Гидравлическим КПД можно пренебречь или принимать его равным $\eta_г = 0{,}99$, а объемные потери в распределительной аппаратуре в пределах $\eta_{об.апп} = 0{,}97...0{,}98$.

Если схема трансмиссии построена по индивидуально-блочному принципу, указанные значения КПД для всех составляющих при широком диапазоне регулирования будут сохраняться и можно рассчитывать на общий КПД трансмиссии, который будет иметь значения

$$\eta_{тр} = 0{,}75...0{,}85.$$

7. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБЪЕМНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ ТЯЖЕЛЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН И АВТОПОЕЗДОВ

Проектирование объемной гидравлической передачи, всегда привязано к той машине, для которой передача проектируется. Поэтому прежде чем приступить к проектированию, конструктор должен иметь исходные данные для проектирования. К числу таких данных относятся весовые, тяговые и скоростные параметры машины, для которой создается передача, а также компоновочные соображения по расположению основных агрегатов передачи.

Имея эти данные, конструктор может выбрать тип и схему передачи и приступить к ее предварительному расчету.

В результате предварительного расчета определяются геометрические, скоростные и силовые параметры гидростатических машин, а также передаточные числа зубчатых механизмов, входящих в передачу. По геометрическим, силовым и скоростным параметрам подбираются гидростатические машины (насосы и гидромоторы) из числа изготавливаемых промышленностью или проектируются специальные машины для данной передачи. Далее проводится предварительный расчет системы подпитки и охлаждения и силовых элементов системы управления, обслуживающей силовую передачу. В результате расчета определяются предварительные ха-

рактеристики подпиточного насоса, площади проходных сечений сеток фильтров, клапанов, охладителей, трубопроводов и т. д. После этого производится общая компоновка силовой передачи, а также рассчитывается и конструируется система управления трансмиссией.

Дальнейшим этапом проектирования является проверочный расчет передачи. В результате проверочного расчета окончательно уточняются скоростные, тяговые и энергетические параметры передачи и строится тягово-экономическая характеристика машины. Проверочный расчет может касаться также отдельных частных вопросов движения машины, например, вопросов ее поворота, разгона, торможения и т. д.

Для определения основных параметров объемной гидравлической трансмиссии должны быть заданы, приняты или получены иным путем:

G – вес машины с полной нагрузкой, кг;

$G_{сц}$ – сцепной вес, кг;

$v_{макс}$ – максимальная скорость движения, км/ч;

$\varphi_{макс}$ – максимальный коэффициент сцепления;

$\Psi_{мин}$ – расчетный коэффициент сопротивления движению при $v_{макс}$;

η – КПД элементов силовой передачи и характер его протекания в зависимости от частоты вращения и производительности;

$R_к$ – радиус качения ведущих колес, м.

Кроме того, должно быть известно назначение машины и условия, в которых она будет эксплуатироваться.

Все указанные исходные данные, кроме веса машины с полной нагрузкой, могут быть назначены конструктором, исходя из назначения машины и тех требований, которые к ней предъявляются. Вес машины с полной нагрузкой необходимо вначале определить. Исходными данными для этого обычно являются вес и габариты перевозимого груза, а также условия его транспортировки (допустимые перегрузки).

Рассмотрим методику определения весовых характеристик колесных машин и автопоездов.

Большое разнообразие компоновочных схем самоходных машин и автопоездов, наличие различных типов силовых установок, силовых передач (трансмиссий) и систем амортизации, а также материалов конструкции, которые могут быть применены для создания машин различного назначения, оказывают существенное влияние на весовые и экономические показатели машины. Снижение собственного веса машины при одновременном увеличении ее полезной нагрузки особенно важно для тяжелых большегрузных машин и автопоездов. Поэтому очень важно еще на этапе эскизного проектирования машины с заданными характеристиками проходимости, грузоподъемности и диапазоном регулирования скорости движения и тягового усилия определить ее весовые показатели.

Накопленный статистический материал и опыт проектирования автотранспорта позволяют дать обобщенные эмпирические зависимости для определения весовых показателей вновь проектируемой машины.

Эти показатели могут быть получены на основе анализа уравнения веса с использованием удельных параметров различных узлов и механизмов машины.

В общем случае вес любой колесной машины может быть представлен как сумма весов ее основных составляющих

$$G = G_{\text{р}} + G_{\text{дв}} + G_{\text{тр}} + G_{\text{т}} + G_{\text{к}} + G_{\text{а}} + G_{\text{доп}} + G_{\text{п}}, \quad (7.1)$$

где G – полный вес машины;

$G_{\text{р}}$ – вес рамы (включая кабину, кузов, несиловые элементы);

$G_{\text{дв}}$ – вес приводного двигателя с обслуживающими его системами;

$G_{\text{тр}}$ – вес силовой передачи (трансмиссии);

$G_{\text{т}}$ – вес топлива и баков;

$G_к$ – вес колесного хода (включая и подшипниковые узлы колес);

$G_а$ – вес системы подрессоривания (амортизации);

$G_{доп}$ – вес дополнительного оборудования и неучтенных элементов;

$G_п$ – вес перевозимого груза (для специальных машин с дополнительными механизмами, узлами и системами, необходимыми для выполнения определенных операций с грузом; вес этих механизмов, узлов и систем включен в вес полезной нагрузки).

Разделив левую и правую части уравнения (7.1) на полный вес машины G, получим то же уравнение в относительных величинах

$$1 = \xi_р + \xi_{дв} + \xi_{тр} + \xi_т + \xi_к + \xi_а + \xi_{доп} + \xi_п . \qquad (7.2)$$

Для определения относительного веса рамы $\xi_р = G_р / G$ можно пользоваться формулой, полученной при условии, что рама машины представляет собой балку прямоугольного сечения, свободно опертую на две опоры, расстояние между которыми равно базе машины, и нагруженную равномерно распределенной нагрузкой от полного веса машины, т. е.

$$\xi_р = \frac{G_р}{G} = 0{,}75\, K_1 \frac{L^2 \gamma}{h[\delta]}, \qquad (7.3)$$

где K_1 – коэффициент перегрузки, принимаемый по условиям движения или определяемый по допустимый перегрузке перевозимого груза (обычно задается в качестве исходных данных);

L – база машины, см (определяется габаритами перевозимого груза и компоновкой его на машине);

h – высота рамы, см (выбирается конструктором, а для ориентировочных расчетов может быть принята в пределах $h = (0{,}03...0{,}6)L$;

γ – удельный вес материала, кг/см^3 (назначается конструктором);

$[\delta]$ – допускаемые напряжения для выбранного материала, кг/см^2.

