расстоянии не менее 50 см от дна резервуара во избежание попадания в гидросистему осадков загрязнителя. Нижний конец сливного трубопровода должен находиться от дна на расстоянии $1/2...1/3$ высоты резервуара. Это предотвратит контакт сливаемой жидкости с воздухом и ее вспенивание.

В нижней части резервуара установлена сливная пробка 8 с магнитом для слива рабочей жидкости и улавливания механических примесей. Резервуар может иметь перегородку, которая улучшает условия отстоя жидкости. Для контроля уровня рабочей жидкости в резервуаре размещен указатель уровня 10 или шуп. Резервуар ограниченной емкости гидропривода, работающего в тяжелых условиях, снабжается охладителем 9.

Резервуар, работающий под избыточным давлением (рис. 7.21, б), состоит из корпуса 1, крышки 2. Между крышкой и корпусом расположена мембрана 12, которая отделяет полость с рабочей жидкостью А от полости Б со сжатым воздухом. В резервуаре имеются клапан 11, всасывающий 6 и сливной 7 трубопроводы. Сжатый воздух необходим для создания определенного давления на поверхности рабочей жидкости в резервуаре и во всасывающей магистрали.

Рис. 7.21. Схемы резервуаров с давлением:

а — атмосферным; б — избыточным; 1 — корпус; 2 — крышка; 3 — фильтр; 4 — заливная горловина; 5 — сапун; 6 и 7 — сливной и всасывающий трубопроводы; 8 — сливная пробка; 9 — охладитель; 10 — указатель уровня; 11 — клапан; 12 — мембрана



Основной параметр резервуара, работающего под атмосферным давлением, — его объем V_m . Объем резервуара зависит от вида гидропривода и условий эксплуатации. При ориентировочных расчетах гидроприводов можно принять объем резервуара

$$V_m = (0,5...2) q_n,$$

где q_n — подача насоса, $\text{дм}^3/\text{мин}^{-1}$.

Объем резервуара при расчетах может быть определен из выражения

$$V_m = \sqrt{\left(\frac{Q}{ak_{т.п}(t - t_0)}\right)^3}, \quad (7.15)$$

где Q — количество теплоты, выделенной в результате нагрева рабочей жидкости; a — коэффициент ($a = 0,06$); $k_{т.п}$ — коэффициент передачи теплоты от рабочей жидкости окружающему воздуху; t и t_0 — температуры жидкости и окружающего воздуха.

Количество теплоты, проходящей через стенки резервуаров-охладителей, пропорционально потерям мощности N_n , т. е.

$$Q = N_n k_{т.п} (1 - \eta_{т.п}). \quad (7.16)$$

Количество теплоты, отводимой поверхностью резервуара,

$$Q_p = ak_{т.п} \sqrt[3]{V^2} \Delta t,$$

где $\Delta t = t - t_0$.

При работе гидромашин с перепадом давления Δp жидкость нагревается на величину, равную

$$\Delta t_{ж} = \frac{\Delta p}{\gamma c_j \cdot 10^{-4}},$$

где c — удельная теплоемкость жидкости; j — механический эквивалент.

Во избежание перегрева жидкости при использовании серийных тракторных гидросистем, работающих на гидропривод рабочих органов сельскохозяйственных машин, целесообразно применять дополнительные емкости-охладители. В качестве них следует в первую очередь использовать пустотелый профиль рам трубчатого или коробчатого сечения.

Применение автономного охладителя требует определения площади поверхности теплоносителя, т. е.

$$F_0 = (Q - Q_p) / (k_{т.п} \Delta p). \quad (7.17)$$

Фильтры. Срок службы гидромашин и гидроагрегатов может быть увеличен или уменьшен в несколько раз в зависимости от качества очистки жидкостей. Частицы загрязнителя повышают трение, что, в

свою очередь, приводит к заклиниванию и износу подвижных деталей гидроагрегатов.

При повышении качества фильтрации жидкости в гидросистеме от 20...25 до 5 мкм увеличивается срок службы насосов более чем в 10 раз, а гидроаппаратуры в 5...7 раз.

При фильтрации частиц размером 10 мкм изнашивание гидравлических элементов практически прекращается.

Все способы очистки жидкости от нерастворимых частиц загрязнений делятся на две группы: отделение загрязнений при прокачке жидкости через пористый фильтровальный материал (фильтрация); очистка жидкости в силовых полях (гравитационных, центробежных, магнитных, электрических и др.). Способ очистки жидкости, конструкцию и место установки очистителя в гидросистеме выбирают с учетом необходимой степени очистки и ее стоимости.

При выборе очистителя помимо таких характеристик, как размер удерживаемых частиц, прочность, пропускная способность и гидравлическое сопротивление, следует учитывать также срок службы фильтра и удобства его обслуживания. Фильтровальный материал не должен влиять на жидкость, которая также не должна влиять на фильтр. Одни виды фильтров постепенно растворяются или распадаются в определенных жидкостях, другие задерживают антикоррозионные вещества, вязкостные присадки и прочие полезные примеси в жидкости. При выборе фильтров обязателен учет температуры. Все факторы взаимосвязаны и не могут рассматриваться изолированно.

Фильтром называется устройство, в котором жидкость подвергается очистке от твердых и вязких загрязняющих примесей. Материал фильтровальных элементов должен быть максимально проницаемым, однако способным задерживать механические включения. В соответствии с этим фильтр должен иметь мельчайшую однородную сетку с максимальными площадью проходных ячеек и их числом на единицу площади поверхности материала. Число ячеек на единицу поверхности определяет тонкость фильтрации, которая характеризуется размерами поровых каналов в фильтровальном материале или частиц загрязнителя, которые удерживаются очистителем.

В соответствии с требованиями к тонкости очистки жидкостей разделяют фильтры грубой, нормальной, тонкой и особо тонкой очистки, задерживающие частицы загрязнителя с условным диаметром соответственно более 100; 10,5; 3 и менее 1 мкм.

По способу задерживания частиц загрязнений фильтроэлементы делятся на поверхностные, объемные и комбинированные. Пример поверхностного фильтроэлемента (рис. 7.22) – плетеная металлическая сетка. Частицы загрязнений, размеры которых больше размера отверстий сетки, при прокачке жидкости задерживаются. Сетки имеют сравнительно малое гидравлическое сопротивление, хорошо противостоят пульсации давления, вибрациям, перегрузкам и изменениям температуры, удобны в эксплуатации, так как не требуют замены и легко про-

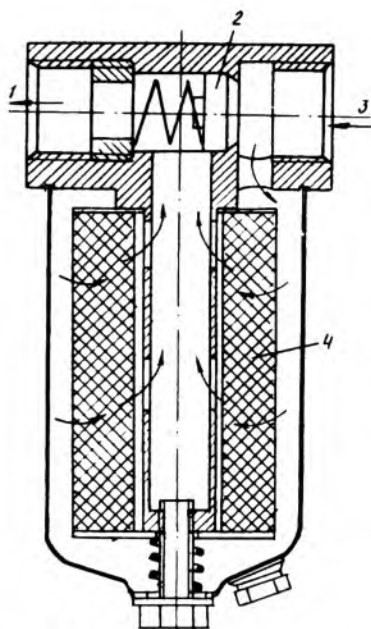


Рис. 7.22. Схема фильтра:

1 – корпус; 2 – предохранительный клапан; 3 – штуцер для подвода жидкости; 4 – фильтрующий элемент

мываются. Вместе с тем поверхностные фильтроэлементы имеют малую грязеемкость, не способны задерживать частицы с размерами, меньшими размеров пор фильтрующего материала, на большей площади которого трудно получить стабильные по размерам поры.

Объемные фильтроэлементы выполняют из проницаемого материала значительной толщины: бумаги, картона, целлюлозы, стекловолокна, войлока, замши, сукна, минеральной ваты, пористой керамики, металлокерамики и пр. Жидкость очищается, проходя по узким, длинным и извилистым поровым каналам фильтровального материала. Фильтроэлементы удерживают частицы различных размеров. Прходные сечения поровых каналов у них менее однородны, чем у поверхностных элементов.

По сравнению с поверхностными объемные фильтроэлементы имеют более высокое гидравлическое сопротивление и часто не могут быть восстановлены, но обеспечивают более качественную фильтрацию и характеризуются большой грязеемкостью. В комбинированных фильтроэлементах в начале по ходу течения жидкости устанавливают объемный фильтроэлемент, обеспечивающий высокую грязеемкость, а затем поверхностный, который полностью отделяет механические примеси.

Основные характеристики фильтров – тонкость очистки, пропускная способность, гидравлическое сопротивление и срок службы. Тонкость очистки определяется минимальными размерами частиц загрязнений, удерживаемых фильтроэлементами, и зависит от размера пор фильтрующего материала. Тонкость фильтрации различных материалов оценивают по коэффициенту отфильтровывания

$$k_{\phi} = (n_1 - n_2) / n_1, \quad (7.18)$$

где n_1 и n_2 — число частиц загрязнений данного размера в пробах нефильтованной и профильтрованной жидкостей.

Значение коэффициента k_f изменяется от нуля до 1. Чем оно выше, тем больше частиц загрязнения данного размера задерживает фильтр.

Постепенно по мере забивания пор элементов фильтра k_f увеличивается. Для оценки тонкости фильтрации иногда используют понятия номинальной и абсолютной маркировки. Из самого определения номинальной маркировки следует, что фильтр с номинальной тонкостью 5, 10, 20 мкм и т. д. может пропускать в систему частицы размером, большим указанного значения на 2...3 %. Абсолютная маркировка определяется диаметром наибольшего стеклянного шарика, который способен пройти через фильтр.

Пропускная способность характеризуется количеством жидкости Q , которое может пропустить фильтр с перепадом давления Δp , т. е.

$$Q = 10k(\Delta p / \mu)S, \quad (7.19)$$

где k — удельная пропускная способность единицы площади фильтровального материала при перепаде давления 0,1 МПа и вязкости жидкости 1 Па · с; Δp — перепад давления на фильтре, МПа; μ — коэффициент динамической вязкости жидкости; S — площадь поверхности фильтра, через которую проходит поток жидкости.

Чем выше значение коэффициента k , тем меньше гидравлическое сопротивление фильтра. Значение k изменяется от 0,00065 (для лабораторной быстрофильтрующей бумаги) до 11,24 (для проволоочной сетки с квадратными отверстиями № 01).

Зависимость расхода жидкости, проходящей через единицу поверхности фильтровального материала, от перепада давления при постоянной вязкости называется гидравлической характеристикой. На рисунке 7.23 приведены гидравлические характеристики некоторых фильтровальных материалов для жидкости вязкостью 0,157 П · с.

При работе фильтр постепенно забивается частицами загрязнений, что вызывает при сохранении постоянного расхода через фильтр уве-

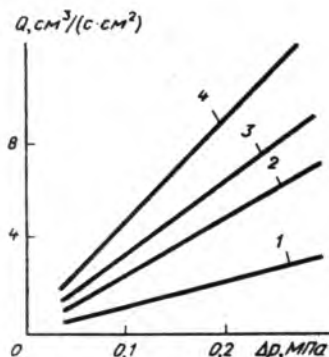


Рис. 7.23. Гидравлические характеристики фильтровальных материалов:

1 — картон; 2 — сетка; 3 — бумага; 4 — фетр

личение перепада давления на фильтроэлементе. Поэтому при расчетах рабочую площадь фильтра обычно берут больше в 2...4 раза.

Для избежания разрушения фильтровального элемента во многих фильтрах предусмотрен встроенный перепускной клапан. Он открывается при определенном перепаде давления, значение которого устанавливается заводом-изготовителем. При открытии перепускного клапана жидкость проходит через фильтр, минуя фильтроэлемент, но в этом случае загрязнение может попасть в гидросистему. Поэтому в гидравлических элементах, очень чувствительных к загрязнениям, перепускной клапан не устанавливают. Срок службы зависит от материала и площади фильтроэлемента, характера загрязнений жидкости, количества и размера загрязняющих частиц. На фильтрах рекомендуется устанавливать сигнализаторы загрязненности, работающие по принципу перепада давления. Работоспособность фильтра восстанавливается после засорения только у проволочных, сетчатых, пластинчатых и металлокерамических элементов.

Фильтроэлементы, изготовленные из бумаги, войлока и хлопка, годны лишь для разового применения. Фильтры очищают щеткой, продувают сжатым воздухом и промывают через определенное время, которое указано в инструкциях по техническому обслуживанию. При эксплуатации гидросистемы тракторов в редких случаях фильтры засоряются до давления срабатывания предохранительного клапана за 240...300 ч. Срок службы системы до 800...1200 ч. Поэтому низкий перепад давления еще не означает, что фильтр чистый.

Несмотря на многообразие конструкций фильтров и элементов, задача тонкой очистки жидкости остается одной из наиболее важных.

Методы фильтрования. Расчет фильтров. Очистка в гравитационном поле (отстой) — наиболее простой способ частичной очистки, не требующий каких-либо дополнительных устройств и затрат. Жидкость в емкости должна находиться достаточное время в покое для осаждения частиц загрязнений. Осаждение происходит за счет разности сил тяжести и архимедовой подъемной силы, которая для частиц сферической формы равна

$$F = (4/3) \pi r^3 g (\rho_{\text{ч}} - \rho_{\text{ж}}), \quad (7.20)$$

где r — радиус частицы; $\rho_{\text{ч}}$ и $\rho_{\text{ж}}$ — удельный вес осаждаемой частицы и жидкости.

Движению частиц оказывает сопротивление сила вязкого трения. При малых значениях числа Рейнольдса $Re < 0,5$ сила сопротивления равномерному движению шара в жидкости определяется из выражения $F_{\text{с}} = 6\pi\mu r u_{\text{ч}}$.

При условии установившегося движения ($F = F_{\text{с}}$) частицы загрязнений движутся со скоростью, см/с,

$$u_{\text{ч}} = \frac{2}{9} \frac{g(\rho_{\text{ч}} - \rho_{\text{ж}})}{\nu \rho_{\text{ж}}} r^2,$$

где ν — кинематический коэффициент вязкости.

Время отстоя жидкости при высоте H уровня в отстойном баке

$$\tau = H / v_{\text{с.}}$$

Частицы обычно оседают очень медленно. При отстое механические примеси в масле на высоте емкости распределяются неравномерно, в нижних слоях содержание механических частиц наибольшее, в верхних — наименьшее. Полностью очистить жидкость от механических частиц загрязнений методом отстоя не удается. Так, например, в летний период частицы размером менее 25 мкм вообще не осаждаются.

Очистка фильтрующими элементами. В тех случаях, когда к фильтрам не предъявляют высоких требований по тонкости очистки, применяют металлические тканые сетки квадратного переплетения из латунной проволоки круглого сечения. Фильтрующие качества этих фильтров (тонкость фильтрации и расход жидкости) характеризуются размером ячейки на свету и площадью живого проходного сечения ячеек к единице площади поверхности. Последний параметр выражают через коэффициент живого сечения b , представляющий собой отношение площади проходных ячеек S_0 к общей площади сетки S , т. е.

$$b = \frac{S_0}{S} = \left(\frac{a}{a+d} \right)^2,$$

где a — размеры стороны ячейки сетки в свету; d — диаметр проволоки сетки.

Фильтроэлементы из сеток изготовляют в виде цилиндров с гофрированной или гладкой поверхностью, а также в виде набора (пакета) сетчатых дисков. Сетчатые фильтры часто выполняют слоями с ячейками, размеры которых уменьшаются от слоя к слою по потоку жидкости, что значительно повышает эффективность и тонкость очистки. Тонкость фильтрации этими фильтрами зависит от размера ячейки сетки на свету, минимальное значение которого для сеток простого переплетения равно 0,08...0,1 мм. В гидросистемах некоторых машин применяют никелевые фильтрующие сетки сложного плетения, лучшие образцы которых отфильтровывают частицы размером 2...3 мкм. Эти сетки состоят из пяти-десяти слоев витой проволоки, между которыми проложены элементы из плетеной проволоки.

Фильтры с бумажными и тканевыми элементами задерживают за один проход значительную часть (75 %) твердых включений размером 4...5 мкм. Бумажные элементы обычно выполняют в виде цилиндра, стенку которого собирают для увеличения фильтрующей поверхности в складки той или иной формы, поддерживаемые металлическим каркасом.

Фильтры глубинного типа состоят из последовательно расположенных пор. Жидкость, проходя через пористый материал, фильтруется от загрязнителя, который осажается в порах капилляра пористого материала. Наполнитель глубинных фильтров составляют из пористых

металлов и керамики путем спекания сферических и несферических порошков. Размеры пор элементов фильтров выбирают, исходя из максимального условия диаметра частицы загрязнителя, которая может пройти в зазоре между тремя плотно уложенными шариками. При сферической форме порошка и точечном контакте шариков максимальный размер пор можно определить по выражению

$$d = 0,155D,$$

где D — диаметр зерен порошка.

В действительности линейные размеры пор несколько меньше вследствие шероховатости зерен. Опыты показали, что такие фильтры хорошо задерживают частицы загрязнителя. Так как порошок допускает механическую обработку, пайку и спекание, то из него изготавливают фильтроэлементы любой формы.

Фильтрующие элементы должны обеспечить очистку требуемого расхода жидкости с минимальным гидравлическим сопротивлением. Удельная пропускная способность q и соответственно расход жидкости в фильтре Q могут быть выражены зависимостями, вытекающими из закона Пуазейля, т. е.

$$q = k_{\phi} \Delta p / \mu ;$$

$$Q = qF = k_{\phi} \Delta p S / \mu ,$$

где k_{ϕ} — коэффициент пропорциональности, представляющий собой удельную пропускную способность единицы площади поверхности фильтрующего элемента, $\text{м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$, при перепаде давления 0,1 МПа и динамической вязкости фильтруемой жидкости 1 Па · с; Δp — перепад давления на фильтре; μ — коэффициент динамической вязкости фильтруемой жидкости; S — площадь фильтрующего элемента.