Для машин с общепринятой компоновкой, не имеющих кузова (колесные седельные тягачи и т. п.) и выполненных из стали, относительный вес рамы с учетом кабины колеблется в пределах

$$\xi_{\text{р}} = 0{,}07...0{,}10.$$

Для машин с открытым грузовым кузовом (машин общего назначения, самосвалов и т. п.) относительный вес рамы с учетом кузова в 1,6…4 раз больше, чем подсчитанный по выражению (7.3).

Как видно из выражения (7.3), относительный вес рамы зависит в основном от длины базы машины, материала рамы и принятого для расчета коэффициента перегрузки.

База машины, которая зависит от габаритов перевозимого груза (длины груза) и количества колес машины, определяется общей компоновкой машины и может быть назначена по эскизному компоновочному чертежу.

Для уменьшения веса рамы в качестве конструкционного материала можно использовать алюминиевые сплавы, что позволили снизить вес рамы в 1,5…2,0 раза.

Относительный вес силовой установки (двигателя) $\xi_{\text{дв}} = G_{\text{дв}}/G$ может быть получен из выражения для удельного веса двигателя

$$G_{\text{уд.дв}} = G_{\text{дв}}/N_{\text{дв}}\text{, кг/л.с.,}$$

заменив в нем $N_{\text{дв}}$ через параметры движения машины, будем иметь

$$N_{\text{дв}} = \frac{G\Psi_{\text{мин}}v_{\text{макс}}}{270\eta_{\text{тр}}}.$$

Тогда после несложных преобразований получим

$$\xi_{\text{дв}} = K_2\frac{G_{\text{уд.дв}}\Psi_{\text{мин}}v_{\text{макс}}}{270\eta_{\text{тр}}}, \qquad (7.4)$$

где K_2 – коэффициент, учитывающий вес узлов крепления и систем, обслуживающих силовую установку, может приниматься в пределах $K_2 = 1{,}2...1{,}5$;

$G_{\text{уд.дв}}$ – удельный вес двигателя в кг/л.с. принимаем в пределах:

а) для газотурбинных двигателей с теплообменником

$$G_{\text{уд.дв}} = 1{,}1...2{,}0 \text{ кг/л.с.};$$

б) для газотурбинных двигателей без теплообменника (двигатели большой мощности)

$$G_{\text{уд.дв}} = 0{,}3...0{,}8 \text{ кг/л.с.};$$

в) для карбюраторных двигателей

$$G_{\text{уд.дв}} = 0{,}8...0{,}25 \text{ кг/л.с.};$$

г) для дизельных двигателей

$$G_{\text{уд.дв}} = 2{,}0...4{,}0 \text{ кг/л.с.};$$

$\Psi_{\text{мин}}$ – минимальный коэффициент сопротивления движению назначается конструктором по исходным данным, обычно $\Psi_{\text{мин}} = 0{,}04...0{,}06$;

$v_{\text{макс}}$ – максимальная (расчетная) скорость движения машины, км/ч;

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии можно принимать в пределах:

а) для механических трансмиссий

$$\eta_{\text{тр}} = 0{,}9...0{,}6;$$

бо́льшие значения относятся к трансмиссиям с одной ведущей осью, а меньшие – для многоосных машин со всеми ведущими колесами;

б) для электрических трансмиссий

$$\eta_{\text{тр}} = 0{,}7...0{,}8;$$

в) для объемных гидравлических трансмиссий

$$\eta_{тр} = 0{,}75...0{,}85.$$

Относительный вес силовой передачи (трансмиссии) $\xi_{тр} = G_{тр}/G$ может быть определен по выражению, аналогичному выражению (7.4)

$$\xi_{тр} = K_3 \frac{G_{уд.тр} \Psi_{мин} v_{макс}}{270 \eta_{тр}}, \qquad (7.5)$$

где K_3 – коэффициент, учитывающий вес двигателя крепления и вспомогательного оборудования силовой передачи, может приниматься в пределах $K_3 = 1{,}1...1{,}3$;

$G_{уд.тр}$ – удельный вес трансмиссии в кг/л.с. зависит от типа трансмиссии диапазона регулирования и других факторов. Для ориентировочных расчетов принимаем:

а) для механических трансмиссий в зависимости от количества ведущих осей и скорости движения по графику (рис. 6.1);

б) для электрических трансмиссий постоянного тока

$$G_{уд.тр} = 15...18 \text{ кг/л.с.};$$

в) для электрических трансмиссий переменного тока

$$G_{уд.тр} = 10...12 \text{ кг/л.с.};$$

г) для объемных гидравлических трансмиссий

$$G_{уд.тр} = 4...8 \text{ кг/л.с.}$$

Относительный вес топлива $\xi_т = G_т/G$ может быть подсчитан по выражению

$$\xi_т = K_4 \frac{g_e \Psi_{ср} S}{270 \eta_т}, \qquad (7.6)$$

где K_4 – коэффициент, учитывающий вес топливных баков и арматуры, обычно $K_4 = 1{,}2...1{,}3$;

g_e – удельный расход топлива в кг/с.л.ч и может приниматься в пределах:

а) для газотурбинных двигателей с теплообменником

$$g_e = 0{,}2...0{,}25 \text{ кг/л.с.ч;}$$

б) для газотурбинных двигателей без теплообменника

$$g_e = 0{,}24...0{,}3 \text{ кг/л.с.ч;}$$

в) для карбюраторных двигателей

$$g_e = 0{,}2...0{,}25 \text{ кг/л.с.ч;}$$

г) для дизельных двигателей

$$g_e = 0{,}18...0{,}22 \text{ кг/л.с.ч,}$$

$\Psi_{ср}$ – среднее значение коэффициента сопротивления движению, обычно принимают $\Psi_{ср} = 0{,}8...0{,}12$;

S – запас хода, км.

Для определения относительного веса колес машин $\xi_к = G_к / G$ может быть рекомендована следующая формула

$$\xi_к = K_5 \frac{\xi_ш}{\Psi_к}, \quad (7.7)$$

где K_5 – коэффициент, учитывающий вес подшипниковых узлов, ступиц, рычагов управления поворотом, тормозов и т. п., может приниматься в пределах $K_5 = 1{,}3...2{,}6$;

$\xi_ш$ – относительный вес шины, представляющий собой отношение веса шины к грузоподъемности колеса, колеблется в пределах $\xi_ш = 0{,}04...0{,}045$. Технические характеристики шин приведены в табл. 7.1;

Ψ_K – коэффициент перегрузки, представляющий собой отношение действительной нагрузки на колесо к грузоподъемности шины. Для ориентировочных расчетов можно принимать $\Psi_K = 1{,}0$.

Вес системы амортизации машины зависит от типа подвески, рабочего хода амортизации и конструктивных особенностей. Для машин с общепринятой системой подрессоривания относительный вес ее может быть принят в пределах

$$\xi_{\text{а}} = 0{,}03...0{,}05\,. \quad (7.8)$$

Относительный вес дополнительного оборудования можно принимать в пределах

$$\xi_{\text{доп}} = 0{,}02...0{,}01. \quad (7.9)$$

Определив, таким образом, относительные величины составляющих элементов машины, можно определить относительный вес полезной нагрузки

$$\xi_{\text{п}} = 1 - \xi_{\text{р}} + \xi_{\text{дв}} + \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{т}} + \xi_{\text{к}} + \xi_{\text{а}} + \xi_{\text{доп}} \quad (7.10)$$

и полный вес машины

$$G = G_{\text{п}} / \xi_{\text{п}}\,, \quad (7.11)$$

а также веса всех составляющих $G_{\text{р}} = \xi_{\text{р}} G$ и т. д.

Имея данные о полном весе машины и ее составляющих, можно произвести развеску машины, выбрать размеры колес и тип шины, учитывать общую компоновку машины, после чего приступить к расчету ее силовой передачи.

Прежде чем определять основные параметры трансмиссии необходимо принять схему трансмиссии и способ ее регулирования. Схема трансмиссии определяется назначением машины и ее колесной формулой. В дальнейшем изложении предполагаются схемы трансмиссий, построенные по индивидуально-блочному принципу с использованием всех известных способов регулирова

Таблица 7.1

Технические характеристики шин, выпускаемых отечественными заводами

№ пп	Обозначение	Модель	Тип шины	Рисунок протектора	Числослоев вкамере	Обод	Габаритные размеры, мм				Вес шины, кг	Рекомендуемая нагрузка идавление	
							D	H	$H_н$	$R_{ст}$		нагрузка, кг	внутреннее давление кг/см^2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Для легковых автомобилей													
1	5,20-13	М-61	бескам. и камерная	ПП	4	41	595	136	-	282	7,5	275	1,7
2	5,60-13	М-54	бескамер-ная		4	41	613	138	-	294	-	225	1,4
3	5,60-15	М-45 М-57 М-59	бескам. и камерная	Д	4	4,5К	670	150	-	312	9,5	330	1,7
4	6,40-15	М-50 М-51	камерная	У, ПП	4	4,5К	698	160	-	331	13,5	360	1,7
5	6,70-15	Я-127 И-194	бескам. и камерная	Д	4	5К	718	175	-	335	13,5	480	1,8
6	7,00-15	И-89	камерная	Д	6	6	745	196	-	352	18,7	605	2,5
7	8,20-15	Я-153	бескам.	Д	4	6	760	205	-	335	16	643	1,7
8	8,40-15	Я-192	камерная	ПП	6	6	776	215	-	360	19	750	2,0

Продолжение таблицы 7.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
9	8,90-15	И-177	бескам.	Д	6	6,5	800	232	-	365	20	840	1,9
10	5,00-16	И-29	камерная	Д	4	3,00	670	130	-	312	-	320	2,1
11	6,00-16	И-77	-«-	Д	4	4,00Е	728	160	-	343	14,7	460	2,2
12	6,50-16	Я-13	-«-	ПП	6	4,50Е	758	172	-	357	21	550	2,5
13	6,50-16	Я-101	-«-	ПП	6	4,50Е	765	172	-	362	21	550	2,5
14	7,50-16	Я-14	-«-	Д	6	5,00	793	200	-	375	25	785	2,5
Для грузовых автомобилей													
15	7,50-20	М-7 Я-38	-«-	Д	8	5,005	923	203	215	436	39	100	4,0
16	7,50-20	М-9	-«-	ПП	8	5,00	935	205	220	445	42	1000	4,0
17	7,50-20	Я-44	-«-	У	8	5,00	933	207	215	443	-	1000	4,0
18	200-20	И-138	-«-	У	8	5,00	937	210	220	445	50	1000	4,0
19	200-20	И-124	-«-	У	10	5,00	963	218	230	456	50	1200	5,0
20	9,75-20	Я-42	-«-	ПП	12	6,00Т	996	253	264	467	68	1700	5,0
21	10,00-18	И-110	-«-	У	12	6,00Т	995	260	270	465	-	1700	5,0
22	10,00-18	ИК-7	-«-	У	12	6,00Т	1010	260	272	480	-	1700	5,0
23	10,00-18	ИК-8	-«-	ПП	12	6,00Т	1017	260	272	484	68	1700	5,0
24	8,25-15	И-83	-«-	Д	14	5,00	835	212	225	390	-	2018	7,0
25	8,25-20	М-36	-«-	Д	14	6,00Т	978	228	-	460	-	2400	7,0
26	8,25-20	И-94	-«-	ПП	10	5,00	976	219	292	463	53	1300	4,5
27	9,00-15	Я-92	-«-	Д	14	6,00Т	875	240	250	405	-	2350	6,7

Продолжение таблицы 7.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
28	9,00-20	М-13 М-14 Я-37	камерная	Д	10	6,00Т	1014	250	260	478	-	1550	4,5
29	9,00-20	М-15	-«-	ПП	10	6,00Т	1026	257	268	485	62	1550	4,5
30	260-20	И-125 И-202 И-203	-«-	У	8	6,00Т	1040	260	270	490	62	1550	4,5
31	10,00-20	М-25	-«-	Д	12	7,33	1058	280	290	500	72,5	1800	5,0
32	10,50-20	Я-6 И-30	-«-	Д	12	7,33	1065	268	282	500	-	2050	5,0
33	11,00-20	Я-145	-«-	Д	12	6,00Т	1065	280	290	500	73,5	2050	5,0
34	12,00-20	И-66	-«-	Д	14	7,33	1125	315	327	529	100	2400	5,5
35	12,00-20	И-78	-«-	ПП	14	8,37	1133	321	333	535	100	2400	5,5
36	12,00-20	Я-53	-«-	У	14	8,37	1125	315	-	529	100	2400	5,5
37	320-20	И-160	-«-	Д	14	8,37	1125	319	329	525	83	2450	5,25
38	320-508	В-40	-«-	С	16	8,37	1145	325	-	-	-	2500	5,5
39	330-20	И-142	-«-	ПП	12-14	8,37	1170	328	340	551	105	2400	5,0
40	14,00-20	Я-61	-«-	У	18	8,37	1233	355	-	-	-	3480	5,6
41	15,00-20	Я-90	-«-	У	18	11,25	1285	400	-	595	134	4000	4,0
42	17,00-32	И-128	-«-	ПП	22-24	13	1740	450	-	-	340	7800	4-5,0
43	18,00-32	И-137	-«-	ПП	22	13	1795	495	-	-	348	8200	4,25
44	27,00-33	В-34	-«-	ПП	24	19,5-33	2255	740	-	-	-	13500	2,8