Коэффициент пропорциональности k_{ϕ} определяется опытным путем, и ввиду практически постоянного значения в широком диапазоне расходов и давления для данного вида фильтровального материала его показания можно использовать для оценки гидравлического сопротивления.

Очистка жидкости в центральном силовом поле. В гидравлических сельскохозяйственных машинах широкое применение находят центробежные фильтры жидкости (центрифуги). При вращении жидкости помимо силы тяжести и архимедовой силы на каждую частицу загрязнений действует еще и центробежная сила. Если удельный вес частиц больше удельного веса жидкости, то под действием центробежной силы частицы движутся к периферии и осаждаются на внутренней поверхности ротора.

Жидкость подается через полую ось под давлением 0,3...0,6 МПа в подвижной ротор, где она достигает скорости вращения, равной скорости ротора. При этом частицы загрязнителя отбрасываются под действием центробежной силы к стенкам ротора и осаждаются на них. Центробежная сила может быть определена из выражения

$$F_{\text{ц}} = m\omega^2 r,$$

где m — масса частицы; $\omega = \pi n/30$ — угловая скорость (здесь n — частота вращения); r — расстояние от рассматриваемой частицы до оси вращения.

При достаточно высокой частоте вращения жидкости центробежная сила может быть на два-три порядка больше силы тяжести и архимедовой силы частицы, поэтому последними силами при расчете центрифуг обычно пренебрегают.

Движению частицы в жидкости препятствует сила гидравлического сопротивления, которая может быть определена по формуле Стокса, т. е.

$$F_{\text{с}} = 3\pi\mu v_{\text{ц}} d,$$

где $v_{\text{ц}}$ — скорость перемещения частицы в радиальном направлении; d — условный диаметр частицы.

Для случая равномерного движения частицы ($F_{\text{ц}} = F_{\text{с}}$) можно определить минимальный диаметр частицы загрязнителя, осаждающейся при данной скорости в роторе очистителя за один проход через него жидкости,

$$d_{\text{min}} = \frac{50}{n_p} \sqrt{\frac{\mu Q}{\rho_{\text{ж}} r_{\text{т}} l_p \pi r_p}}, \quad (7.21)$$

где n_p — частота вращения ротора; Q — расход жидкости через ротор; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность вещества осаждаемой частицы; $r_{\text{т}}$ — радиус трубки входа жидкости в ротор; l_p и r_p — длина и радиус ротора.

Критическая скорость потока через очиститель, при превышении которой из последнего будут выноситься частицы загрязнений, $v_{\text{кр}} = 5$ м/с. Отсюда критический расход, соответствующий началу уноса частиц,

$$Q_{\text{кр}} = v_{\text{кр}} S,$$

где S — площадь рабочего сечения ротора.

По типу привода ротора центрифуги можно разделить на фильтры с гидрореактивным и механическим приводами. Большое распространение получили центрифуги с гидрореактивным приводом ротора (по принципу сегнерова колеса), развивающим частоту вращения до 100 с^{-1} .

Реактивную силу потока жидкости, вытекающей из одного сопла, определяют из выражения

$$R = (m/2)(v - v_{\text{с}}) = (Q/2) \rho (v - v_{\text{с}}), \quad (7.22)$$

где $m = Q\rho$ — массовый секундный расход жидкости на привод двух сопел; v — скорость струи потока жидкости на выходе из сопла; $v_{\text{с}}$ — окружная скорость сопла.

Тогда

$$v_c = (\pi n_p / 30) L,$$

где L — расстояние от оси сопла до оси вращения ротора.

Откуда

$$R = \frac{Q}{2} \rho \left(\frac{Q}{2 \xi f} - \frac{\pi n_p}{30} L \right),$$

где ξ — коэффициент расхода сопла ($\xi = 9$); f — площадь сечения выходного отверстия сопла.

Крутящий момент, развиваемый гидрореактивным приводом из двух сопел,

$$M_p = 2RL = Q \rho L \left(\frac{Q}{2 \xi f} - \frac{\pi n_p}{30} L \right). \quad (7.23)$$

Центробежные очистители конструктивно сложнее фильтров, больше их по габаритам и массе, имеют более высокую трудоемкость при изготовлении, требуют дополнительной энергии на вращение, которая увеличивается по мере повышения тонкости фильтрации и вязкости жидкости. Трудности возникают также с обеспечением балансировки ротора и созданием надежных уплотнений.

Очистка в магнитном поле. Для удержания в жидкости ферромагнитных частиц загрязнений, которые могут составлять 65 % общего количества загрязняющих частиц и представляют собой продукты изнашивания гидроагрегатов, используют магнитные поля. В магнитных фильтрах вся жидкость пропускается через сильное магнитное поле, которое создается несколькими постоянными магнитами, прикрепленными с внешней стороны корпуса. Последний изготавливают из материала с высокой магнитной проницаемостью. Применяют также магнитные уловители (пробки), устанавливаемые в различных местах гидросистемы, чаще всего в резервуарах на пути потока жидкости. Магнитные фильтры удерживают частицы размером 0,4...4 мкм, которые невозможно отделить механическими фильтрами.

Целесообразно использовать магнитные очистители в комбинации с механическими фильтрами, которые будут задерживать немагнитные частицы и частицы, отрывающиеся от магнитов в условиях сильных вибраций и ударов. Срок службы магнитных фильтров не ограничен, необходимо лишь периодически очищать их от загрязнений. Для очистки жидкости могут применяться конструкции с электромагнитами.

Электростатические очистители жидкости. Для очистки жидкости от частиц загрязнений применяются также электрические поля, так как жидкость гидросистемы служит диэлектриком, а частицы загрязнений в них обычно несут заряд. В процессе электрической очистки частицы осаждаются на поверхностях электродов. Частицы, не несущие в обычных условиях определенного заряда, ориентируются с образованием диполей и переносятся под силовым воздействием электри-

ческого поля. Конструкции таких очистителей имеют высокую тонкость очистки (до 1...3 мкм) при малом гидравлическом сопротивлении, большую грязеемкость, малую стоимость изготовления и эксплуатации.

Простейшие схемы электроочистителей представляют собой две, помещенные в жидкий диэлектрик металлические пластины, к которым подводится электрический потенциал. Чтобы удерживать частицы на поверхности пластин, последние покрывают слоем электроизоляции, чтобы, соприкоснувшись с пластиной, частица не перезарядилась и не оттолкнулась от нее.

Схемы фильтрования, установка фильтров. В гидросистемах сельскохозяйственных машин встречаются схемы последовательного и параллельного включения фильтров. При последовательном включении фильтра возможно обеспечить очистку всей жидкости, так как в этом случае через фильтр проходит полный поток. При параллельном включении фильтров фильтруется только часть потока жидкости.

На практике целесообразно применять одновременно обе схемы фильтрации. Для очистки всего потока жидкости служит фильтр с относительно высокой пористостью, а для защиты особо ответственных агрегатов – фильтры тонкой очистки.

Для предохранения насоса, который наиболее чувствителен к загрязнениям жидкости, фильтр желательно устанавливать на всасывающей линии насоса. Ввиду того что фильтр увеличивает сопротивление всасывающей линии и ухудшает условия заполнения насоса жидкостью, требуется установка дополнительного насоса подпитки. Вот почему этот способ установки в гидросистемах распространения не получил.

При размещении фильтрующих элементов на линии нагнетания могут быть допущены более высокие сопротивления, однако в этом случае корпус фильтра будет находиться под рабочим давлением, что требует определенной прочности.

Наиболее распространена установка фильтров в сливной магистрали.

7.9. ТРУБОПРОВОДЫ, РУКАВА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ, УПЛОТНЕНИЯ

Трубопроводы, рукава высокого давления. Устройства, предназначенные для подвода рабочей жидкости от одного элемента к другому в процессе работы гидропривода, называют гидролинией. По назначению гидролинии подразделяют на: всасывающие – для подвода рабочей жидкости к насосам; напорные – для подачи жидкости под давлением к распределительным и исполнительным рабочим органам; сливные – для отвода жидкости в резервуары; дренажные – для отвода утечек от гидродвигателей и распределительных устройств; линии управления – для подвода рабочей жидкости к устройствам; Гидролинии представляют собой трубопроводы, рукава и каналы.

Трубопроводы изготавливают из стальных труб бесшовных горячекатаных, холодноотянутых или холоднокатаных. Рукава применяют для соединения гидрولينий в различных плоскостях. Гибкий рукав высокого давления состоит из внутреннего резинового слоя, хлопчатобумажной оплетки, двух металлических оплеток, промежуточного и наружного резиновых слоев.

Трубопроводы и рукава проходят испытание под давлением $1,5p_{ном}$. При монтаже они должны быть тщательно очищены и промыты, а радиусы изгиба должны быть более $2,5D$. Для труб с наружным диаметром $D \leq 20$ мм радиус изгиба должен быть $3,5D$, для труб с наружным диаметром $D > 20$ мм – не менее $(12...18)d_v$ (d_v – внутренний диаметр рукава).

Соединения трубопроводов и рукавов (рис. 7.24) должны быть надежными и обеспечивать заданную герметичность.

Внутренний диаметр трубы или рукава высокого давления определяют по формуле

$$d_v = \sqrt{4Q / (\pi u)} = 1,13 \sqrt{Q / u}, \quad (7.24)$$

где Q – расход рабочей жидкости; u – скорость потока жидкости.

Согласно ГОСТу трубопроводы бывают диаметром 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25 и 32 мм.

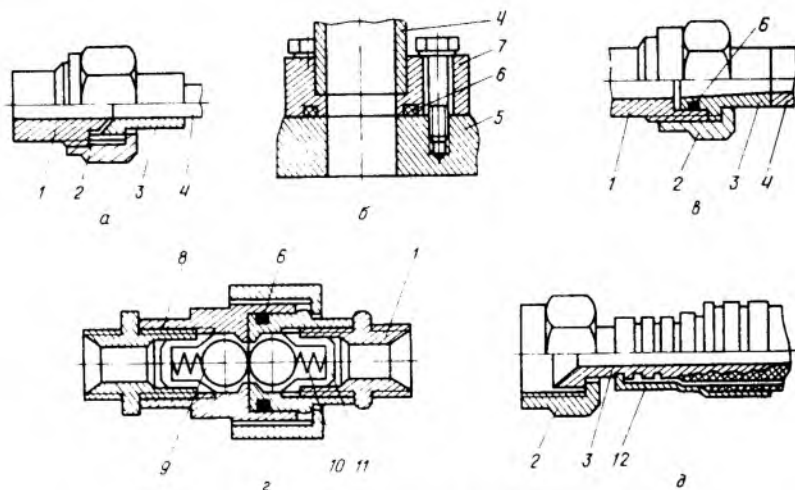


Рис. 7.24. Виды соединений трубопроводов и рукавов:

а – по наружному или внутреннему конусу; *б* – фланцевое; *в* – с уплотнительными кольцами; *г* – быстроразъемное; *д* – ниппельное; 1 и 3 – штуцера; 2 – ниппель; 4 – трубопровод; 5 – корпус; 6 – кольцо; 7 – фланец; 8 – гнездовой разъем; 9 – шарик; 10 – пружина; 11 – крестовина; 12 – объемная муфта

При выборе средней скорости потока жидкости необходимо учитывать следующие рекомендации: для всасывающих трубопроводов $v = 0,5 \dots 1,5$ м/с, для напорных $v = 3 \dots 6$ м/с и для сливных $v = 1,4 \dots 2,5$ м/с.

При расчете трубопроводов на прочность толщина стенки

$$\delta = \frac{p_{\max}(D + m)}{2[\sigma]}, \quad (7.25)$$

где $p_{\max}$ — максимальное давление жидкости; D — наружный диаметр трубы; m — допустимое отклонение диаметра; $[\sigma] = \sigma_B / n_B$ — допустимое напряжение материала труб [здесь σ_B — предел прочности материала трубы; n_B — коэффициент запаса прочности ($n_B = 3 \dots 6$)].

Течение жидкости в гидролиниях сопровождается гидравлическими потерями (потерями давления и энергии), значения которых зависят от режима течения и состояния гидролинии. Различают потери давления по длине Δp_l и местные потери Δp_m . Они зависят от режимов течения жидкости (ламинарный, турбулентный).

Для круглых трубопроводов критическое число Рейнольдса $Re_{кр} = 2300$; для рукавов высокого давления $Re_{кр} = 1600$. Если при расчете $Re < Re_{кр}$, то режим движения жидкости ламинарный, а если $Re > Re_{кр}$ — турбулентный.

При ламинарном режиме течения потери давления на определенной длине трубопровода круглого сечения можно получить из уравнения

$$\Delta p_l = \lambda \frac{l}{d_B} \frac{v}{2} \rho, \quad (7.26)$$

где λ — коэффициент гидравлического сопротивления трению ($\lambda = 64/Re$); ρ — плотность жидкости.

С учетом искажений диаметра и охлаждения слоев жидкости, соприкасающихся со стенками, возникают дополнительные сопротивления и для практических расчетов следует принимать: $\lambda = 75/Re$ — при ламинарном режиме течения для трубопровода; $\lambda = (80 \dots 100)/Re$ — для рукавов высокого давления.

Для турбулентного режима течения жидкости коэффициент потерь на трение по длине для условий $2300 < Re < 8000$ можно определить по полуэмпирической формуле Блазиуса

$$\lambda = 0,3164 Re^{-0,25}.$$

При $Re > 10^5$ коэффициент трения практически перестает зависеть от Re и его можно принять для стальных бесшовных труб и рукавов $\lambda = 0,02$. Тогда потери на трение можно вычислить по приближенной формуле

$$\Delta p_l = 0,01 \rho l v^2 / d_B.$$

Местные гидравлические потери на преодоление сопротивления при течении жидкости через элементы гидроагрегатов находят по формуле

$$\Delta p_m = \xi \frac{v^2}{2} \rho, \quad (7.27)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления.

Рассмотрим коэффициенты местных сопротивлений для различных видов устройств: внезапное расширение — 0,8...0,9; внезапное сужение — 0,5...0,7; для штуцера и переходника — 0,1...0,15; для тройника — 2...2,5 (сливные потоки) и 1...1,5 (разделение потоков); для дросселя — 2...2,5; для обратного и предохранительного клапанов — 2...3; для редукционного клапана — 3...5.

В практике при расчетах и исследованиях гидропривода используют понятие гидравлической проводимости k . Эта величина обратна гидравлическому сопротивлению, т. е.

$$k = 1/R.$$

Для ламинарного режима течения гидравлическая проводимость определяется как $k_n = Q/\Delta p$, для турбулентного — $k_t = Q^2/\Delta p$.

В процессе работы гидропривода сельскохозяйственных машин в трубопроводах и рукавах пульсации давления и расхода жидкости вызваны неравномерностью подачи жидкости насосом, нагрузкой, упругостью рукавов, работой клапанов и т. п. Колебания давления и расхода жидкости влияют на работу и долговечность гидроагрегатов и рукавов. Расчет динамики гидропривода и определение рабочих характеристик проводят с учетом упругости рукавов наряду с другими условиями.

Приращение расхода жидкости ΔQ в рукаве, вызванное изменением давления p ,

$$\Delta Q = - \frac{dp V_0}{dt E_{ж}}, \quad (7.28)$$

где V_0 — первоначальный объем жидкости; $E_{ж}$ — модуль объемной упругости рукава.

Опыты показали, что в процессе работы внутренний объем рукавов ΔV_0 высокого давления и их модуль объемной упругости $E_{ж}$ изменяются в зависимости от колебаний расхода и давления (рис. 7.25, а). Источником энергии в сельскохозяйственных гидроприводах служат в основном шестеренные насосы, которые создают высокочастотный фон колебаний расхода и давления. Для насоса НШ-50-3 в зависимости от расстояния от точки зацепления шестерни до полюса максимальная подача $q_{\max} = 1050 \text{ см}^3/\text{с}$, а минимальная $q_{\min} = 880 \text{ см}^3/\text{с}$ определяется числом зубьев и скоростью вращения вала насоса. Амплитуда высокочастотных колебаний расхода и давления жидкости по мере удаления от насоса уменьшается вследствие суммарного взаи-

модействия рукавов и других агрегатов гидросистемы. Высоочастотные колебания давления в трубопроводах и рукавах обусловливаются изменением объема жидкости, т. е.

$$\Delta p = (\Delta V/V) E_n,$$

где E_n — приведенный модуль упругости.

Переходный процесс гидропривода сопровождается волнообразным движением жидкости с низкой частотой. Установлено, что амплитуда и частота колебаний расхода A_Q и давления A_p в гидролиниях зависят прежде всего от нагрузки. При прохождении по трубопроводам и рукавам колебания давления вызывают деформацию (рис. 7.25, б) и быстрый усталостный износ силового каркаса. Долговечность рукавов значительно ниже долговечности, определяемой стандартом, так как из-за характера нагруженности сельскохозяйственной техники рукава частично обеспечивают гашение колебаний расхода, в то же время они работают при переменных напряжениях, многократно изменяющихся во времени.

Уплотнения. Элементы гидропривода могут выполнять свои функции только при наличии достаточной герметичности в подвижных или неподвижных соединениях. Герметичность зависит от свойств жидкости и материала конструкции, условий работы, нагруженности узлов, продолжительности эксплуатации и т. п. и обеспечивается установкой уплотнений.

В гидросистемах сельскохозяйственных машин уплотнения должны обеспечивать работу в диапазоне температур от 120 до 60 °С с дав-

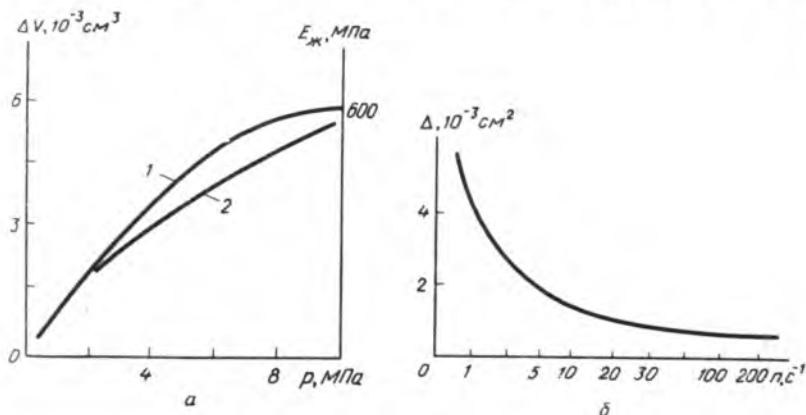


Рис. 7.25. Характеристики рукавов:

а — зависимость внутреннего объема рукава, приведенного к единице длины (кривая 1), и модуля объемной упругости рукава (кривая 2) от давления; б — зависимость деформации наружного оплеточного рукава от частоты колебания давления

лением до 50 МПа, не допускать утечек жидкости и не создавать больших потерь на трение.

Уплотнения можно классифицировать по следующим признакам: по виду относительного движения – неподвижных и подвижных соединений (вращательного, возвратно-поступательного и комбинированного); по направлению упругой деформации – радиальные и аксиальные (торцевые); по конструкции (рис. 7.26) – эластичные (кольца, манжеты, прокладки), механические, бесконтактные, диафрагменные, жидкостные и лабиринтные; по материалу – металлические и неметаллические. Применяют также защитные уплотнения (пыльники, грязесъемники), которые предназначены для предохранения рабочих полостей гидравлических устройств от проникновения загрязняющих частиц из внешней среды.

Эластичные уплотнения служат для герметизации подвижных и неподвижных соединений. Кольца круглого сечения размещают в пря-

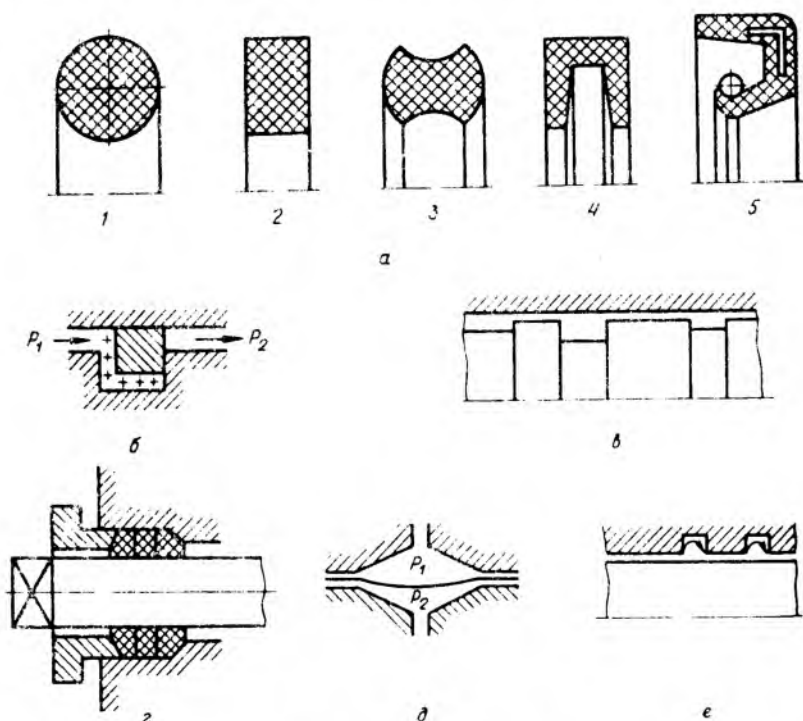


Рис. 7.26. Виды уплотнений:

а – эластичное, *б* – механическое; *в* – бесконтактное, *г* – набивочное; *д* – диафрагменное; *е* – лабиринтное, 1, 4 – соответственно круглое, прямоугольное. Х-образное и П-образное кольца, 5 – манжета

моугольные канавки в обжатом состоянии. Эти кольца надежно и длительно работают при давлениях до 35 МПа.

Кольца прямоугольного сечения используют для уплотнения поршней или штоков с рабочим давлением до 30 МПа, Х-образные и П-образные уплотнения – для герметизации деталей с возвратно-поступательным движением, и иногда их собирают в пакеты по нескольку штук (они способны работать при давлении 34...50 МПа). Манжеты служат для уплотнений вращающихся валов при давлениях не выше 0,1...0,2 МПа.

Уплотняющим элементом в механических уплотнениях служит кольцо, выполненное из металлического углеграфитового или другого материала. Такое уплотнение применяют для деталей возвратно-поступательного действия. В бесконтактных уплотнениях герметизация создается за счет минимального зазора между соединенными деталями. Такого типа уплотнения используют в элементах золотник – корпус распределителя, качающих узлах насосов, гидромоторах, гидроклапанах, гидродвигателях и других подвижных соединениях. Диаметральный зазор соединяемых деталей должен быть 3...5 мкм. Эти детали, изготовленные из различных материалов и имеющие неодинаковые коэффициенты расширения, должны устанавливаться с учетом возможного заклинивания при нагреве.

Набивочные уплотнения применяют для герметизации тех сред, в которых быстро разрушаются эластичные уплотнения (в растворах, горячей воде). Диафрагменные уплотнения выполнены из эластичного материала и обеспечивают большую деформацию под действием перепада давления герметических сред. Лабиринтное уплотнение используют на плунжерах и клапанах, что способствует их разгрузке и снижению утечки.

Герметизация неподвижных соединений и стыков достигается установкой прокладок. В этом случае необходимо, чтобы контактное давление, т. е. сжимающее усилие, приходящееся на единицу площади поверхности прокладки, превышало давление уплотняемой среды.

Утечки в месте контакта зависят от зазора δ (мкм), коэффициента динамической вязкости жидкости μ (МПа · с), перепада давления Δp (МПа) и коэффициента смещения золотника (вала) η , вызванного внешними силами, т. е.

$$q_k = 10^{-3} \eta \frac{l}{b} \frac{\Delta p}{\mu} \delta^3, \quad (7.29)$$

где l – периметр уплотнения; b – ширина канавки.

Для золотников и круглых сопрягаемых деталей $\mu = 0,08...0,2$. В месте контакта подвижных и неподвижных соединений ввиду шероховатости поверхностей, вызванной кристаллическим строением металла и вырывом отдельных кристаллов в процессе обработки, также могут происходить утечки, т. е.

$$q_2 = \psi \frac{l}{b} \frac{\Delta p}{\mu} R_z^3, \quad (7.30)$$

где ψ — коэффициент проводимости микроканалов; R_z — максимальная высота микронеровностей ($R_z = 0,4$ мкм при доводке поверхности).

Тогда

$$\psi = 10^{-3} \sum_{i=1}^{\infty} \eta_i \frac{l_i}{b_i} \delta_i^3.$$

Площадь контакта двух поверхностей будет зависеть от модуля упругости материалов E_z и контактного давления p_k . Резины, из которых чаще всего изготавливают эластичные уплотнения, имеют модуль упругости $E_z = 4...15$ МПа. Повышение контактного давления p_k приводит к уменьшению утечек, поэтому резиновое уплотнение в нормальных условиях должно иметь $p_k = 1,5...3$ МПа, алюминиевое — $p_k = 10,0...14,0$ МПа, из свинца — $p_k = 50...60$ МПа.

В эластичных уплотнениях герметичность определяется контактным давлением p_k , которое автоматически изменяется с ростом давления среды.

Уплотнение резиновыми кольцами получило широкое распространение в гидроэлементах, работающих при давлении до 35 МПа и температуре от -60 до $+150$ °С. Кольца используют для уплотнения неподвижных и подвижных (при вращении со скоростью до 3 с^{-1}) соединений.

При уплотнении подвижных соединений в месте контакта поверхностей может возникнуть пленка смазки и в образовавшийся зазор будет проникать жидкость. На формирование жидкостной пленки оказывают большое влияние микроперемещения и свойственная резине скорость восстановления формы. В эластичных уплотнениях образуется пленка смазки. Следовательно, герметичность будет улучшаться с возрастанием контактного давления p_k и ширины контактной поверхности.

Формирование зазора в эластичных уплотнениях можно представить следующим образом. Под воздействием сил трения и нормальных сил выступающих микронеровностей точки поверхностей находятся в состоянии непрерывного относительного движения. Благодаря внутренним упругим силам они стремятся следовать за микронеровностями подвижного тела, но вследствие релаксации их обратное движение отстает. В результате возникает зазор, который возрастает с увеличением скорости относительного перемещения деталей гидропривода.

В подвижных соединениях (шток, вал, цилиндр) утечки жидкости непостоянны за счет изменения контакта, перепада давления, скорости движения, зазора и т. п.

Для уплотнения соединений, работающих в возвратно-поступательном режиме (поршни, золотники, штоки и т. п.), широкое применение находят эластичные уплотнения (кольца круглого, прямоугольного, Х-образного и П-образного сечений).

Для вращающихся соединений, работающих при окружных скоростях до 10 м/с и температуре на контактной поверхности до 120 °С, часто применяют манжетные уплотнения. Надежный контакт уплотняющей кромки манжеты с валом создает спиральная металлическая пружина при давлении рабочей жидкости 0,05...0,15 МПа.

Преждевременный выход из строя манжет можно предотвратить, тщательно обработав и отполировав поверхность (рекомендуемая высота выступов должна находиться в пределах 0,5...0,6 мкм). На износ также влияют несоосность вала и манжеты и биение (допускается до 0,1 мм). Давление контакта в манжетах создается браслетной пружиной в пределах 1,5...3 МПа, а в месте контакта манжеты шириной 0,2 мм образуется пленка смазки. Хорошая герметичность создается при $\Delta p = 0,15$ МПа. Утечки в манжетном уплотнении могут происходить за счет биения вала, в результате которого образуется разная толщина пленок. По степени герметичности определенные типы уплотнения при изготовлении распределяются по классам. Всего можно выделить 11 классов герметичности (рис. 7.27): 0-1 – абсолютная герметичность; 1-1, 1-2 – визуально невидимое отпотевание (утечки через резину в виде диффузии); 2-1 и 2-2 – подтекание без каплеобразования; 3-1 и 3-2 – подтекание с каплеобразованием; 4-1 – капельные утечки через уплотнения; 4-2 – чистые капли; 5 и 6 – непрерывные.

Диаметральный зазор в соединяемых деталях зависит от рабочего давления и твердости эластичных уплотнений. Для размещения колец предусматривают посадочные места – круговую канавку определенных размеров:

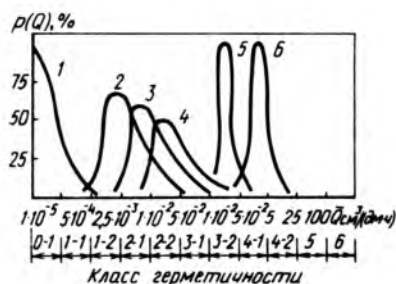
$$D_{\phi} = d_3 + 2d + 1; \quad d_{\phi} = D_1 - 2d - 1,$$

где D_{ϕ} и d_{ϕ} – диаметры заходных фасок цилиндра и вала; d_3 – диаметр уплотняемого вала; d – диаметр сечения кольца в свободном состоянии; D_1 – диаметр отверстия в корпусе.

Коэффициент предварительного сжатия колец $\varepsilon = 10...35$ %. Тогда

$$\varepsilon = \frac{(d - b)}{d} 100,$$

где b – глубина канавки.



Приведение моментов и сил сопротивления. Гидродвигатель возвратно-поступательного движения или гидромотор вращательного действия может передавать момент непосредственно рабочему органу или посредством кинетической цепи с определенным числом механических звеньев.

Каждое механическое или гидравлическое звено характеризуется конечной жесткостью, т. е. деформируется под нагрузкой, в соединениях возможны зазоры. В связи с этим при расчете гидропривода необходимо учитывать упругие связи и зазоры.

Расчетную схему необходимо приводить к двух- или трехмассовой системе с эквивалентными упругими связями и с суммарным зазором, приведенным к угловым скоростям вала гидродвигателя.

В практических и инженерных расчетах иногда возможно пренебречь зазорами и упругостью, приняв механические связи абсолютно жесткими. При этом движение элементов и гидропривода можно рассматривать на каком-то конечном элементе. Расчетная схема приводится к одному обобщенному жесткому механическому звену, имеющему эквивалентную массу m_c с моментом инерции I , на которую воздействуют момент гидродвигателя M и суммарный (статический) момент сопротивления M_c , включая все механические потери.

Момент сопротивления рабочего органа M_c , возникающий на валу гидромотора, состоит из слагаемых работы трения и полезной работы. Полезная работа связана с выполнением технологической операции или процесса и может быть определена аналитическим расчетом или экспериментально. Работа трения учитывается обычно КПД механических или гидравлических связей. Моменты сопротивления могут быть реактивные (моменты от сжатия, трения), т. е. все моменты, изменяющие свой знак при изменении направления вращения.

Активные моменты — моменты от сил тяжести, полезного сопротивления, пружин и т. п. Они могут тормозить движение гидропривода или способствовать движению и всегда сохраняют свой знак при изменении направления вращения. Приведение моментов сопротивления от одной оси к другой возможно на основании энергетического баланса системы с учетом КПД (η_n). На основании равенства мощности

$$M_{c1} \omega_m \frac{1}{\eta_n} = M_r \omega_r$$

или

$$M_r = M_{c1} \frac{\omega_m}{\omega_r} \frac{1}{\eta_n} = \frac{M_{c1}}{i \eta_n}, \quad (7.31)$$

где M_{c1} и M_r — момент сопротивления рабочего органа и тот же момент сопротивления, приведенный к скорости вала гидродвигателя; $i = \omega_r / \omega_m$ — передаточное число.

При наличии нескольких передач между валом гидромотора и рабочим органом с передаточными числами $i_1, i_2, \dots, i_n$ и КПД $\eta_{п1}, \eta_{п2}, \dots, \eta_{пn}$ момент сопротивления, приведенный к скорости вала гидродвигателя, определяют по формуле

$$M_r = M_c = \frac{1}{i_1 i_2 \dots i_n} \frac{1}{\eta_{п1} \eta_{п2} \dots \eta_{пn}}. \quad (7.32)$$

Приведение сил сопротивления аналогично приведению моментов. Если скорость поступательного движения рабочего органа v , м/с, а угловая скорость вала гидродвигателя ω_r , рад/с, то

$$F_c v / \eta_n = M_r \omega_r,$$

где F_c — сила сопротивления рабочего органа.

Отсюда приведенный к скорости вала гидромотора момент сопротивления

$$M_r = F_c v / \omega_r \eta_n.$$

В случае приведения вращательного движения к поступательному приведенное усилие

$$F_c = M_r \omega_r \eta_n / v.$$

При наличии вращающихся частей с моментом инерции $I_r, I_1, I_2, \dots, I_n$ и угловыми скоростями $\omega_r, \omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ можно заменить их динамическое действие действием одного момента инерции, приведенного к скорости вала гидромотора, т. е.

$$I \omega_r^2 / 2 = I_r \omega_r^2 / 2 + I_1 \omega_1^2 / 2 + I_2 \omega_2^2 / 2 + \dots + I_n \omega_n^2 / 2,$$

где I_r — момент инерции ротора гидродвигателя и элементов (звездочек, муфты и т. п.), установленных на валу.

Тогда суммарный момент инерции, приведенный к валу гидродвигателя,

$$I = I_r + I_1 (\omega_1 / \omega_r)^2 + I_2 (\omega_2 / \omega_r)^2 + \dots + I_n (\omega_n / \omega_r)^2. \quad (7.33)$$

Момент инерции тела массой m

$$I = m r^2,$$

где r — радиус инерции.

Момент инерции сплошного цилиндра радиусом R относительно продольной оси

$$R = m R^2 / 2.$$

Приведение масс рабочих органов сельхозмашин, движущихся поступательно, например лемехов корнеуборочных машин, ножа

режущего аппарата и т. д., выполняют на основании равенства запаса кинематической энергии, т. е.

$$m\omega^2/2 = I\omega_r^2/2.$$

Отсюда момент инерции, приведенный к валу гидродвигателя,

$$I = m(\omega/\omega_r)^2.$$

Если в механизме привода присутствуют вращающиеся и возвратно-поступательно движущиеся элементы, то суммарный приведенный к валу двигателя момент инерции определяется как

$$I = I_r + I_1 \frac{1}{i_1^2} + I_2 \frac{1}{i_1^2 + i_2^2} + \dots + I_n \frac{1}{i_1^2 + i_2^2 + i_n^2} + m \left(\frac{\omega}{\omega_r} \right)^2. \quad (7.34)$$

Приведение момента инерции к поступательному движению осуществляется через приведенную массу, т. е.

$$m = I(\omega_r/\omega)^2.$$

Режимы работы гидропривода. При проектировании и расчете гидропривода, работающего с рабочим органом сельхозмашины в установившемся режиме, необходимо прежде всего выявить соответствие механических характеристик гидродвигателя и нагруженного узла машины.

Исходные данные для правильного расчета мощности и выбора типа гидропривода – технологические и конструктивные требования, которые возникают в связи с эффективным использованием гидропривода при высокой производительности, надежности и точности их работы.

В зависимости от характера изменения статического момента гидроприводы могут быть:

с постоянным статическим моментом

$$M_c = \text{const};$$

с моментом, зависящим от угловой скорости (вентилятор, центробежный насос),

$$M_c = M_0 + k\omega^2,$$

где k – коэффициент неравномерности;

с моментом, зависящим от пути или угла поворота (кривошипные передачи), т. е.

$$M_c = M_0 + M_0 \sin \psi;$$

с моментом, характеризующимся случайным изменением во времени.

Механическая характеристика рабочего органа сельскохозяйст-

венной машины выражается зависимостью между приведенными к валу гидродвигателя скоростью и моментом сопротивления $\omega = f(M_c)$. В общем виде момент сопротивления можно определить по формуле

$$M_c = M_0 + (M_{c, \text{ном}} - M_0)(\omega / \omega_{\text{ном}})^x, \quad (7.35)$$

где M_c — момент сопротивления рабочего органа сельхозмашины при ω ; M_0 — момент сопротивления трения в движущихся частях; $M_{c, \text{ном}}$ — момент сопротивления при номинальной скорости ω ; x — показатель степени, характеризующий изменение момента сопротивления при уменьшении или увеличении скорости.