Продолжение таблицы 7.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Бескамерные шины													
45	8-17,5	Я-165	бескамер-ная	ПП	6	глубокий 5,25х17,5	806	193	198	389	-	740	3,25
46	8,22-5	И-237	-«-	У	8	5,25х22,5	940	196	201	451	-	1000	4,0
47	260-22,5	И-195	-«-	У	10	6,75х22,5	1058	267	277	498	60	1550	4,5
48	300-22,5	И-243	-«-	Д	14	8,25х22,5	1120	295	310	526	-	2450	5,25
49	12,00-21	И-236	-«-	ПП	14	8,50х21	1178	328	342	555	-	2450	5,25
50	12,00-21	И-241	-«-	Д	14	8,50х21	1144	322	337	540	-	2500	5,5
Шины с регулируемым давлением													
51	9,00-16	И-229	-«-	ПП	4	6,5	886	246	256	418	-	700	2,5
52	11,00-18	И-143		ПП	10	8,0	1045	305	315	485	-	1650	3,5
53	12,00-18	И-111		ПП	8	9,0	1090	327	340	507	69	1580	3,0
54	12,00-20	И-178		ПП	8	9,0	1140	328	342	535	71	1700	3,0
55	13,00-18	И-112		ПП	8	9,0	1144	350	368	530	-	1580	2,5
56	13,00-20	И-176		ПП	8	9,0	1214	358	380	560	-	1800	2,5
57	14,00-20	ОИ-25		ПП	10	10,0	12,7	8387	404	595	124	2500	3,2
58	16,00-20	И-159		ПП	8	11,5	1390	438	457	635	-	1900	1,5
59	18,00-24	И-170		ПП	12	13	1608	508	542	733	-	3500	2,0
60	18,00-24	И-170		ПП	16	13	1598	492	540	726	-	4250	2,0
61	18,00-25	В-72		ПП	16	13	1620	500	-	-	-	5500	2,8

Продолжение таблицы 7.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Широкопрофильные шины													
62	940х350	В-65		У	10	254-508	931	333	-	446	-	1875	3,5
63	100х350х х508	КИ-31		У	10	300-508	990	350	-	459	-	2750	4,0
64	1100х500х х508	ИМ-94		У	8	450-508	1100	510	-	495	-	3600	3,8
65	1200х500х х508	И-247А		У	8	400-508	1178	460	-	547	-	3000	3,5
66	1100х400х х457	КИ-30		ПП	6	300-457	1090	400	-	496	-	1500	2,0
67	1150х420х х508	ИМ-79		ПП	8	360-508	1150	420	-	520	-	1750	2,5
68	1150х450х х457	КИ-20		ПП	6	300-457	1150	450	-	523	-	1500	1,75
69	1200х500х х508	И-247		ПП	8	400-508	1186	466	-	547	-	3000	3,5
70	1400х550х х533	ЯИ-225		ПП	8	460-533	1380	551	-	-	-	2500	2,0
71	1500х600х х635	И-П23		ПП	10	500-635	1511	600	-	-	-	5000	3,5
72	800х320х х444	Я-198		ПП	4	специ- альный	810	312	-	370	-	600	1,2

Продолжение таблицы 7.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Низкопрофильные шины и шины типа Р													
73	940х300	В-20		У	8-10	специ-альный	945	315	-	-	56	2000	3,5
74	1100х520	В-33		У	8-10	-«-	1055	540	-	-	95	3600	2,0
75	200х20	-		-	10	5,0	945	205	-	-	-	1000	4,7
76	8,25-20	-		-	10-14	6,5В	972	233	-	-	-	1300	5,25
77	260-20	-		-	9	7,0	1020	260	-	-	-	1800	5,75
78	12,00-20	-		-	11-12	8,5В	1120	315	-	-	-	2700	6,5
Арочные шины и пневмокатки													
79	1000х600	ОИ-28		ПП	6	специ-альный	1045	600	-	-	-	2000	1,4
80	1000х600	И-233		ПП	6	-«-	1045	600	-	478	-	2000	1,4
81	1000х650	И-182		ПП	6	-«-	1035	650	-	442	-	2000	1,4
82	1060х600	В-23		ПП	8	-«-	1029	600	-	472	-	2400	1,8
83	1140х70	Я-170А		ПП	8	-«-	1140	695,5	-	500	-	3000	1,4
84	1500х840	И-185		ПП	6	-«-	1563	840	-	716	-	3000	1,4

Окончание таблицы 7.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
85	1000х1000х х205	И-245		ПП	4	пнев-мокаток	1000	1000	-	427	-	2000	0,9
86	24х36х6	И-220		ПП	4	-«-	636	913	-	220	-	500	0,5
87	1200х1200х х500	Я-194		ПП	4	-«-	1200	1200	-	-	-	2000	0,4

Примечание.

1. Рисунок протектора: Д – дорожный; У – универсальный; ПП – повышенной проходимости; С – специальный.
2. Габаритные размеры: D – диаметр; H – ширина; $H_н$ – ширина под нагрузкой; $R_{ст}$ – статический радиус под нагрузкой.

Предварительный расчет передачи ведется в следующей последовательности.

1. По графику (рис. 6.2) и заданной максимальной скорости движения, а также принятым минимальному и максимальному динамическим факторам (или соответственно минимальному и максимальному коэффициентам сопротивления движению) определяется потребная удельная мощность, передающаяся на ведущие колеса машины, диапазон регулирования, по величине которого назначается тип редуктора мотор-колес и диапазон регулирования по насосам и моторам в соответствии с принятым типом редуктора. При диапазоне регулирования 5-6 двухскоростные редукторы, как более сложные, можно не применять.

2. В соответствии с принятой схемой и предполагаемыми типами гидроагрегатов назначаются коэффициенты полезного действия элементов передачи на расчетном режиме и определяется к.п.д. трансмиссии.

3. По потребной удельной мощности КПД трансмиссии определяется потребная мощность приводного двигателя, подбирается двигатель и выписываются его данные для расчетного режима

$$N_e = \left(N_{\text{уд}} G\right) / \eta_{\text{тр}} \text{ , л.с.} \qquad (7.12)$$

Мощность приводного двигателя может быть подсчитана непосредственно по принятому минимальному коэффициенту сопротивления и максимальной скорости движения $v_{\text{макс}}$ после определения КПД трансмиссии

$$N_e = \left(G\Psi_{\text{мин}} v_{\text{макс}}\right) / \left(270\eta_{\text{тр}}\right), \text{ л.с.} \qquad (7.13)$$

4. Определяется мощность на ведущих колесах машины

$$N_{\text{к.макс}} = \left(G\Psi_{\text{мин}} v_{\text{макс}}\right) / \left(270\right) \text{ л.с.} \qquad (7.14)$$

5. Выбирается схема трансмиссии и определяется количество моторов, обеспечивающих движение с максимальной скоростью.

6. Определяется мощность, передаваемая на колесо одним мотором

$$N_{\text{н.мин}} = N_{\text{к.макс}} / z_{\text{м.мин}}\text{, л.с.} \qquad (7.15)$$

7. Определяется максимальная мощность мотора, которую он должен передавать на колесо

$$N_{\text{м.макс}} = N_{\text{м.мин}} d_{\text{н}}\text{, л.с.} \qquad (7.16)$$

8. Подбирают мотор. Так как мощность подобранного мотора, как правило, не соответствует мощности рассчитанной по выражению (7.16), то одна из переменных задается, а вторая определяется. Обычно задается максимальное давление $p_{\text{макс}}$.

9. Определяют минимальное давление в системе по принятому диапазону регулирования по насосам

$$\Delta p_{\text{мин}} = \Delta p_{\text{макс}} / d_{\text{н}}\text{, кг/см}^2. \qquad (7.17)$$

10. Определяют минимальный момент при работе минимального количества моторов на минимальном давлении

$$M_{\text{мин}} = 1{,}59\, Z_{\text{м.мин}} q_{\text{м}} \Delta p_{\text{мин}} \eta_{\text{кр}} \eta_{\text{м.мех}}\text{, кгм.} \qquad (7.18)$$

11. Определяют потребный момент на колесах по условиям движения

$$M_{\text{к.мин}} = \Psi_{\text{мин}} G R_{\text{н}}\text{, кгм.} \qquad (7.19)$$

12. Определяют передаточное число редуктора первой передачи

$$i_{\text{крI}} = M_{\text{к.мин}} / M_{\text{м.мин}}.$$

13. Находят потребную частоту вращения моторов

$$\Pi_{\text{м.макс}} = \left(v_{\text{макс}} i_{\text{крI}}\right) / \left(0{,}377\, R_{\text{к}}\right)\text{, об/мин.} \qquad (7.20)$$

14. Определяют суммарную теоретическую подачу всех насосов

$$Q_{\text{т}\sum\text{н}} = \Pi_{\text{м.макс}} q \frac{z_{\text{м}}}{\eta_{\text{об.н}} \eta_{\text{об.н}}}\text{, л/мин.} \qquad (7.21)$$

15. Затем находят теоретическую подачу одного насоса

$$Q_{\text{тн}} = \frac{Q_{\text{т}\sum\text{н}}}{\sum\text{н}}, \text{ л/мин} \qquad (7.22)$$

и подбирают типоразмер насоса.

16. Для согласования расхода определяют обороты его вала

$$n_{\text{н.макс}} = \frac{Q_{\text{тн}}}{q_{\text{н}}}, \text{ об/мин.} \qquad (7.23)$$

17. Подсчитывают КПД. и сравнивают мощности

$$N_e = G\Psi_{\text{мин}} v_{\text{макс}} / (270\,\eta_{\text{тр}}), \text{ л.с.} \qquad (7.24)$$

$$N_e = \Delta p_{\text{мин}} q_{\text{н}} \Pi_{\text{н.макс}} z_{\text{н}} / (450\,\eta_{\text{рр}} \eta_{\text{мех.н}}), \text{ л.с.} \qquad (7.25)$$

18. Далее последовательно определяют значения Φ и V при минимальном и максимальном давлениях в системе и соответствующие им значения частоты вращения насосов и моторов при полном использовании мощности двигателя. Расчеты повторяют при подключении следующих групп моторов, последние не вступят в работу. При подключении последующей группы моторов для увеличения тягового усилия минимальный перепад давления в момент подключения определяется из равенства моментов до и после включения, частоты вращения насосов – из равенства мощностей, а частоты вращения моторов – из равенства расходов.

19. Далее аналогично производится расчет для второй передачи редукторов мотор-колес.

Минимальный момент при $\Delta p_{\text{мин}}$ и $z_{\text{м.мин}}$ на колесах машины определяется по $\Psi_{\text{макс}}$, который получился в результате расчета трансмиссии на первой передаче.

Результаты всех расчетов сводятся в таблицу, по которой строится тяговая характеристика машины.

По максимальным утечкам подбирается насос подпитки и по максимальной подаче насосов определяется емкость бака для масла. Для замкнутых систем считается достаточным иметь бак емкостью 0,3…0,5 от минутной подачи насосов

$$V_б = (0{,}3...0{,}5)\,Q_н, \text{ л.} \qquad (7.26)$$

По полученным значениям $i_{крI}$, $i_{крII}$, $M_{к.макс}$, $n_{к.макс}$ рассчитывается редуктор мотор-колеса. Определяются сечения предохранительных клапанов, фильтров и магистралей, а также режимы работы гидроагрегатов и тепловой режим работы трансмиссии.