При $x = 0$ момент сопротивления не зависит от скорости, если $x = 1$, то момент сопротивления линейно зависит от скорости ω , если $x = 2$, то момент сопротивления зависит от квадрата скорости (параболическая характеристика), если $x = -1$, то момент сопротивления изменяется обратно пропорционально скорости (рис. 7.28).

При проектировании гидропривода для того или иного рабочего органа необходимо учитывать не только характеристики механизмов, но и стабильность (жесткость) механической характеристики гидропривода. Жесткость определяется в каждой точке как производная момента по угловой скорости, т. е.

$$\beta_{\pi} = dM / d\omega.$$

Уравнения движения гидропривода должны учитывать все силы и моменты, действующие в переходных режимах. Уравнения равновесия:

при поступательном движении

$$F - F_c = m \frac{dV}{dt};$$

при вращательном движении

$$M - M_c = I \frac{d\omega}{dt},$$

где F и F_c — движущая сила и сила сопротивления машины; $m \frac{dV}{dt}$ — инерционная сила, возникающая при изменениях скорости; M и M_c — развиваемый гидродвигателем вращающий момент и момент сопротивления; $I \frac{d\omega}{dt}$ — инерционный (динамический) момент.

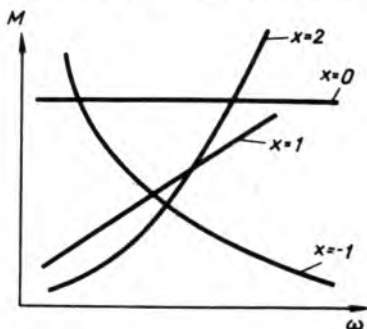


Рис. 7.28. Механические характеристики рабочих органов сельскохозяйственных машин

При $M > M_c$ $d\omega / dt > 0$ гидропривод имеет некоторое ускорение; при $M < M_c$ $d\omega / dt < 0$ происходит замедление; при $M = M_c$ $d\omega / dt = 0$ гидропривод работает в установившемся режиме.

Переходный (динамический) режим работы гидропривода характеризуется изменением момента, расхода жидкости, угловой скорости, т. е. ускорением или замедлением привода.

При изучении динамики гидропривода можно оценить влияние отдельных параметров на производительность машины и качество выполняемого процесса, а также охарактеризовать работу элементов и системы управления и т. п.

При рассмотрении переходных процессов необходимо определить функции расхода Q , давления p , момента M , скорости ω , пути L , φ от времени t : $Q = f_1(t)$; $p = f_2(t)$; $M = f_3(t)$; $\omega = f_4(t)$; L или $\varphi = f_5(t)$.

Запишем уравнения гидравлического и механического равновесия системы при пуске, т. е.

$$M_r = k \Delta p q + M_0; \quad (7.36)$$

$$M_m = I \frac{d\omega}{dt} + \Delta M_c, \quad (7.37)$$

где $k = 0,159 \eta_{\text{мех}}$; M_0 — момент холостого хода; M_c — момент сопротивления рабочего органа машины.

Приравняем правые части уравнения (7.36) и (7.37) и разделим все члены на $\Delta p Q$, тогда после преобразований получим

$$\omega = \omega_0 = T \frac{d\omega}{dt} + \Delta \omega_c,$$

где $\omega = \frac{k \Delta p q}{\Delta p Q}$ — угловая скорость при установившемся движении; $\omega_0 = \frac{M_0}{\Delta p Q}$ — угловая скорость вала при холостом ходе; $T = \frac{T}{\Delta p Q}$ — постоянная времени гидропривода; $\Delta \omega_c = \frac{M_c}{\Delta p Q}$ — период угловой скорости при нагрузке моментом M_c .

Тогда

$$\frac{d\omega}{dt} - \frac{\omega}{T} = \frac{(\omega_0 - \Delta \omega_c)}{T}.$$

После интегрирования получим

$$\omega = \omega_0 - \Delta \omega_c + c e^{-t/T}, \quad (7.38)$$

где c — постоянная интегрирования; ω_c — угловая скорость вала гидромотора при установившемся значении момента нагрузки.

Определим c для времени $t = 0$ при $\omega = \omega_n$. Тогда

$$c = \omega_n - (\omega_0 - \Delta \omega_c) = \omega_n - \omega_c.$$

Для угловой скорости гидромотора

$$\omega = \omega_c + (\omega_n - \omega_c) e^{-t/T}. \quad (7.39)$$

Выражение (7.39) в случае включения нагруженного гидропривода из неподвижного состояния ($\omega_n = 0$) имеет вид

$$\omega = \omega_c (1 - e^{-t/T}). \quad (7.40)$$

При включении гидромотора без нагрузки

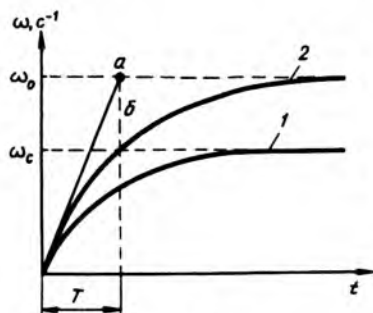
$$\omega_{x,x} = \omega_0 (1 - e^{-t/T}),$$

а момент соответственно $M_{x,x} = I \frac{d\omega}{dt}$.

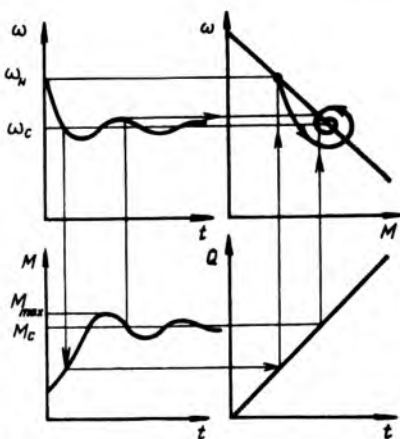
На рисунке 7.29, а показаны типичные усредненные кривые, полученные по результатам тензометрирования расхода жидкости и скорости на примере элеватора картофелеуборочного комбайна под нагрузкой (кривая 1) и без нагрузки (кривая 2), а также переходный процесс изменения расхода жидкости Q и скорости ω во времени (рис. 7.29, б). Практически считают, что время пуска $t_n = (3...4)T$, так как угловая скорость в этом случае отличается от установившегося значения не более чем на 5 %. При $t = \infty$ $e^{-\infty} = 0$ и $\omega = \omega_c$, при $t = 3T$ $e^{-3} = 0,05$ и $\omega \approx 0,95\omega_c$, т. е. можно считать, что для $t = 3t$ угловая скорость привода отличается от установившегося значения не более чем на 5 %. Это значит, что неустановившийся процесс закончен.

В переходных режимах при ударном приложении (снятии) нагрузки возникает резкое динамическое падение угловой скорости, что от-

Рис. 7.29. Переходный процесс:
а — гидропривода элеватора; б — при ударном приложении нагрузки



а



б

рицательно сказывается на работе многих гидроприводов сельхозмашин.

Переходный процесс протекает в гидроприводе при скачкообразном изменении управляющего воздействия.

Угловая скорость

$$\omega_0 = \varepsilon t,$$

где ε — угловое ускорение, характеризующее темп изменения ω_0 .

При остановке рабочего органа с определенным моментом инерции происходят торможение и незначительная обратная отдача скорости.

На динамические характеристики гидропривода влияют жесткость и упругость механических соединительных звеньев с рабочим органом (цепная и клиноременная передачи, жесткое соединение или упругая муфта и т. п.).

Определение параметров расхода и давления жидкости. На рисунке 7.30 приведена комбинированная схема гидропривода рабочих органов картофелеуборочного комбайна. С помощью насоса 4, установленного на картофелеуборочном комбайне, рабочая жидкость подается к гидромотору 9 привода барабанного транспортера, переборочного стола, горок и гидромотору 10 привода второго элеватора. Насос гидросистемы трактора обеспечивает работу гидромотора 11 рыхлителя почвы. Посредством жидкости, поступающей от двух насосов 2 и 1, приводятся в действие гидромоторы привода основного элеватора, транспортера примесей, привода активного лемеха, транспортера выгрузки бункера 15.

Гидромоторы управляются с помощью распределителей, а скорость рабочего органа в процессе эксплуатации устанавливается дросселями 8. Бункер и откидная часть поднимаются и опускаются гидроцилиндрами 16 и 17. При установке подъемного делителя потока 18 улучшается работоспособность гидромоторов при неустановившейся нагрузке. В системе предусмотрено размещение предохранительных клапанов 5, исключающих поломку механизмов при перегрузках, и охладителей 19 жидкости.

Рабочая жидкость очищается фильтрами 6, находящимися в резервуарах 20. Для привода рабочих органов используют гидромоторы МГП-80.

Запишем необходимый расход жидкости в каждом контуре для привода всех рабочих органов с учетом: необходимой мощности и ее изменения в процессе работы; утечек жидкости в гидромашинах от перепада давления; потерь в дросселирующих щелях и трубопроводах, т. е.

$$\Sigma Q_I = Q_{8,10};$$

$$\Sigma Q_{II} = Q_{11};$$

$$\Sigma Q_{III} = Q_{12} + Q_{13} + Q_{14} + Q_{15};$$

(7.41)

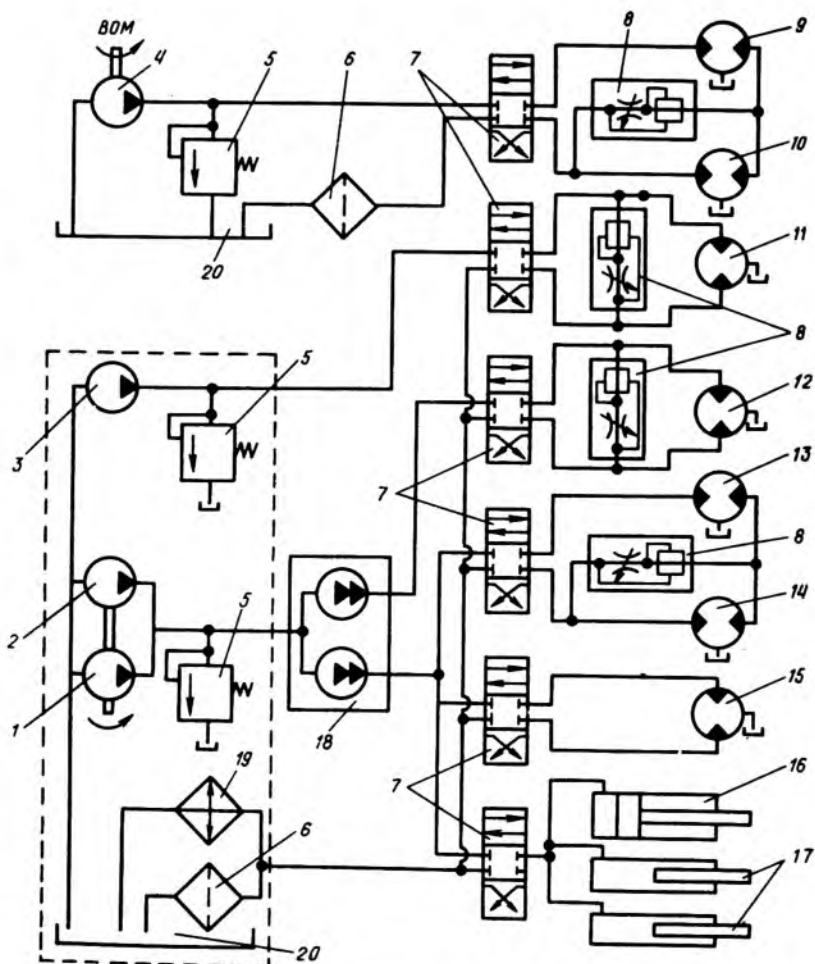


Рис. 7.30. Схема гидропривода рабочих органов картофелеуборочного комбайна:

1 – насос НШ-10-3; 2...4 – насосы НШ-32-3; 5 – предохранительные клапаны; 6 – фильтры; 7 – золотники; 8 – дроссели; 9...15 – гидромоторы; 16 и 17 – гидроцилиндры; 18 – делитель потока; 19 – охладитель; 20 – резервуар

где $\Sigma Q_I \dots \Sigma Q_{III}$ – суммарный расход жидкости соответственно в первом, втором и третьем контурах; $Q_{8, 10}$ – расход жидкости на привод гидромотора подъемного барабана и второго элеватора; Q_{11} – расход жидкости на привод рыхлителя почвы; $Q_{12}, \dots, Q_{15}$ – расходы жидкости соответственно на привод гидромоторов основного элеватора, транспортера примесей, лемеха и транспортера выгрузки бункера.

Расход жидкости на привод гидромашины

$$Q_i = Q_{it} + Q_{in}, \quad (7.42)$$

где Q_{it} — теоретический расход; Q_{in} — потери жидкости.

Отсюда

$$Q_{it} = nq_{in} + (Q_y + \sum_{i=1}^n Q_{yi} + \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \left(\sum_{i=1}^n \psi_{Vi} S_V + \frac{i}{\sqrt{\sum_{\xi=1}^n \frac{1}{\psi_{\xi}^2 S_{\xi}^2}}} \right),$$

где n — частота вращения вала; q_{in} — объемная постоянная гидромашины; Q_y — утечки жидкости в гидродвигателе; $\sum_{i=1}^n Q_{yi}$ — суммарные утечки жидкости в зазорах управляющих устройств; Δp — перепад давления; ρ — плотность жидкости; ψ_{Vi} и ψ_{ξ} — коэффициенты расходов жидкости для параллельного и последовательного потоков; S — сечение трубопроводов.

Мощность, отдаваемая гидромотором,

$$N_i = 2\pi n M_i, \quad (7.43)$$

где M_i — крутящий момент на валу гидромотора.

Отсюда

$$M_i = M_{it} - \Delta M_n = \frac{q_r \Delta p}{2\pi} - [M_{i(r)} \Delta p + M_{i(0)} + M_{i(\omega)} n \exp(h\bar{n} - k\bar{n}^2)],$$

где $M_{i(r)}$ — момент трения; $M_{i(0)}$ — момент разгона без нагрузки; $M_{i(\omega)} n \exp(h\bar{n} - k\bar{n}^2)$ — составляющая момента трения в функции частоты вращения вала гидромотора.

Мощность, теряемая в трубопроводах и рукавах высокого давления,

$$N_{ш} = \frac{Q_i}{\rho} \sum_{i=1}^n \Delta p_i. \quad (7.44)$$

Суммарный расход ΣQ на привод рабочих органов в процессе выполнения технологического процесса служит отправным пунктом для проектирования насосной станции. Число насосов одного типа **раз-** мера

$$z = \frac{\Sigma Q}{q_n n_n \eta_n},$$

где q_n — объемная постоянная насоса; n_n — частота вращения вала насоса; η_n — КПД насоса.

Мощность, необходимая на привод насосов,

$$\Sigma N_n \eta_n = \Sigma N_{гм} / \eta_{гм} + \Sigma N_{гс}, \quad (7.45)$$

где N_n и $N_{гм}$ — мощность, затраченная насосом, и мощность, потребляемая гидродвигателями; $N_{гс}$ — потери мощности на фильтре, дросселе и т. п.

Момент на валу насоса

$$M_{нл} \eta_n = \frac{\omega}{\omega_n \eta_{гм}} M_i + M_{гс},$$

где η_n и $\eta_{гм}$ — КПД гидронасоса и гидромотора; ω и ω_n — расчетная и действительная скорости.

При последовательном соединении сопротивлений R расход жидкости Q на всех участках остается неизменным ($Q = \text{const}$), а потери давления суммируются.

Для ламинарного режима течения эти потери

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n \Delta P_i = Q^2 \sum_{i=1}^n R_i.$$

Гидравлическая проводимость последовательно включенных сопротивлений

$$1/k_{зкв}^2 = 1/k_1^2 + 1/k_2^2 + \dots + 1/k_n^2, \quad (7.46)$$

где $k = \mu f_i \sqrt{2/\rho}$ — гидравлическая проводимость дросселя.

Тогда

$$\Delta p = Q^2 / k_{зкв}^2.$$

Расход жидкости при последовательно включенных дроссельных шайбах

$$Q = \mu_{\Sigma} f \sqrt{2\Delta p / \rho},$$

где μ_{Σ} — эквивалентный коэффициент расхода; $f = f_{зкв} \sqrt{n}$ (здесь $f_{зкв}$ — площадь дроссельного отверстия; n — число дросселей).

При параллельном включении сопротивлений R расходы жидкостей Q через каждое из сопротивлений прямо пропорциональны площади сечений дросселей или обратно пропорциональны их сопротивлениям, а суммарный расход через все местные сопротивления складывается из расходов в отдельных разветвлениях, т. е.

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i;$$

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \text{const}.$$

7.11. ГИДРОСИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ

Повышение производительности машин и создание благоприятных условий для обслуживания и управления агрегатом возможны только с использованием автоматического регулирования режимов работы при выполнении технологических процессов.

Практически все уборочные машины оснащены автоматическими системами вождения. Автоматизация изменения скоростного режима необходима в агрегатах для внесения удобрений, жатвенных и других уборочных машинах. Для поддержания высоты среза, глубины подкапывания, высоты расположения рабочих органов над растениями при выполнении рабочего процесса также требуются средства автоматизации. В культиваторах, корнеклубнеуборочных и плодovieиноградоуборочных машинах используют системы автоматического копирования рядков растений. Кроме перечисленных примеров автоматизации также необходимы управление нормой расхода семенного материала, стабилизация положения машины на склонах и др.

В существующих системах автоматического регулирования находят применение гидравлические исполнительные механизмы, распределители, контрольно-регулирующая аппаратура, электро-, гидро- или пневмопреобразователи и усилители.