Потери мощности в гидроприводе преобразуются в тепло, которое должно быть рассеяно в окружающую среду. Количество тепла, выделяемое гидроприводом, пропорционально потере мощности и подсчитывается по формуле

$$Q = N_e(1-\eta_{тр})\frac{75}{427}, \text{ ккал/с} \qquad (7.27)$$

или

$$Q = 3600 N_e(1-\eta_{тр})\frac{75}{427}, \text{ ккал/ч.} \qquad (7.28)$$

Это тепло расходуется на нагрев масла, циркулирующего в гидроприводе, и самого гидропривода. Вследствие утечек и непрерывной подпитки системы циркуляции происходит обмен масла, находящегося в блоке насосов и замкнутой гидросистеме. Например, при общем количестве масла 20 л, утечках около 3% и полной производительности насосов около 200 л/мин указанный обмен масла произойдет за 3,0…3,5 мин работы гидропривода. В связи с этим масло будет выполнять роль переносчика тепла от нагретых частей к поверхности охлаждения гидропривода. Через внешнюю поверхность агрегатов и деталей гидропривода тепло будет рассеиваться в окружающую среду. При правильно подобранной поверхности гидропривода по истечении некоторого времени непрерывной работы наступит тепловое равновесие, при котором в окружающую среду будет рассеиваться столько же тепла, сколько его выделяется в гидроприводе, при этом температура масла установится и будет постоянной независимо от продолжительности дальнейшей работы.

Задача теплового расчета гидравлической трансмиссии состоит в том, чтобы обеспечить условия, при которых установившаяся

температура масла при самых тяжелых и невыгодных условиях работы трансмиссии будет ниже допустимой.

Установившаяся температура масла может быть определена из выражения

$$Q = kF(t_{\text{уст}} - t_0), \quad (7.29)$$

где $k = \dfrac{1}{(1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2)}$ – коэффициент теплопередачи;

α_1 – коэффициент теплоотдачи масла, ккал/м·град·ч;

α_2 – коэффициент теплоотдачи воздуха, ккал/м·град·ч;

δ – средняя толщина стенок, через которые происходит теплоотдача, м;

λ – коэффициент теплопроводности стенок магистральных труб и бака, ккал/м·град·ч;

F – поверхность охлаждения гидропривода, м^2;

$t_{\text{уст}}$ – установившаяся температура масла, град;

t_0 – температура окружающей среды, град;

отсюда

$$t_{\text{уст}} = \frac{Q}{kF} + t_0. \quad (7.30)$$

Это выражение можно использовать при необходимости определить установившуюся температуру масла в гидроприводе, но оно не выражает связи между временем и температурой нагрева.

Для получения зависимости нагрева масла от времени работы составим уравнение теплового баланса

$$Qd\tau = GC_m dt + kF(t - t_0)\, d\tau, \quad (7.31)$$

где $Qd\tau$ – количество тепла, выделяемое гидроприводом за время $d\tau$;

$GC_m dt$ – количество тепла, затрачиваемое на нагрев гидропривода на температуру dt (здесь G – вес гидропривода, C_m – средняя теплоемкость материалов, из которых изготовлен гидропривод);

$kF(t-t_0)\,d\tau$ – количество тепла, рассеиваемое в пространстве за время $d\tau$.

Для решения уравнения выполним следующие преобразования

$$\frac{GC_m}{kF}\,dt=\left[\frac{Q}{kf}-(t-t_0)\right]d\tau.$$

Для удобства интегрирования сделаем подстановку

$$\frac{Q}{kf}-t+t_0=z,$$

отсюда

$$-dt=dz,$$

тогда

$$d\tau=-\frac{GC_m}{kF}\frac{dz}{z}$$

и

$$\tau=\left|\frac{GC_m}{kF}\ln z\right|_{t_0}^{t}.$$

Подставляя пределы интегрирования, получим

$$\tau=\frac{GC_m}{kF}\ln\frac{Q}{kF}-\frac{GC_m}{kF}\ln\left(\frac{Q}{kF}+t_0-t\right).$$

Преобразуя последнее выражение и решая его относительно t, получим зависимость температуры нагрева масла от времени работы гидропривода

$$t=\frac{Q}{kF}\left(1-\frac{1}{\exp\left(\frac{\tau\,k\,F}{GC_m}\right)}\right)+t_0. \qquad (7.32)$$

Уравнение (7.32) является уравнением экспонентной кривой. Температура масла, достигнув некоторого значения τ, устанавливается постоянной и при дальнейшей работе гидропривода не увеличивается.

Для примера подсчитаем температуру нагрева масла в зависимости от времени работы для трансмиссии, рассчитанной на передачу мощности $N_e = 18{,}7$ л.с. при полном к.п.д. $\eta = 0{,}7$.

Исходные данные:

- количество тепла, выделяемое гидроприводом в час:

$$Q = (3600 \cdot 75 \cdot 18{,}7(1 - 0{,}7))/427 = 3550 \text{ ккал/ч};$$

- вес гидропривода с маслом $G = 151$ кг;

поверхность охлаждения, включая и трубопроводы, $F = 1{,}01$ м^2;

- средняя теплоемкость гидроагрегатов

$$C_m = \frac{C_м G_м + C_\alpha G_\alpha}{G_м + G_\alpha} = \frac{15 \cdot 0{,}4 + 136 \cdot 0{,}115}{15 + 136} = 0{,}143 \text{ ккал/кг·град},$$

где $C_м = 0{,}4$ ккал/кг·град (теплоемкость масла);

$C_\alpha = 0{,}115$ ккал/кг·град (теплоемкость стали);

$G_м = 15$ кг (вес масла);

$G_\alpha = 136$ кг (вес гидропривода);

- температура окружающего воздуха $t_0 = 0$;
- коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{(1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2)}$$

определяется по справочным величинам входящих в него коэффициентов

$\alpha_1 = 1000$ ккал/м·град·ч (для масла);

$\delta = 0{,}004$ м (в среднем);

$\lambda = 54$ ккал/м^2·град·ч (для стали);

$\alpha_2 = 50$ ккал/м^2·град·ч (при скорости обдувания $v = 10$ м/с, что соответствует скорости движения $v = 36$ км/ч).

С учетом принятых величин

$$k = \frac{1}{(1/1000 + 0{,}004/54 + 1/50)} = 47{,}4 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{град} \cdot \text{ч}}.$$

Тогда температура нагрева по формуле (7.32) в зависимости от времени

$$t = \frac{3550}{47{,}4 \cdot 1{,}01}\left(1 - \frac{1}{2{,}71^{2{,}192\tau}}\right).$$

Подставляя различные значения, получим:

0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0
50	67,5	74,5	75	75	75

Данный расчет показывает, что при окружающей температуре $t = 0$ тепловой режим гидропривода будет нормальным, поскольку для масел, применяемых в гидроприводах, допускается температура нагрева до 90…95ºС. Однако при высоких положительных окружающих температурах около 40…50ºС гидропривод будет нагреваться. В связи с этим в конструкции гидропривода должны быть предусмотрены меры по более интенсивному его охлаждению. Такими мерами могут быть: оребрение картеров и трубопроводов, охлаждение бака насосов с помощью специального вентилятора или установка в системе подпитки радиатора для охлаждения масла. Эффективным способом улучшения охлаждения является применение алюминиевых сплавов для изготовления гидромоторов с оребрением.