Все системы гидроавтоматики сельскохозяйственной техники можно классифицировать: по назначению; по параметрам регулирования кинематическим (положению, скорости, ускорению) и динамическим (усилию, моменту); по энергетическим признакам (электروهидравлическое, гидромеханическое); по исполнению гидравлических регуляторов; по типу датчиков обратных связей (механических, электронных и т. п.); по виду исполнительных агрегатов (поступательного, вращательного действия); по характеристике процесса автоматического управления (релейные, пропорциональные, дискретные).

Гидросистемы автоматического управления должны поддерживать регулируемый параметр в заданных пределах при достаточно высоких кинематических и динамических показателях, КПД, стабильных амплитудно-фазочастотных характеристиках.

Проектирование гидросистем автоматического управления и регулирования предусматривает статический анализ параметров, кинематический и кинетостатический расчет, определение основных параметров гидравлического оборудования, оснащение образца машины, исследование работы системы на устойчивость, разработку мероприятий для обеспечения теплового, нагрузочного и других режимов работы.

Исходя из требований точности поддержания объекта управления, зоны регулирования, отклонений (максимального, минимального значений), кинематических (динамических) показателей, определяют гидравлические параметры (расходы, давление, перемещение, усилие и т. п.).

По результатам динамометрирования, тензометрирования или другого вида исследования устанавливают закон изменения входного сигнала (нагрузки, перемещения и т. п.). При дальнейшем анализе входного и выходного воздействий можно получить коэффициенты передачи сигнала, обратной связи, рассчитать гидравлические параметры источников питания и исполнительных механизмов.

Для выполнения рабочего или технологического процесса в сельхозмашинах применяют активные рабочие органы. К ним относятся фрезы, роторы (в разбрасывателях удобрений), плуги, ротационные рыхлители, фрезерные культиваторы (в почвообрабатывающих машинах), элеваторы, шнеки, активные рыхлители клубненосного пласта (в картофелеуборочных машинах) и т. п.

Качество работы активных рабочих органов, взаимодействующих с органической средой, зависит как от параметров самой машины, так и от свойств обрабатываемой среды. Для качественного выполнения отдельных операций и всего технологического процесса необходимо тщательное регулирование режимов работы. При основной и поверхностной обработках почвы в зависимости от ее первоначального состояния (плотности, фона, влажности) для доведения ее до необходимого состояния согласно агротребованиям необходим набор различного числа почвообрабатывающих машин, состав которых можно уменьшить с применением машины с активными рабочими органами.

С помощью регулирования таких эксплуатационных параметров, как поступательная скорость, частота вращения, глубина обработки и т. п., можно достичь за один проход агрегата высокого качества выполняемого процесса. Например, применение активных рабочих органов на картофелеуборочных машинах в зависимости от состояния поступающей массы требует тщательной регулировки, так как это влияет на повреждаемость клубней, сепарацию почвы и фракционный состав поступающей массы.

При интенсивном внедрении энергосберегающих технологий необходимы тщательный анализ, исследование процессов и выбор оптимального значения энергии для достижения качественных показателей.

Наиболее трудоемкой операцией в сельском хозяйстве считается вспашка. При неравномерной вспашке нарушается стабильность движения машинно-тракторного агрегата, что увеличивает неравномерность загрузки трактора и снижает производительность. При переменной нагрузке увеличиваются аварийные простои, снижаются долговечность и надежность как машины, так и гидравлических устройств.

Широкое распространение нашли системы автоматического регулирования в агрегатах для поверхностной обработки почв, междурядной обработки и т. п. В связи с этим условия работы гидросистем серийных машин и вновь проектируемых гидроприводов отличаются от существующих.

Для поддержания заданной глубины обработки почвы применяют системы автоматического регулирования по тяговому сопротивлению рабочих органов плуга (рис. 7.31). Она состоит из стандартных узлов гидросистемы и включает дополнительно универсальный регулятор глубины вспашки и силовой датчик. Последний представляет собой пружину, помещенную в верхнем звене навески и деформирующуюся под действием сил, возникающих в результате изменения удельного

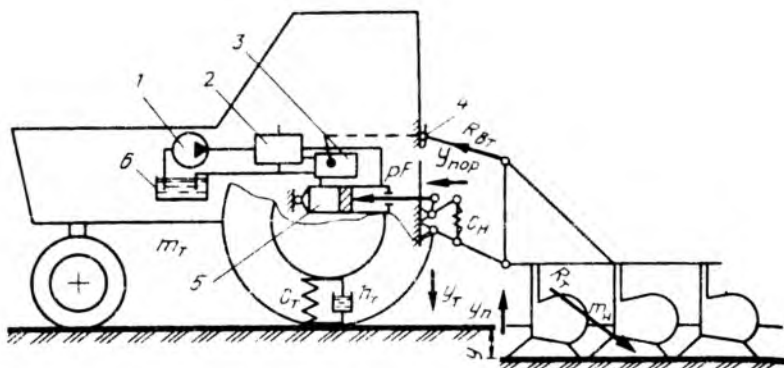


Рис. 7.31. Схема системы автоматического регулирования агрегата для вспашки: 1 – насос; 2 – распределитель; 3 – регулятор; 4 – силовой датчик; 5 – гидроцилиндр; 6 – резервуар

сопротивления почвы. Благодаря этой системе уменьшается сопротивление орудия, увеличивается производительность агрегата на 10...12 % и снижается расход топлива на 11 %.

Главное звено рассматриваемой системы – гидроцилиндр, шток которого перемещается с определенной скоростью. При этом плуг поднимается. Скорость подъема плуга зависит от поступающего количества жидкости, регулируемого золотником регулятора, т. е. от сигнала, поступающего с силоизмерительного датчика. Звенья навесной системы, закрепленные на упругом основании трактора, имеют определенную конечную жесткость, а закон движения поршня и орудие будут зависеть как от внешних возмущений, так и от массы движущихся частей. Переход системы из одного установившегося режима в другой может носить аperiodический, или колебательный, характер. Для изучения работы можно принять линейное вертикальное перемещение плуга, а за источник перемещения – суммарные силы.

Силы, действующие на систему (внутренние и внешние), разнообразны – это возмущающие, зависящие от времени, и потенциальные силы, силы сопротивления или диссипативные. Сопротивление сухого или квадратичного трения приводят к нелинейным уравнениям. Одни нелинейности, содержащиеся в звеньях, вызывают потерю устойчивости, другие улучшают динамические качества, поэтому практически необходим их учет во всех случаях. При составлении уравнений принят ряд допущений: скорость движения агрегата для вспашки постоянна; учет колебаний ведут на задней подвеске; динамический процесс происходит в интервале установившегося движения; перемещение рассматривают только в продольно-вертикальной плоскости; утечки жидкости пропорциональны перепаду давления.

Движение системы можно представить дифференциальными уравнениями движения и уравнениями расхода, учитывающими условия неразрывности потока жидкости. Для удобства и упрощения рассуждений все силы приведены к поршню гидроцилиндра.

Уравнение движения поршня гидроцилиндра

$$pS_n = m_n g \frac{d^2 Y_n}{dt^2} + h_n \frac{dY_n}{dt} + p_{тр} f(Y_n), \quad (7.47)$$

где $pS_n = p_n S_n - p_c S_l$ — силы давления жидкости в полостях нагнетания и слива (здесь S_n и S_l — площади поршня штоковой и подштоковой полостей); m_n — масса нагрузки, приведенная к поршню; Y_n — перемещение плуга, приведенное к поршню; h_n — коэффициент демпфирования по нагрузке; $p_{тр} f(Y_n)$ — нелинейная характеристика сил сухого трения.

Так как поршень поднимается на малую величину (по условиям агротехнических требований отклонения от установленного значения глубины вспашки не должно превышать ± 1 см), то можно принять $m_n = \text{const}$, скорость подъема постоянной.

При выглублении орудия остов трактора перемещается в вертикальной плоскости, т. е.

$$-pS_n = m_t g \frac{d^2 Y_t}{dt^2} + h_t \frac{dY_t}{dt} + C_t Y_t, \quad (7.48)$$

где m_t — приведенная масса трактора; Y_t — вертикальное перемещение трактора; h_t — коэффициент демпфирования шин; C_t — жесткость шин.

При регулировании положения орудия расход жидкости $Q_{ц}$, поступающей в гидроцилиндр, равен расходу жидкости Q_3 , проходящей через золотник регулятора, с учетом потерь, т. е. $Q_{ц} = Q_3$.

Тогда

$$Q_{ц} = S_n \frac{dY_{пор}}{dt} + \frac{V}{E} \frac{dp}{dt}; \quad Q_3 = k_Q x_3 - k_{yt} \Delta p, \quad (7.49)$$

где $Y_{пор}$ — перемещение поршня (здесь $Y_{пор} = pS_n / C_n + k_n Y_n$; C_n — жесткость навески трактора; k_n — коэффициент передачи плуг — гидроцилиндр); V — объем жидкости, находящейся в гидроцилиндре и рукавах высокого давления; E — объемный модуль упругости жидкости и рукавов высокого давления; k_Q — коэффициент усиления по расходу; x_3 — перемещение золотника; k_{yt} — утечки жидкости через золотник; Δp — перепад давления на золотнике.

Перемещение золотника регулятора зависит от степени сжатия пружины, т. е. сопротивления орудия. Тогда

$$x_3 = x_{пр} i = \frac{R_{в.т}}{C_{пр}} i = R_t - k_{o.c} (Y_n - Y_t) \frac{i}{C_{пр}}, \quad (7.50)$$

где $x_{пр}$ — деформация пружины силоизмерительного датчика; i — передаточное отношение пружина — золотник; $R_{в.т}$ — усилие в верхней тяге; $C_{пр}$ — жесткость пружины; R_t — установленное значение тягового сопротивления орудия; $k_{o.c} = \frac{1}{3} k_{oa}$ — коэффициент об-

ратной связи почва — силоизмерительная пружина (здесь k_0 — коэффициент удельного сопротивления орудия; a — ширина обработки).

Входящие в систему уравнений коэффициенты и параметр жесткости определяются экспериментальным или расчетным путем. Решая систему уравнений и произведя преобразование по Лапласу, получим передаточную функцию разомкнутой системы регулирования

$$W = \frac{Y_n}{R_{в.т}} = \frac{k_0 k_n k_i (T_3 S^2 + T_4 S + 1) - k_{yt} \Delta p}{S(T_K^2 S^2 + T_2 S + 1)(T_{тр}^2 S^2 + T'_{тр} S + 1)} \quad (7.51)$$

где $k_0 = k_Q / S_n$ — коэффициент скорости; $k_i = 1 / C_{пр}$ — коэффициент передачи пружина — золотник; $T_3 = \sqrt{(m_n + m_r) / C_r}$ — постоянная времени колебательного звена плуг — трактор; $T_4 = (h_n - h_r) / C_r$ — постоянная времени, характеризующая демпфирующие свойства; $T_K = \sqrt{m_n / C_\Sigma}$ — постоянная времени колебательного звена орудия — гидросистема (здесь $C_\Sigma = C_n + C_{ж}$ — приведенная жесткость гидросистемы, характеризующая упругие свойства навески C_n и жидкости $C_{ж}$); $T_2 = h_n / C_\Sigma$, $T'_{тр} = h_r / C_r$ — постоянные времени, характеризующие демпфирующие свойства; $T_{тр} = \sqrt{m_r / C_r}$ — постоянная времени колебательного звена трактор — подвеска.

Решая характеристическое уравнение системы, можно определить качество процесса, величину максимального перерегулирования и статическую точность режима работы, время регулирования и т. п.

При эксплуатации гидропривода можно регулировать кинематические режимы активных рабочих органов с минимальным запаздыванием после поступления сигнала на регулирование. Наиболее распространены три способа управления загрузочными режимами уборочных машин: регулирование толщины слоя путем изменения скорости движения машины и вращения рабочих органов, а также изменение момента на приводном валу.

На уборочных машинах вследствие неравномерной биологической массы урожая и физико-механических свойств среды на рабочие органы поступает масса, на 40 % превышающая установленную. Это обстоятельство влияет на технологические показатели работы уборочного агрегата.

Стабилизация загрузки самоходных уборочных машин, оснащенных гидрообъемными трансмиссиями, возможна регулированием поступательной скорости комбайна.

Высота среза у кормоуборочных и зерноуборочных машин во избежание вертикальных колебаний остова жатки поддерживается механическими копирами-башмаками. Однако механические системы имеют ряд недостатков: на слабонесущих почвах зарываются в почву, на твердой минеральной почве отрываются от поверхности за счет ударов.

Безопорное копирование жаткой рельефа обеспечивают замкнутые системы автоматического регулирования. На рисунке 7.32 показана схема регулирования высоты среза. Шуп 12 представлен в виде чувств-

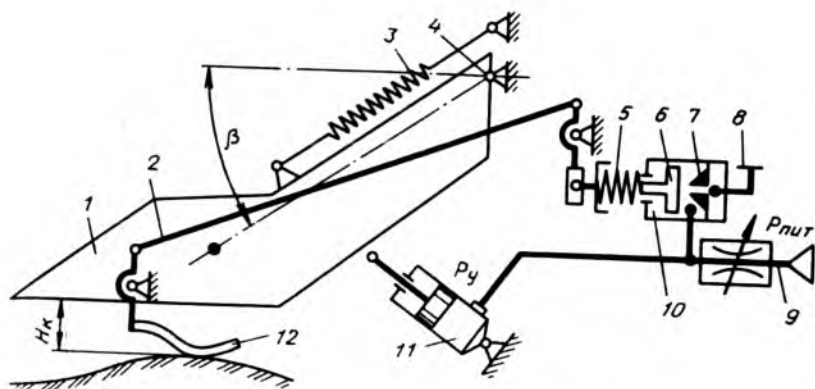


Рис. 7.32. Схема автоматического регулирования высоты среза:

1 – жатка; 2 – тяга; 3 и 5 – пружины; 4 – шарнир; 6 – заслонка; 7 – сопло; 8 – сливная магистраль; 9 – дроссель; 10 – регулятор; 11 – гидроцилиндр; 12 – шуп

вительного элемента, шарнирно закрепленного на платформе корпуса жатки. Один из концов шупа связан с регулятором 10. Регулятор состоит из механогидравлического преобразователя (пружины 5, сопла 7 и заслонки 6).

Камера преобразователя соединена с гидроцилиндром 11 подъема жатки 1 и источником гидравлической энергии с постоянным давлением. При работе отклонение жатки относительно поверхности поля вниз приводит к повороту шупа и рычага, что уменьшает сжатие пружины 5. При этом давление в камере и гидроцилиндре уменьшается и жатка под силой тяжести опускается. При отклонении шупа вверх пружина преобразователя сжимается, зазор между соплом и заслонкой уменьшается, в сливную магистраль поступает меньше жидкости, что приводит к росту давления рабочей жидкости и повороту жатки относительно шарнира, т. е. подъему режущего аппарата.

При автоматическом управлении самоходными уборочными машинами можно значительно повысить производительность и улучшить условия работы механизатора. Системы автоматического направления рабочего органа на рядки применяют в ботвоуборочных, корнеуборочных и других машинах. Шуп-копир 1 (рис. 7.33) в виде ползка или стрелчатой лапы связан через рычажный механизм с золотником 3 распределителя. Золотник 3 и гидроцилиндр управляющих колес 6 образуют систему гидропривода с обратной связью.

При отклонении рядка от прямолинейного направления шуп-копир 1 поворачивается от среднего положения на угол ϕ и через рычажный механизм смещает золотник 3 распределителя. Полости гидроцилиндров соединяются со сливной и нагнетательной магистралями, жидкость под рабочим давлением от насоса поступает в полость гид-

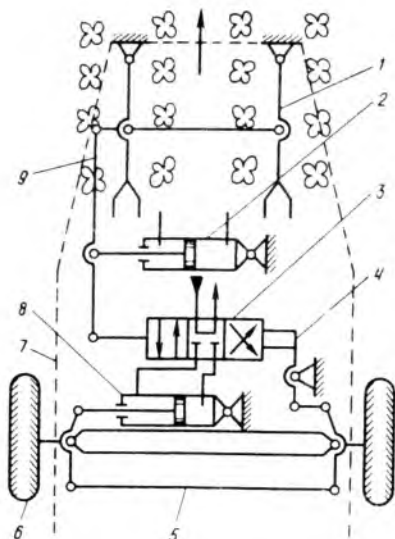


Рис. 7.33. Схема гидромеханической автоматической системы направления по рядкам:

1 — шуп-копир; 2 и 8 — гидроцилиндры; 3 — золотник; 4 — рычаг обратной связи; 5 — тяга; 6 — управляемое колесо; 7 — рама; 9 — рычажный механизм

роцилиндра и через поршень и шток действует на рычаги управляемых колес. При повороте колес через рычаг 4 обратной связи корпус золотника движется в сторону смещения золотника. Колеса будут поворачиваться до тех пор, пока золотник и корпус под действием обратной связи не займут один относительно другого нейтральное положение. Для ручной коррекции предусмотрен гидроцилиндр 8. У гидросистем с единичной обратной связью корпус распределителя со штоком (с цилиндром при неподвижном штоке) может быть жестко соединен.

7.12. ТИПОВЫЕ СХЕМЫ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ И ГИДРОТРАНСМИССИЙ

Объединенные гидросистемы. Существует четыре группы сельхозмашин: сельскохозяйственные машины с гидроприводом рабочих органов от серийных тракторных гидросистем с приводной мощностью до 10 кВт; машины с гидроприводом рабочих органов от гидросистемы отбора мощности мощностью до 20...22 кВт; машины с сочетанием гидрообъемного и механического приводов, где мощность на привод активных рабочих органов свыше 25 кВт; машины с автономной насосной станцией, обеспечивающей гидрообъемный привод ходовой части и активных рабочих органов с потребляемой мощностью более 25 кВт.

Автономные насосные станции применяют в гидроприводах рабочих органов строительных и дорожных машин, землеройных машин сельскохозяйственного назначения, самоходных машин и т. п.

Гидросистема отбора мощности предназначена для передачи

энергии от трактора на активные рабочие органы сельхозмашин. Она включает в себя наряду с узлами стандартной тракторной гидросистемы резервуар 27 (рис. 7.34) с фильтром 29, распределитель 1, силовой регулятор 3, насосы 23...25, силовой гидроцилиндр 4, золотниковый сумматор 7 и радиатор 26.

Насосы 23 и 24 установлены на муфте сцепления с левой по ходу трактора стороны и имеют независимый и отключаемый привод.

Сумматор 7 связан с насосами нагнетательными трубопроводами 19...21, сливным трубопроводом 28 с резервуаром 27, через фильтр 29 с радиатором 26, выход которого, в свою очередь, также соединен с резервуаром. С распределителем 1 и регулятором 3 сумматор связан трубопроводом 5, соединяющим канал управления перепускным клапаном распределителя со сливом.

Сумматор состоит из корпуса 8, в расточках которого помещены управляемые золотники.

В верхней расточке расположен распределительный золотник 9. У него три фиксированных положения: нейтральное – рабочие полости заперты, жидкость, поступающая от насосов, сливается в резервуар, и два рабочих положения – жидкость от насосов поступает через трубопроводы 11 и 12 к потребителю. Трубопроводы заканчиваются запорными устройствами с условным проходным сечением диаметром 16 мм. Распределительный золотник снабжен устройством автоматического возврата в нейтральное положение при повышении рабочего давления свыше $14,0^{+1,0}$ МПа.

В средней расточке корпуса расположен суммирующий золотник 14, обеспечивающий сложение или вычитание потоков от трех насосов системы. Золотник имеет четыре фиксированных положения, которые в порядке возрастания позволяют получить подачу жидкости, равную 18, 55, 75 и 100 л/мин.

В нижней расточке корпуса помещены два золотника 15 и 16, разделенные перегородкой. Золотник 15 управляется за счет давления жидкости в канале управления посредством перепускного клапана. Последний соединен с полостью управления. Золотник может занимать два положения: крайнее правое (канал управления и полость управления соединены со сливом) и крайнее левое (канал управления перекрыт). В первом случае поток основного насоса НШ-32-2 поступает на распределитель гидросистемы, во втором – к суммирующему золотнику 14.

Золотник 16 служит для подачи потока на потребитель от насоса НШ-10-2 в том случае, когда последний не используется на основных выводах. Нейтральная позиция золотника фиксированная. В рабочем и плавающем положениях золотник не фиксируется. В этих позициях золотник удерживается рукой. В рабочей позиции золотника поток от насоса поступает к потребителю по трубопроводу с запорным устройством.

Сумматор снабжен двумя предохранительными клапанами, регу-

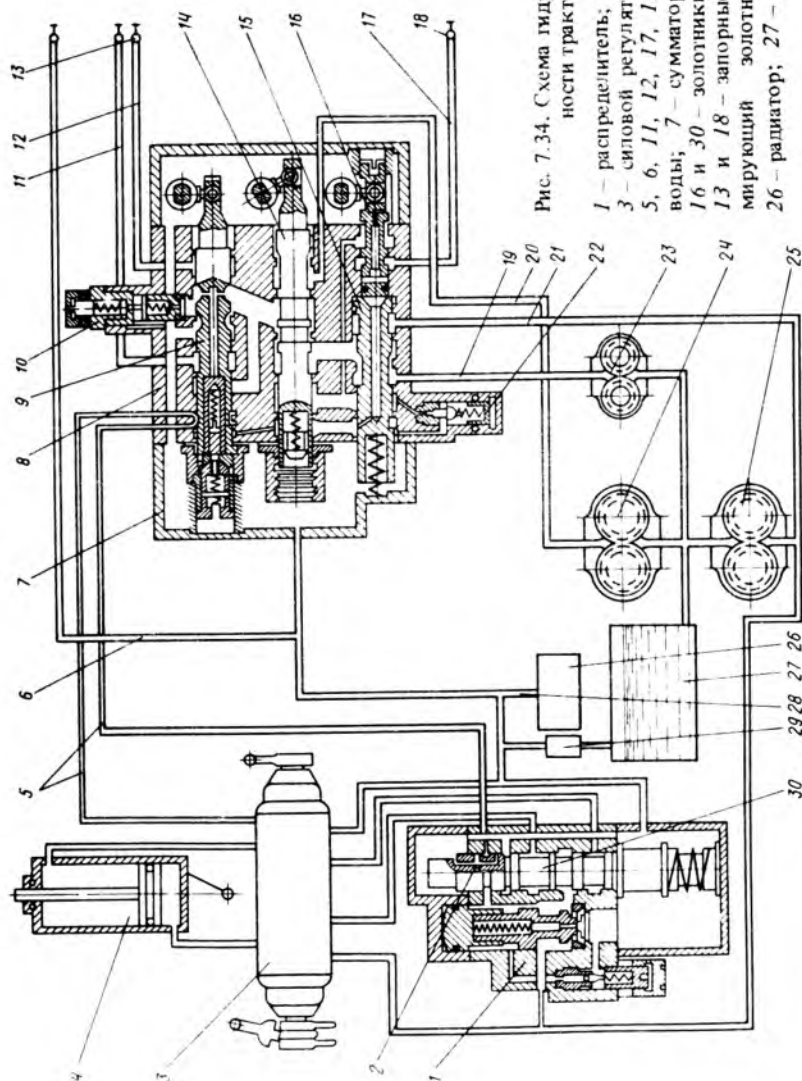


Рис. 7.34. Схема гидросистемы отбора мощности трактора типа МТЗ:

1 - распределитель; 2 - канал управления; 3 - силовой регулятор; 4 - гидроцилиндр; 5, 6, 11, 12, 17, 19...21 и 28 - трубопроводы; 7 - сумматор; 8 - корпус; 9, 15, 16 и 30 - золотники; 10 и 22 - клапаны; 13 и 18 - запорные клапаны; 14 - суммирующий золотник; 23...25 - насосы; 26 - радиатор; 27 - резервуар; 29 - фильтр

лируемыми на давление $16,0^{+1,5}$ МПа. Клапан 10 встроен в магистраль суммарного потока, клапан 22 — в магистраль потока от насоса НШ-10-2.

Для возврата в систему утечек служит дренажный трубопровод 6, соединенный через радиатор 26 с резервуаром. Золотниками сумматора управляет тракторист с помощью рукояток управления, выведенных на сектор управления, расположенный в кабине трактора с левой стороны от сиденья. Рукоятка управления имеет четыре фиксированных положения: первое сверху соответствует потоку (на основном выводе системы), равному подаче насоса НШ-10-2, второе — насоса НШ-32-2, третье — насосов НШ-10-2 и НШ-32-2 и четвертое — двух насосов НШ-32.

Рукоятка реверсирования имеет три фиксированных положения: верхнее ("Подъем"), среднее (нейтральное) и нижнее ("Опускание"). Рукояткой управления суммирующий золотник устанавливают в положение, соответствующее заданному потоку. Поток снимается через выходы гидроотбора установкой рукоятки реверсирования распределительного золотника в одно из рабочих положений.

Основной насос гидросистемы в первую очередь используется для работы навесной гидросистемы трактора независимо от настройки сумматора 7. С этой целью на золотниках распределителя 1 выполнены каналы, которые соединяют в рабочих положениях золотников полость управления золотником 14 автомата со сливом. Вращение на привод системы передается от шестерни привода двухскоростного ВОМ.

Гидропривод в почвообрабатывающих машинах. На высокопроизводительных плугах, безаварийно работающих на засоренных камнями почвах, применяют пневмогидравлические устройства (рис. 7.35) для индивидуальной защиты корпусов.

До встречи корпуса плуга с препятствием за счет энергии заряженного пневмогидроаккумулятора обеспечивается постоянная глубина вспашки. Условие равновесия корпуса плуга

$$M = F h_0 = \frac{\pi d^2}{4} p_1 h_0 = R l_0 + N_e - C_1 r_0 - M_{тр}, \quad (7.52)$$

где F — сила на штоке гидроцилиндра; d — диаметр плунжера (поршня) гидроцилиндра; R — тяговое сопротивление корпуса плуга; N_e — реакция упора; $M_{тр}$ — момент, создаваемый силами трения в шарнирах.

Так как сила сопротивления корпуса плуга R изменяется в широких пределах вследствие непостоянства физико-механических свойств почвы, а при встрече с препятствием возрастает в 2 и более раза, то происходит срабатывание предохранителей. Сила R , приложенная к носку корпуса и направленная горизонтально плечу l , выглубляет корпус, который обходит препятствие, вытесняя рабочую жидкость плунжером из гидропривода в пневмогидроаккумулятор, сжимая газ.

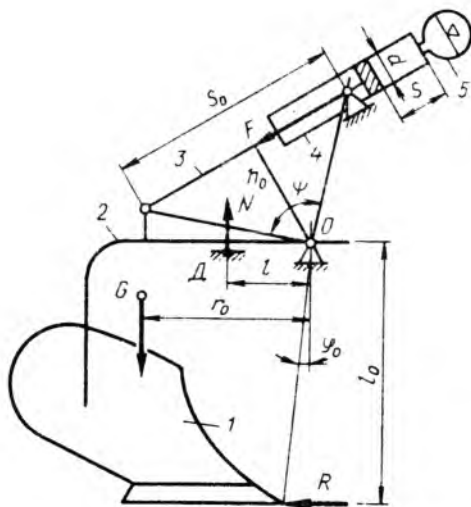


Рис. 7.35. Схема плуга с пневмогидравлическими устройствами для индивидуальной защиты корпусов:

1 – корпус; 2 – грядиль; 3 – шток; 4 – поршень; 5 – газогидроаккумулятор

Сжатие газа представляет собой политропный процесс, который может быть описан уравнением

$$p_1 V_1^x = p \left(V_1 - \frac{\pi d^2}{4} S \right)^x = p_2 \left(V_1 - \frac{\pi d^2}{4} S_{\max} \right)^x,$$

где p_1 и p_2 – текущее и максимальное расчетные давления пневмогидроаккумулятора; x – показатель политропы сжатия ($x = 1 \dots 1,4$); S и $S_{\max}$ – текущее и максимальное перемещение плунжера.

После обхода препятствия корпус плуга заглубляется, так как сопротивление значительно уменьшилось и текущее значение момента, создаваемого гидроцилиндром предохранителя, превышает момент сопротивления. При заглублении корпуса происходит расширение газа, представляющее собой политропный процесс. Пневмогидроаккумулятор используют в качестве накопителя энергии, который периодически необходимо заряжать. При изотермическом процессе зарядки и разрядки давление предварительной зарядки должно соответствовать минимальному рабочему давлению в системе. При этом камера аккумулятора должна быть полностью освобождена от рабочей жидкости.

Давление предварительной зарядки пневмогидроаккумулятора

$$p_1 = p_{\text{зар}}^{(1-1/k)} p_{\text{раз}}^{1/k}, \quad (7.53)$$

где $p_{\text{зар}}$ и $p_{\text{раз}}$ — давление в конце зарядки и разрядки; k — показатель адиабаты ($k = 1,4$).

Объем газа в пневмогидроаккумуляторе при рабочем давлении

$$V_r = \Delta V \frac{1}{1 - (p_2 / p_1)^{1/k}}, \quad (7.54)$$

где ΔV — приращение объема жидкости в аккумуляторе; p_2 — минимальное давление в процессе работы.

Для обработки тяжелых переувлажненных почв используют комбинированные плуги с роторными отвалами. Например, плуг на базе серийного плуга ПЛН-3-35 к трактору тягового класса целесообразно использовать с гидросистемой отбора мощности трактора.

Для привода ротора плуг оборудован гидросистемой, состоящей из гидромоторов, делителя потока 8, (рис. 7.36) и регулятора 7 потока рабочей жидкости. Рабочая жидкость поступает от насоса 3 через золотник 6 управления на трехпоточный делитель потока 8 и к гидромоторам 9. Рабочее давление ограничивается предохранительным клапаном 2 системы. В схеме предусмотрена установка фильтра 5 и охладителя 4 жидкости.

При использовании гидропривода на комбинированном плуге возможно снизить металлоемкость, значительно упростить конструкцию и плавно изменять частоту вращения ротора в зависимости от состояния почвы.

При изучении динамики гидропривода роторов плуга определяют требуемую мощность, оценивают влияние на производительность

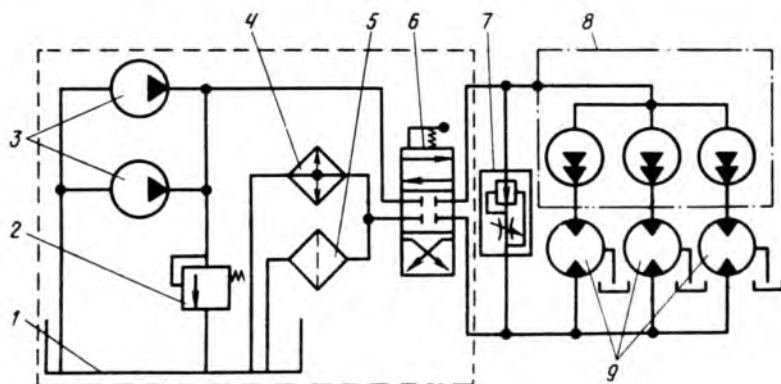


Рис. 7.36. Схема гидропривода роторного комбинированного плуга:

1 — резервуар; 2 — предохранительный клапан; 3 — насосы; 4 — охладитель; 5 — фильтр; 6 — золотник; 7 — регулятор потока; 8 — делитель потока; 9 — гидромоторы

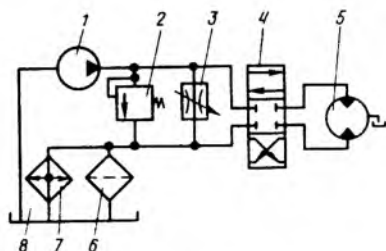


Рис. 7.37. Схема гидропривода фрезерных и шнековых рыхлителей:

1 — насос; 2 — предохранительный клапан; 3 — дроссель; 4 — распределитель; 5 — гидромотор; 6 — фильтр; 7 — охладитель, 8 — резервуар

машины и качество выполняемого процесса, а также работу элементов и системы управления.

Для рыхления и перемещения почвы в сельскохозяйственных машинах применяют шнековые (фрезерные) рабочие органы, с помощью которых поверхностный слой почвы рыхлится и перемещается. Шнеки также способствуют подаче клубненосного пласта с лемехов на сепарирующие и очистительные рабочие органы. Для выравнивания слоя почвы на поверхности используют многозаходные шнеки или дисковые рыхлители. Учитывая пространственное расположение шнеков и рыхлителей, необходимо широко регулировать их скорости в зависимости от условий работы. Целесообразно использовать также в конструкциях гидропривод (рис. 7.37). Насос 1 подает из резервуара жидкость через золотник распределителя 4 к гидромотору. При превышении давления жидкость сливается через предохранительный клапан 2. Скорость шнека устанавливается дросселем 3. В схеме размещены фильтр 6 и охладитель 7.

Гидропривод зерноуборочных комбайнов. В конструкциях самоходных зерноуборочных комбайнов "Дон-1200" и "Дон-1500" для обеспечения работы механизмов применяют гидропривод. С помощью гидроцилиндров, гидродвигателей и гидромашин устанавливается и регулируется высота среза зерновых культур, изменяются положения и скорость моточивала, уменьшается или увеличивается поступательная скорость движения, выгружается солома, приводятся в действие очиститель воздухаборника и вибрационная стенка бункера.

Рассмотрим гидросистему управления рабочими органами комбайна. Насос 2 (рис. 7.38) приводится во вращение клиноременной передачей с частотой вращения 1520 мин^{-1} . Он подает из резервуара 1 жидкость в гидрораспределитель 6. От его первой секции жидкость поступает к гидроцилиндрам 7 подъема и опускания жатки. Фиксация последней в определенном положении возможна с помощью крана 8. Вторая секция распределителя управляет потоком жидкости гидроцилиндра вариатора моточивала. От третьей и четвертой секций жидкость направляется к гидроцилиндрам управления положением моточивала. Пятая секция управляет жидкостью, поступающей в гидроцилиндр включения молотилки. Шестая секция служит для обратного вращения механизмов наклонной камеры дополнительных гидро-

цилиндров, а седьмая — для управления цилиндром включения привода выгрузных шнеков.

В гидроцилиндрах установлены дроссельные шайбы, что обеспечивает плавность хода штоков.

На рисунке 7.39 показана схема управления самоходными машинами, в том числе и зерноуборочными комбайнами. Ротор насоса-дозатора 1 соединен с рулевым колесом. Распределитель состоит из корпуса, двух крышек 3, золотника 5 и центрирующей пружины 4. При вращении рулевого колеса, например, вправо происходит следующее. Ротор совершает планетарное движение на неподвижной направляющей, с которой зацепляются ролики, и перекачивает жидкость из левой торцевой полости 2 распределителя в его правую полость 6. За счет силы, действующей на торцевую поверхность золотника, преодолевается действие центрирующей пружины 4 и золотник смещается влево. В этом случае правая торцевая полость распределителя соединяется с бесштоковой полостью 7 гидроцилиндра, а штоковая полость 8 сообщается со сливной магистралью.

Жидкость от насоса НН-10 поступает через левую торцевую полость 2 распределителя в насос-дозатор и далее перекачивается в правую полость распределителя и бесштоковую полость гидроцилиндра, т. е. совершается поворот колеса. Когда поворот рулевого колеса завершен и оно останавливается, давление в правой полости распределителя снижается и пружина возвращает золотник в нейтральное положение, запирая своими буртиками проход жидкости к гидроцилиндру. Поворот колес прекращается. При левом повороте происходит движение жидкости в обратном порядке.

При неработающем двигателе насос-дозатор выполняет роль ручного насоса, который перекачивает жидкость из одной полости гидроцилиндра в другую. Угол поворота управляемых колес зависит от количества жидкости, подаваемой в рабочие полости гидроцилиндра насосом-дозатором.

Объемные гидротрансмиссии. Такие устройства применяют на самоходных уборочных машинах (комбайнах "Дон-1500", "Дон-1200", корнеклубнеуборочных машинах КСК-4 и КС-6, корнеуборочных комбайнах КСК-100, кукурузоуборочных и др.).