Для примера рассмотрим расчет объемной трансмиссии транспортного агрегата.Пусть требуется произвести расчет объемной гидравлической трансмиссии транспортного агрегата высокой проходимости для перевозки специального груза при следующих исходных данных.

1. Вес перевозимого груза – $G_{\text{п}} = 50$ т.

2. Габариты груза: длина – $L_{\text{гр}} = 18$ м; диаметр – $D_{\text{гр}} = 2$ м.

3. Допускаемая поперечная перегрузка – $к_1 = 2{,}0$.

4. Максимальная скорость движения – $v_{\text{макс}} = 60$ км/ч.

5. Максимальная скорость обеспечивается при движении агрегата по дорогам с твердым покрытием.

6. Агрегат предназначен для эксплуатации на грунтовых дорогах в условиях бездорожья.

Коэффициенты качения f и сцепления φ даны в табл. 7.2.

Учитывая большую длину перевозимого груза, агрегат будет выполнять движение по схеме автопоезда, состоящего из тягача и полуприцепа. В этом случае силовая передача может выполнять и функции механизма поворота. Определим в первом приближении полный вес поезда.

Назначаем базу агрегата $L \approx 14$ м.

Материал конструкции рамы – сталь 50:

$[\sigma] = 3000$ кг/см^2, $\gamma = 0{,}0078$ кг/см^3.

Высота балки $h \approx 0{,}04L$, тогда:

$$\xi_{\text{р}} = \frac{0{,}75к_1 L^2 \gamma}{h[\sigma]} = \frac{0{,}75 \cdot 2{,}0 \cdot 1400^2 \cdot 0{,}0078}{0{,}04 \cdot 1400 \cdot 3000} = 0{,}137.$$

Для определения относительного веса двигателя назначаем:

- тип двигателя газотурбинный без теплообменника

$$G_{\text{уд.дв}} = 0{,}5 \text{ кг/л.с.};$$

- минимальный коэффициент сопротивления движению

$$\Psi_{\text{мин}} = 0{,}04;$$

- КПД трансмиссии $\eta_{\text{тр}} = 0{,}8$;
- коэффициент $K_2 = 1{,}15$, тогда

$$\xi_{\text{дв}} = \frac{K_2 G_{\text{уд.дв}} \Psi_{\text{мин}} v_{\text{макс}}}{270\eta_{\text{тр}}} = \frac{1{,}5 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}004 \cdot 60}{270 \cdot 0{,}8} = 0{,}008.$$

Для определения относительного веса силовой передачи назначаем:

- удельный вес трансмиссии $G_{\text{уд.дв}} = 6$ кг/л.с.;
- коэффициент $K_3 = 1{,}2$, тогда

$$\xi_{\text{с.п}} = \frac{K_3 G_{\text{уд.св}} \Psi_{\text{мин}} v_{\text{макс}}}{270\eta_{\text{с.в}}} = \frac{1{,}2 \cdot 5 \cdot 0{,}004 \cdot 60}{270 \cdot 0{,}8} = 0{,}08.$$

Для определения относительного веса топлива назначаем: удельный расход топлива $g_e = 0{,}3$ кг/л.с.;средний коэффициент сопротивления движению $\Psi_{ср} = 0{,}10$;запас хода по топливу $S = 400$;коэффициент $k_4 = 1{,}2$, тогда

$$\xi_{с.п} = k_4 \frac{g_e \Psi_{ср} S}{270 \eta_{сп}} = 1{,}2 \frac{0{,}3 \cdot 0{,}1 \cdot 400}{270 \cdot 0{,}8} = 0{,}067.$$

Таблица 7.2

Коэффициенты качения и коэффициенты сцепления колес с грунтом в зависимости от дорожных условий

Вид дороги	Коэффициент трения качения, f	Коэффициент сцепления колес с грунтом, φ	
		состояние поверхности	
		сухая	мокрая
1	2	3	4
Асфальт (бетон) в хорошем состоянии	0,015…0,018	0,7…0,8	0,4…0,5
Асфальт (бетон) в удовлетворительном состоянии	0,018…0,02	-	-
Брусчатка	0,017…0,02	0,7…0,8	0,5…0,6
Клинкерное покрытие	0,018	0,7…0,8	-
Булыжное покрытие	0,02…0,024	0,5…0,6	-
Гравийное покрытие	0,02…0,03	0,6…0,7	0,4…0,5
Лед (обледенелая дорога)	0,02	0,1…0,2	-
Сухая укатанная грунтовая дорога: на глинистом грунте на песчаном грунте на черноземе	 0,03 0,04 0,05	 0,8 0,7 0,6	 0,5 0,4 0,3
Грунтовая дорога после дождя	0,05…0,15	-	0,4…0,5
Снежная укатанная дорога	0,025…0,03	0,1…0,2	-
Луг влажный скошенный	0,08	0,7	-
Луг влажный нескошенный	-	0,5	-

Окончание таблицы 7.2

1	2	3	4
Стерня влажная	0,10	0,5	-
Слежавшаяся пахота	0,12	0,6	-
Свежевспаханное поле	0,18	0,4	-
Песок влажный	0,20	0,4	-
Песок сухой	0,25	0,3	-
Болото	0,25	0,3	-

Задаем далее $K_5 = 1{,}5$; $\varphi_к = 1{,}0$; $\xi_ш = 0{,}04$ и определяем

$$\xi_т = K_5 \frac{\xi_ш}{\varphi_к} = 1{,}5 \frac{0{,}04}{1{,}0} = 0{,}06.$$

Задаем $\xi_а = 0{,}04$ и $\xi_{доп} = 0{,}02$.

Определяем относительный вес полезной нагрузки

$$\xi_п = 1 - 0{,}137 - 0{,}008 - 0{,}08 - 0{,}06 - 0{,}04 - 0{,}02 - 0{,}067 = 0{,}588$$

и находим полный вес машины

$$G = \frac{G_п}{\xi_п} = \frac{50}{0{,}588} = 85 \text{ т.}$$

Так как агрегат должен эксплуатироваться в трудных дорожных условиях и иметь высокие характеристики проходимости, назначаем максимальный коэффициент сопротивления движению $\varphi_{макс} = 0{,}6$. Для управления агрегатом с помощью самой трансмиссии выполним его по схеме автопоезда с двухосным короткобазным тягачом и трехосным полуприцепом с неповоротными колесами. Схема агрегата показана на рис. 7.1. При большом количестве ведущих колес и использовании газотурбинного двигателя в трансмиссии можно использовать нерегулируемые агрегаты. Примем для расчета схему трансмиссии индивидуально-блочного типа (см. рис. 7.2) для пятиосной машины.