По сравнению с клиноременным вариатором объемный гидропривод имеет ряд существенных преимуществ: обеспечение более широкого диапазона бесступенчатого регулирования скорости комбайна (включая его реверсирование); разнообразие компоновки; высокие надежность и долговечность; возможность передачи большей мощности и т. д. Несмотря на широкое применение объемного гидропривода в трансмиссиях самоходных комбайнов, трансмиссии с клиноременными вариаторами не будут полностью вытеснены. На комбайнах, рассчитанных на малую пропускную способность молотильного аппарата и отличающихся сравнительно небольшой массой и мощностью двигателя, а следовательно, и невысокой нагруженностью привода

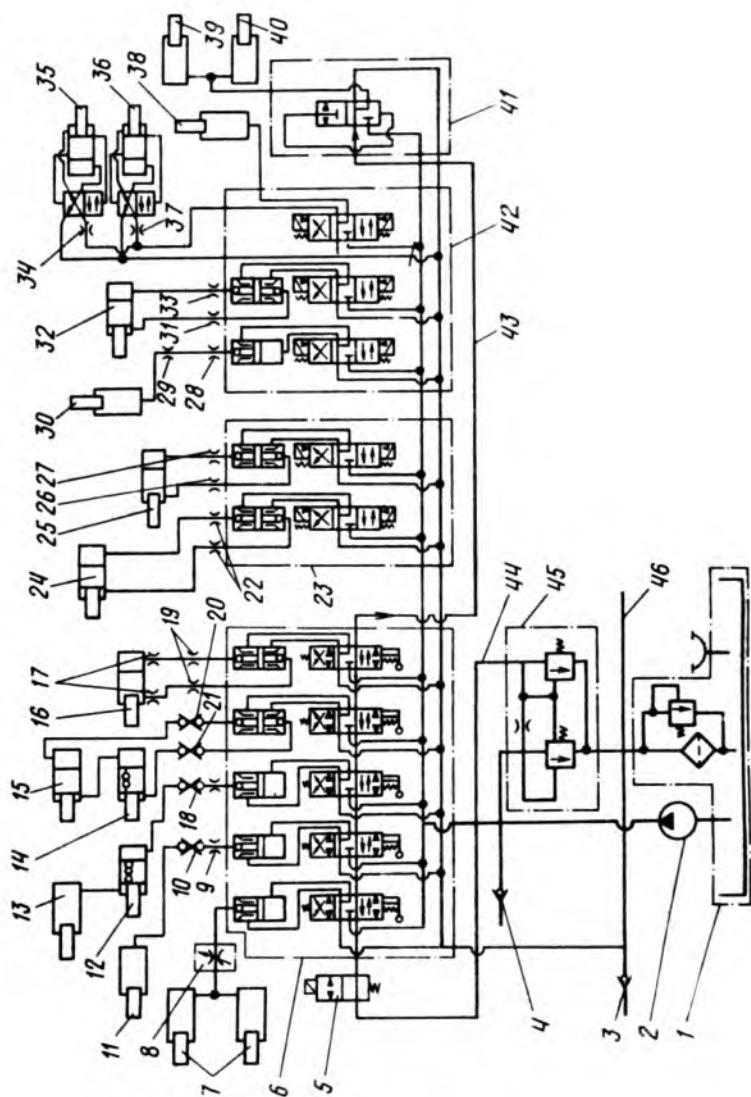


Рис. 7.38. Принципиальная схема основной гидросистемы комбайна "Дон-1500":

1 – резервуар; 2 – насос; 3 и 4 – наружные полумуфты; 5 – гидроклапан с электромагнитным управлением; 6 – гидрораспределитель с ручным управлением; 7 – гидроцилиндры подъема и опускания жатки; 8 – дросселирующий регулируемый кран; 9, 17, 19, 22, 26...29, 31, 33, 34 и 37 – дроссели; 10, 18, 20 и 21 – муфты; 11 – гидроцилиндр вариатора мотовила; 12 и 13 – левый и правый гидроцилиндры вертикального перемещения мотовила; 14 и 15 – левый и правый гидроцилиндры горизонтального перемещения мотовила; 16 – гидроцилиндр механизма включения молотилки; 23 – двухсекционный гидрораспределитель с электромагнитным управлением; 24 – гидроцилиндр прокрутки наклонной камеры; 25 – гидроцилиндр привода выгрузных шнеков; 30 – гидроцилиндр вариатора молотильного барабана; 32 – гидроцилиндр поворота наклонного выгрузного шнека; 35 и 36 – гидродвигатели для извлечения стенки бункера; 38 – гидроцилиндр открытия копнителя; 39 и 40 – гидроцилиндры закрытия копнителя; 41 – распределитель закрытия копнителя; 42 – трехсекционный гидрораспределитель с электромагнитным управлением; 43 и 44 – трубопроводы канала управления; 45 – предохранительно-переливной клапан основной гидросистемы; 46 – трубопровод канала соединения с системой рулевого управления

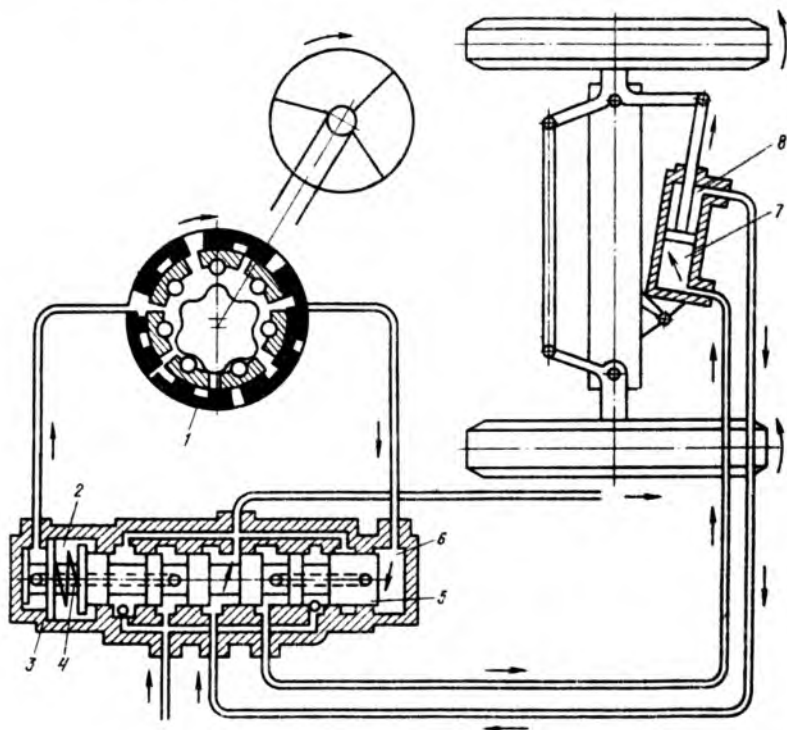


Рис. 7.39. Схема управления самоходными машинами:

1 – насос-дозатор; 2 и 6 – полости распределителя; 3 – крышка; 4 – пружина; 5 – золотник; 7 и 8 – полости гидроцилиндра

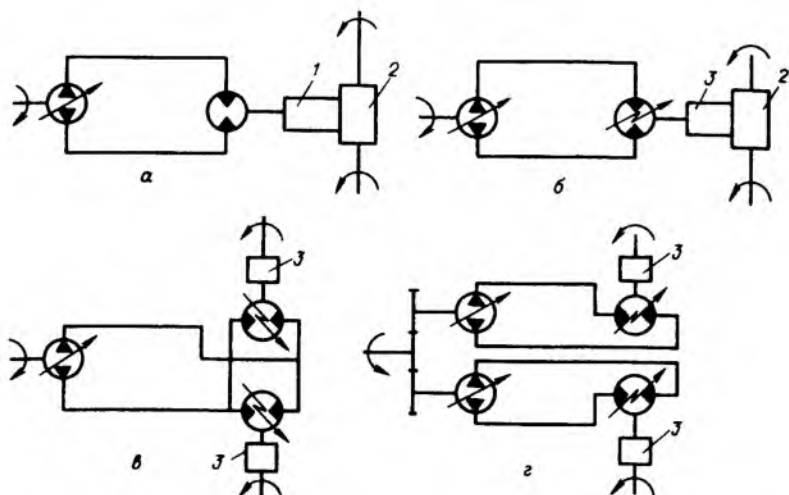


Рис. 7.40. Схемы гидротрансмиссий самоходных машин:

а и *б* – двухмашинные; *в* – трехмашинная; *г* – четырехмашинная; 1 – коробка передач; 2 – дифференциал; 3 – редукторы

ходовой части, устанавливают в основном клиноременные вариаторы как более простые и дешевые по сравнению с объемным гидроприводом.

Объемные гидротрансмиссии (рис. 7.40) могут быть двухмашинными с нерегулируемым гидромотором и регулируемым насосом, двухмашинными с регулируемым насосом и гидромотором, трех- и четырехмашинными.

Схемы трансмиссии, ее силовые, скоростные, технико-экономические показатели надо выбирать дифференцированно в зависимости от назначения комбайна, его конструктивных и эксплуатационных особенностей, области применения и условий работы. На уборочных комбайнах используют трансмиссии двух типов: двухмашинную (рис. 7.41) и трехмашинную. Первая состоит из регулируемого насоса и нерегулируемого гидромотора, установленного на входе в коробку передач. Вторая включает регулируемый насос и два регулируемых двухдиапазонных гидромотора, размещенных на входе в бортовые редукторы ведущих колес.

Гидропривод ГСТ-90 (ГСТ-112) включает (рис. 7.42) аксиально-плунжерные агрегаты: регулируемый гидронасос в сборе с шестеренным насосом подпитки и гидрораспределителем, нерегулируемый гидромотор в сборе с клапанной коробкой, бак для рабочей жидкости, фильтр тонкой очистки с вакуумметром, трубопроводы и шланги.

Вал гидронасоса вращается в двух роликовых подшипниках. На шлицы вала посажен блок цилиндров, в отверстиях которого пере-

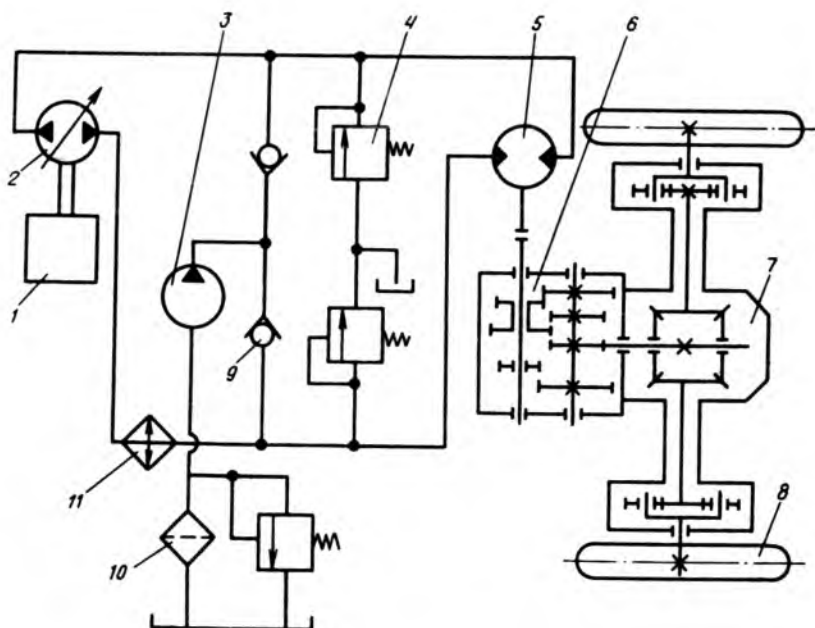


Рис. 7.41. Схема двухмашинной гидротрансмиссии самоходных машин:

1 — двигатель; 2 — регулируемый насос; 3 — насос подпитки; 4 — клапан; 5 — гидромотор; 6 — коробка передач; 7 — задний мост; 8 — ведущее колесо; 9 — обратный клапан; 10 — фильтр; 11 — охладитель

мешаются плунжеры. Каждый плунжер сферическим шарниром соединен с пятой, которая упирается на опору, расположенную в люлке. Последняя соединена с корпусом гидронасоса с помощью двух роликовых подшипников. Угол наклона люлки изменяется под действием усилий одного из двух сервоцилиндров 4, поршни которых соединены с ней посредством тяг.

Внутри сервоцилиндров находятся пружины, воздействующие на поршни и устанавливающие люльку так, чтобы расположенная в ней опора была перпендикулярна к валу. Вместе с блоком цилиндров вращается приставное дно, скользящее по закрепленному на задней крышке распределителю. Отверстия в распределителе и приставном дне периодически соединяют рабочие камеры блока цилиндров с магистралями, связывающими гидронасос с гидромотором.

Сферические шарниры плунжеров и скользящие на опоре пяты смазываются под давлением рабочей жидкостью. Внутренняя полость каждого агрегата заполнена рабочей жидкостью и служит масляной ванной для работающих в ней механизмов. В эту полость поступает жидкость из соединений гидроагрегата.

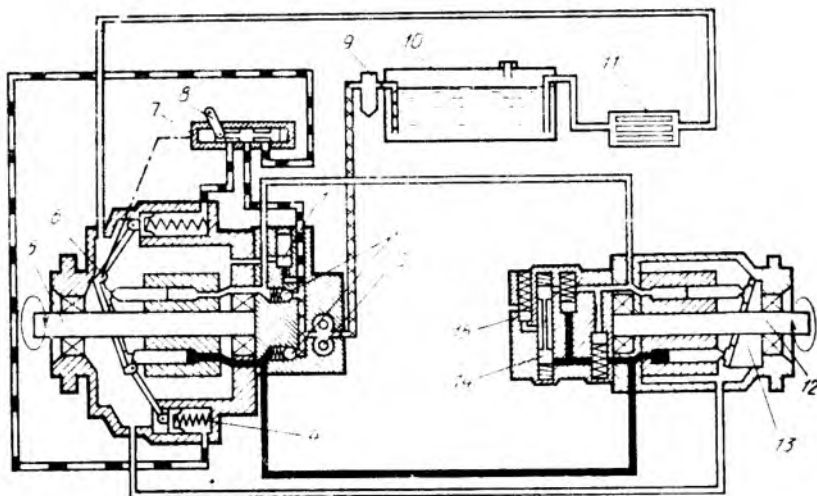


Рис. 7.42. Схема трансмиссии ГСТ-90 (ГСТ-112):

1, 2 и 15 – соответственно предохранительный, обратные и переливной клапаны; 3 – насос подпитки, 4 – сервоцилиндр; 5 – вал насоса, 6 – наклонная шайба; 7 и 14 – золотники; 8 – рычаг управления, 9 – фильтр; 10 – бак; 11 – теплообменник; 12 – вал гидромотора; 13 – гидромотор

К задней торцевой поверхности гидронасоса крепится насос подпитки 3 шестеренного типа, вал которого соединен с валом гидронасоса. Насос всасывает рабочую жидкость из бака 10 и подает ее в гидронасос через один из обратных клапанов 2, в систему управления через гидрораспределитель.

На корпусе насоса расположен предохранительный клапан 1, который открывается при повышении давления, развиваемого насосом.

Гидрораспределитель служит для распределения потока жидкости в системе управления, т. е. для направления ее к одному из двух сервоцилиндров в зависимости от изменения положения рычага или заправки жидкости в сервоцилиндре.

Гидрораспределитель состоит из корпуса, золотника с возвратной пружиной, расположенной в стакане, рычага управления с пружиной кручения, а также рычага и двух тяг, которые связывают золотник с рычагом управления и люлькой.

Устройство гидромотора аналогично устройству насоса. Основные отличия заключаются в следующем. Пяты плунжеров при вращении вала скользят по наклонной шайбе, имеющей постоянный угол наклона, а поэтому люлька и механизм ее поворота с гидрораспределителем отсутствуют. Вместо насоса подпитки в задней торцевой поверхности гидромотора крепится клапанная коробка.

Гидронасос с гидромотором связан двумя трубопроводами (магистралями гидронасос — гидромотор). По одной из магистралей поток рабочей жидкости под высоким давлением движется от гидронасоса к гидромотору, по другой возвращается обратно под низким давлением.

В корпусе клапанной коробки находятся два клапана высокого давления, переливной клапан и золотник.

Клапаны высокого давления предохраняют гидропривод от перегрузок, перепуская рабочую жидкость из магистрали высокого давления в магистраль низкого давления. Так как каждая из магистралей в процессе работы может быть магистралью высокого давления, то и клапаны высокого давления тоже два. Переливной клапан 15 должен выпускать излишки рабочей жидкости из магистрали низкого давления, куда она постоянно подается насосом подпитки.

Золотник 14 в клапанной коробке подключает переливной клапан к магистрали гидронасос — гидромотор, в которой давление будет меньше.

При срабатывании клапанов системы подпитки (предохранительного и переливного) вытекающая рабочая жидкость попадает во внутреннюю полость агрегатов, где, смешавшись с подтекающей жидкостью, по дренажным трубопроводам поступает в теплообменник 11 и далее в бак. Благодаря дренажному устройству рабочая жидкость отводит тепло от трущихся деталей гидроагрегатов. Специальное торцевое уплотнение вала предотвращает вытекание рабочей жидкости из внутренней полости агрегата.

Бак служит резервуаром для рабочей жидкости. Он снабжен внутри перегородкой, разделяющей его на сливную и всасывающую полости, и указателем уровня.

Фильтр тонкой очистки с вакуумметром задерживает посторонние частицы. Фильтрующий элемент выполнен из нетканого материала. О степени загрязненности фильтра судят по показаниям вакуумметра.

Дизель вращает вал гидронасоса, а следовательно, связанные с ним блок цилиндров и вал насоса подпитки. Насос подпитки всасывает рабочую жидкость из бака через фильтр и подает ее в гидронасос. Система подпитки включает насос подпитки 3, обратные, предохранительный и переливной клапаны.

Система подпитки служит для снабжения рабочей жидкостью системы управления, обеспечения минимального давления в магистралях гидронасос — гидромотор, компенсации утечки в гидронасосе и гидромоторе, постоянного перемешивания рабочей жидкости, циркулирующей в гидронасосе и гидромоторе, с жидкостью в баке, отвода от деталей тепло.

При отсутствии давления в сервоцилиндрах пружины, расположенные в них, устанавливают люльку так, чтобы плоскость находящейся в ней опоры (шайбы) была перпендикулярна к оси вала. В этом случае при вращении блока цилиндров пяты плунжеров будут скользить по опоре, не вызывая осевого перемещения плунжеров, и гидронасос не будет посылать рабочую жидкость в гидромотор.

От регулируемого гидронасоса в процессе работы можно получить различный объем жидкости, подаваемый за один оборот (подачу).

Для изменения подачи гидронасоса необходимо повернуть рычаг гидрораспределителя, который кинематически связан с люлькой и золотником. Последний, переместившись, направит рабочую жидкость, поступающую от насоса подпитки, в систему управления, в один из сервоцилиндров, а второй сервоцилиндр соединит с полостью слива. Оказавшийся под действием давления рабочей жидкости поршень первого сервоцилиндра начнет движение, поворачивая люльку, перемещая поршень во втором сервоцилиндре и сжимая пружину. Люлька, поворачиваясь в положение, заданное рычагом гидрораспределителя, будет перемещать золотник, пока не возвратит его в нейтральное положение (при этом положении выход рабочей жидкости из сервоцилиндров закрыт поясками золотника).

При вращении блока цилиндров пяты, скользя по наклонной опоре, вызовут перемещение плунжеров в осевом направлении и вследствие этого изменится объем камер, образованных отверстиями в блоке цилиндров и плунжерами. Причем половина камер будет увеличивать свой объем, а другая – уменьшать. Благодаря отверстиям в приставном дне и распределителе эти камеры поочередно соединяются с магистралями гидронасос – гидромотор.

В камере, увеличивающей свой объем, рабочая жидкость поступает в магистрали низкого давления, куда подается насосом подпитки через один из обратных клапанов. Посредством вращения блоков цилиндров рабочая жидкость, находящаяся в камерах, переносится к другой магистрали и вытесняется в нее плунжерами, создавая высокое давление. По этой магистрали жидкость попадает в рабочие камеры гидромотора, где ее давление передается на торцевые поверхности плунжеров, вызывая их перемещение в осевом направлении, и благодаря взаимодействию пят плунжеров с наклонной шайбой заставляет блок цилиндров вращаться. Пройдя рабочие камеры гидромотора, рабочая жидкость поступит в магистраль низкого давления, по которой часть ее возвратится к гидронасосу, а излишки через золотник и переливной клапан вытекут во внутреннюю полость гидроцилиндра. При перегрузке гидропривода высокое давление в магистрали гидронасос – гидромотор может возрастать до тех пор, пока не откроется клапан высокого давления, который перепустит рабочую жидкость из магистрали высокого давления в магистраль низкого давления, минуя гидромотор.

Объемный гидропривод ГСТ-90 позволяет бесступенчато изменять передаточное отношение: на каждый оборот вала гидромотор потребляет 89 см^3 рабочей жидкости (без учета утечек). Такое количество рабочей жидкости гидронасос может выдать за один или несколько оборотов своего приводного вала в зависимости от угла наклона его люльки. Следовательно, меняя подачу гидронасоса, можно уменьшить или увеличить скорость движения машины.

Для изменения направления движения машины достаточно наклонить люльку в противоположную сторону. Реверсивный гидронасос при том же вращении его вала изменит направление потока рабочей жидкости в магистральных гидронасос – гидромотор на обратное (т. е. магистраль низкого давления станет магистралью высокого давления, а магистраль высокого давления – магистралью низкого давления). Следовательно, для изменения направления движения машины необходимо рычаг гидрораспределителя повернуть в противоположную сторону (от нейтрального положения). Если же снять усилие с рычага гидрораспределителя, то люлька под действием пружин возвратится в нейтральное положение, при котором плоскость находящейся в ней опоры станет перпендикулярной к оси вала. Плунжеры не будут перемещаться в осевом направлении. Подача рабочей жидкости прекратится. Самоходная машина остановится. В магистральных гидронасос – гидромотор давление станет одинаковым.

Золотник в клапанной коробке под действием центрирующих пружин займет нейтральное положение, при котором переливной клапан не будет подключен ни к одной из магистралей. Вся жидкость, подаваемая насосом подпитки, будет стекать во внутреннюю полость гидронасосов через предохранительный клапан. При равномерном движении самоходной машины в гидронасосе и гидромоторе необходимо только компенсировать утечки, поэтому значительная часть рабочей жидкости, подаваемой насосом подпитки, окажется лишней и ее надо будет выпускать через клапаны. Чтобы излишки этой жидкости использовать для отвода тепла, через клапаны выпускают нагретую, прошедшую гидромотор жидкость, а из бака – охлажденную жидкость. С этой целью переливной клапан системы подпитки, расположенный в клапанной коробке на гидромоторе, настроен на несколько меньшее давление, чем предохранительный клапан на корпусе насоса подпитки. Благодаря этому при превышении давления в системе подпитки откроется переливной клапан и выпустит нагретую жидкость, вышедшую из гидромотора. Далее жидкость из клапана попадает во внутреннюю полость агрегата, откуда по дренажным трубопроводам через теплообменник направляется в бак.

Для энергетической оценки гидротрансмиссии предложено понятие ее условной потенциальной мощности, т. е. мощности, развиваемой при принятой частоте вращения вала насоса и максимальном перепаде давлений. Установлено, что условная потенциальная мощность гидротрансмиссии должна быть равна или больше мощности двигателя. Это необходимо для того, чтобы при чрезмерном увеличении касательной силы тяги было обеспечено заглушение двигателя и предотвращение длительной работы гидротрансмиссии с включенным предохранительным клапаном, который должен действовать лишь при кратковременных пиковых нагрузках. Такое соотношение мощностей гидротрансмиссии и двигателя – определяющее условие для температурного режима и стабильности состояния рабочей жидкости. Максимальная

(т. е. при максимально допустимой частоте вращения вала насоса) потенциальная мощность гидротрансмиссии должна быть в 4 раза больше мощности двигателя.

В результате недостаточной мощности гидротрансмиссий при работе зерноуборочных комбайнов наблюдаются существенное снижение скорости движения, а иногда и полная остановка комбайнов, недопустимый перегрев рабочей жидкости, неудовлетворительная динамика трогания и разгона машины и другие отрицательные явления.

В основных гидротрансмиссиях самоходных машин для изменения скорости движения используют насос переменного рабочего объема, получающий вращение от ДВС. Исполнительный контур гидротрансмиссии комбайнов в общем виде включает в себя гидравлическую (гидромоторы) и механическую (главную передачу, дифференциал, коробку передач, бортовые редукторы) части. Передаточное число исполнительного контура регулируется гидравлическим (изменением рабочего объема гидромотора) или механическим (включением в работу различных зубчатых шестерен) способом.

При гидравлическом способе применяют ступенчатое и бесступенчатое регулирование рабочего объема гидромоторов. Благодаря ступенчатому регулированию можно упростить конструкцию и снизить массу гидромотора по сравнению с бесступенчатым. При этом используют составные гидромоторы путем подсоединения их различного числа в работу и при переключении гидромоторов с параллельной на последовательную схему соединения.

При механическом способе регулирования обычно вводят коробку передач. Схема с изменением передаточного числа бортовых редукторов не получила широкого распространения из-за сложности их конструкции.

При нерегулируемом исполнительном контуре его можно рассматривать как частный случай общих способов, при котором число ступеней регулирования равно единице. Для каждого способа может применяться или один гидромотор, что вынуждает устанавливать механический дифференциал, или два гидромотора, встраиваемых в колеса.

На самоходных сельскохозяйственных машинах используют трех- и четырехмашинные схемы.

Гидротрансмиссию, выполненную по трехмашинной схеме (рис. 7.43) с двухдиапазонными тяговыми гидромоторами, применяют на колесных машинах всех модификаций. При размещении тяговых гидромоторов непосредственно в бортовых редукторах ведущих колес или звездочек упраздняются почти все механические устройства ведущих мостов.

На комбайнах с трехмашинной трансмиссией отсутствуют механические узлы, масса которых примерно в 3 раза больше массы деталей, снимаемых при установке двухмашинной трансмиссии. Кроме

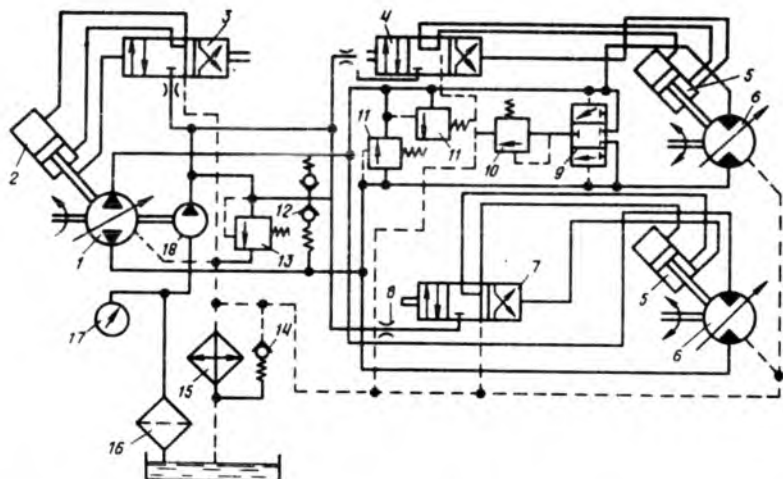


Рис. 7.43. Схема трехмашинной гидротрансмиссии зерноуборочного комбайна Е-516:

1 – регулируемый насос; 2 и 5 – гидроцилиндры; 3 – золотник-реверс; 4, 7 и 9 – распределители; 6 – гидромоторы; 8 – дроссель; 10, 11 и 13 – предохранительные клапаны; 12 – блок обратных клапанов; 14 – обратный клапан; 15 – охладитель; 16 – фильтр; 17 – вакуумметр; 18 – насос подпитки

того, благодаря снижению скоростного режима гидромоторов и сокращению числа механических передач несколько повышается КПД.

Регулируемый аксиально-поршневой насос 1 приводится во вращение от двигателя. Установленный на одном валу с основным насосом насос подпитки подает жидкость через блок 12 обратных клапанов в магистраль низкого давления. Насос 1 направляет жидкость к регулируемым гидромоторам 6, которые установлены непосредственно на ведущих колесах. Скорость регулируется изменением рабочих объемов гидромашин с помощью гидроцилиндров 2 и 5 и распределителей 7 и 9. При использовании трехмашинной схемы отсутствуют коробка передач, задний мост и дифференциал. Значительно повышается надежность ходовой схемы.

Контрольные задания

1. Определить необходимый диаметр рукава высокого давления, если производительность $Q_n = 10 \text{ м}^3/\text{ч}$.
2. Определить минимальный рабочий объем гидромашин для обеспечения на выходном валу момента $M = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и угловой скорости $\omega = 20 \text{ с}^{-1}$ при рабочем давлении 15 МПа.
3. Какую силу вдоль штока диаметром $d = 40 \text{ мм}$ может создать гидравлический поршень диаметром $D = 200 \text{ мм}$ при избыточном давлении в подштоковой полости 5 МПа и в штоковой полости 0,5 МПа? Сила трения составляет 10 % полного усилия.

4. Определить диаметр плунжеров насоса тройного действия опрыскивателя производительностью $Q = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$ при отношении хода плунжера к диаметру $h/D = 1,2$ и частоте вращения $n = 100 \text{ мин}^{-1}$. Объемный КПД $\eta_v = 0,8$

5. Определить максимальную частоту вращения вала фрезы, если она приводится во вращение гидромотором с рабочим объемом $q_0 = 125 \text{ см}^3$ от насоса НШ-50-3 с частотой вращения $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $\eta_0 = 0,95$, $\eta_m = 0,9$.

6. Определить максимальное усилие на штоке гидроцилиндра ЦС-100, если предохранительный клапан системы отрегулирован на давление 16 МПа.

7. Определить необходимую частоту вращения вала двигателя для обеспечения насосом НШ-50 подачи жидкости $Q = 60 \text{ л/мин}$.

8. С какой скоростью перемещается шток гидроцилиндра Ц-75 при подаче рабочей жидкости в подштоковую полость от насоса НШ-10 ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$, объемный КПД насоса 0,9)?

ЛИТЕРАТУРА

•

Васильев Б. А., Грецев Н. А. Гидравлические машины. — М.: Агропромиздат, 1988.

Гавриленко Б. А., Семичастнов Н. Ф. Гидродинамические передачи. — М.: Машиностроение, 1980.

Исаев А. П. и др. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов. — М.: Агропромиздат, 1990.

Калинушкин М. П. Насосы и вентиляторы. — М.: Высшая школа, 1987.

Ловкис З. В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет. — М.: Агропромиздат, 1990.

Мельников С. В. Технологическое оборудование животноводческих ферм и комплексов. — Л.: Агропромиздат, 1985.

Палишкин Н. А. Гидравлика и сельскохозяйственное водоснабжение. — М.: Агропромиздат, 1990.

Сельскохозяйственная мелиорация / Под ред. Б. С. Маслова — М.: Колос, 1984.

Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. — М.: Энергоатомиздат, 1984.

Штеренлихт Д. В. Гидравлика. — М.: Энергоатомиздат, 1984.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
I. Гидравлика	5
1. Общие сведения о жидкостях, их физические свойства и характеристики	5
1.1. Плотность	5
1.2. Вязкость	8
1.3. Газовоздушные составляющие	12
1.4. Кавитация	13
1.5. Деформация	14
1.6. Загрязнение	17
2. Гидростатика	19
2.1. Силы, действующие в жидкости, и ее напряженное состояние. Гидростатическое давление и его свойства	20
2.2. Основное уравнение гидростатики. Поверхности равного давления	23
2.3. Абсолютное и избыточное давления. Приборы для измерения давления	28
2.4. Сила гидростатического давления на плоские фигуры. Эпюры давления	34
2.5. Сила гидростатического давления на произвольную криволинейную поверхность. Закон Архимеда	39
2.6. Относительный покой жидкости	42
3. Гидродинамика	45
3.1. Методы механики	45
3.2. Определения и параметры потока жидкости. Установившееся и неустановившееся движение	47
3.3. Напорное и безнапорное движение. Расход и средняя скорость потока. Уравнение неразрывности	49
3.4. Режимы движения жидкости	52
3.5. Уравнение Бернулли, его геометрическая и энергетическая интерпретации	53
3.6. Основное уравнение равномерного движения жидкости	60
3.7. Потери напора. Гидравлические сопротивления	61
3.8. Примеры применения уравнения Бернулли в технике	71
3.9. Гидравлический расчет трубопроводов. Параллельное и последовательное соединения труб. Сложные трубопроводы	74
3.10. Гидравлический удар	86
3.11. Движение жидкости в открытых руслах	87
3.12. Истечение жидкости через отверстия и насадки	88
II. Гидравлические машины	93
4. Динамические насосы и вентиляторы	93
4.1. Центробежные насосы	93
4.2. Основное уравнение центробежных насосов	96
4.3. Работа насоса на сеть	103

4.4. Осевые и вихревые насосы	106
4.5. Водоподъемники	107
4.6. Вентиляторы	111
5. Объемные гидромашины	113
5.1. Поршневые насосы и шестеренные гидромашины	115
5.2. Роторно-пластинчатые насосы и моторы	120
5.3. Поршневые гидромашины	122
5.4. Планетарные (героторные) гидромашины	133
5.5. Винтовые гидромашины и гидродвигатели	137
5.6. Гидроаккумуляторы	146
5.7. Испытание гидромашин	149
III. Гидротеречи и гидроприводы сельскохозяйственных машин	160
6. Динамический гидропривод и гидротеречи	160
6.1. Гидромурты	160
6.2. Гидротрансформаторы	165
6.3. Моделирование гидродинамических передач и пересчет их характеристик	169
6.4. Совместная работа гидромурт с двигателями и потребителями энергии	170
6.5. Совместная работа гидротрансформаторов с двигателями и потребителями энергии	173
6.6. Гидромеханические передачи	174
7. Объемный гидропривод	175
7.1. Гидроприводы с дроссельным регулированием	176
7.2. Гидроприводы с объемным регулированием	179
7.3. Гидравлические клапаны	181
7.4. Дроссели, регуляторы и делители потока	187
7.5. Гидравлические распределители	191
7.6. Регуляторы систем автоматического управления	198
7.7. Гидравлические усилители мощности и датчики обратной связи	204
7.8. Резервуары, охладители и фильтры	206
7.9. Трубопроводы, рукава высокого давления, уплотнения	217
7.10. Расчет гидропривода	226
7.11. Гидросистемы управления и регулирования	235
7.12. Типовые схемы объемных гидроприводов и гидротрансмиссий	242

Учебное издание

**Ловкис Зенон Валентинович,
Бердышев Виктор Егорович,
Костюченко Эдуард Валерьянович,
Дейнега Виктор Васильевич**

ГИДРАВЛИКА И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Учебное пособие для вузов

Художественный редактор *Н. А. Никонова*
Технический редактор *Г. Г. Хацкевич*
Корректор *В. Н. Маркина*

ИБ № 8210

Лицензия № 010159 от 04.01.92 г.

Сдано в набор 05.10.94. Подписано в печать 11.01.95. Формат 60 × 88¹/₁₆. Бумага офсетная № 1. Гарнитура Пресс-Роман. Печать офсетная. Усл. печ. л. 18,62. Усл. кр.-отт. 18,74. Уч.-изд. л. 19,50. Изд. № 112. Тираж 2100 экз. Заказ 204 "С" № 018.

Ордена Трудового Красного Знамени
издательство "Колос", 107807, ГСП-6,
Москва, Б-78, ул. Садовая-Спасская, 18.

Московская типография № 9 Комитета
по печати РФ. 109033, Москва, Волочаев-
ская, 40.