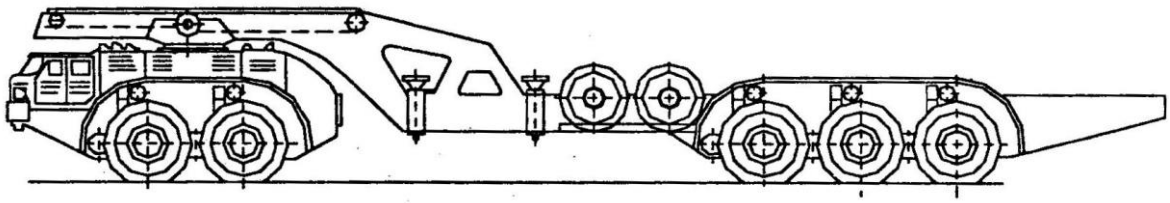


Рис. 7.1. Схема автопоезда

По графику (рис. 6.2) определяем для заданных $\Psi_{мин}$, $\varphi_{макс}$ и $v_{макс}$ удельную мощность $N_{уд}$ и диапазон регулирования d.

Для указанных условий по графику (рис. 6.2) получаем

$$N_{уд} \approx 9{,}5 \text{ л.с./т}; \quad d \approx 15.$$

Назначаем для мотор-колеса двухскоростной редуктор и принимаем $d_м = 2{,}5$, тогда согласно графику (рис. 6.2) $d_н = 1{,}55$. Это значит, что для принятой схемы агрегата при движении его с максимальной скоростью мощность приводного двигателя должна потребляться полностью мотор-колесами только двух ведущих осей при давлении в системе, в 1,55 раз меньшем максимально допустимого.

Нагрузка на одно колесо при количестве колес $z_к = 10$ составит

$$G_к = \frac{G}{z_к} = \frac{85}{10} = 8{,}5 \text{ т}.$$

По каталогу подбираем шину 18,00-30 модель И-137, для которой радиус колеса под нагрузкой можно принять равным $R_к = 0{,}85$ м.

Приступаем к подбору гидромоторов.

Мощность на ведущих колесах агрегата

$$N_{к.макс} = \frac{\Psi_{мин} G v_{макс}}{270} = \frac{0{,}04 \cdot 85000 \cdot 60}{270} = 755 \text{ л.с.}$$

При двух ведущих осях агрегата по схеме (рис. 7.2) будет работать 16 моторов, т. е. $z_{м.мин} = 16$. Тогда каждый мотор должен передать на колесо мощность

$$N_{\text{м.мин}} = \frac{N_{\text{к.макс}}}{z_{\text{м.мин}}} = \frac{755}{16} = 47{,}2 \text{ л.с.}$$

Но эта мощность должна развиваться мотором при давлении, в 1,55 раз меньшем, чем максимальное. Поэтому для подбора мотора определим максимальную мощность мотора, которую он должен передать на колесо.

$$N_{\text{м.макс}} = N_{\text{м.мин}} d_{\text{н}} = 47{,}2 \cdot 1{,}55 = 73 \text{ л.с.}$$

Эту мощность может передать на колесо мотор М-10 (подбирается по каталогу), который имеет следующие параметры:

$$q_{\text{м}} = 0{,}128 \text{ л/об}; \ \Delta p_{\text{макс}} = 200 \text{ кг/см}^2; \ n_{\text{м.макс}} = 1500 \text{ об/мин};$$

$$\eta_{\text{об.м}} = 0{,}96; \ \eta_{\text{мех.м}} = 0{,}96.$$

Если КПД колесного редуктора принять равным $\eta_{\text{к.р}} = 0{,}96$, то мотор может передать мощность на колесо

$$N_{\text{м.макс}} = \Delta p_{\text{м.макс}} q_{\text{н}} n_{\text{м.макс}} \eta_{\text{об.м}} \eta_{\text{мех.м}} \eta_{\text{кр}} =$$

$$= \frac{200 \cdot 0{,}128 \cdot 1500}{450 \cdot 0{,}96^{-3}} = 75{,}5 \text{ л.с.},$$

что несколько больше, чем требуется. Окончательно принимаем для дальнейших расчетов мотор М-10 при следующих данных:

$$q_{\text{м}} = 0{,}128 \text{ л/об}; \ \Delta p_{\text{макс}} = 200 \text{ кг/см}^2;$$

$$\Delta p_{\text{м.мин}} = \frac{\Delta p_{\text{м.макс}}}{d_{\text{м}}} = \frac{200}{1{,}55} = 129 \text{ кг/см}^2.$$

Момент, который могут передать при этом 16 моторов на колеса,

$$M_{\text{м.мин}} = 1{,}59 z_{\text{м}} \Delta p_{\text{м.мин}} q_{\text{м}} n_{\text{м.макс}} = 1{,}59 \cdot 16 \cdot 129 \cdot 0{,}128 \cdot 0{,}96 \cdot 096 = 387 \text{ кг},$$

потребный момент на колесах по условиям движения

$$M_{\text{к.мин}} = \Psi_{\text{мин}} G R_{\text{к}} = 0{,}04 \cdot 85000 \cdot 0{,}85 = 2880 \text{ кгм};$$

передаточное число редуктора на первой передаче

$$i_{\text{крI}} = \frac{M_{\text{к.мин}}}{M_{\text{м.мин}}} = \frac{2880}{387} = 7{,}45;$$

потребная частота вращения мотора

$$n_{\text{м.макс}} = \frac{v_{\text{макс}} i_{\text{крI}}}{0{,}377 R_{\text{к}}} = \frac{60 \cdot 7{,}45}{0{,}377 \cdot 0{,}85} = 1395 \text{ об/мин.}$$

Определяем необходимую для обеспечения работы моторов при максимальной скорости движения подачу насосов, для чего принимаем $\eta_{\text{об.м}} = 0{,}96$; $\eta_{\text{об.н}} = 0{,}96$, тогда теоретическая необходимая подача насоса составит

$$Q_{\sum\text{н}} = n_{\text{м.макс}} q_{\text{м}} z_{\text{м}} / \eta_{\text{об.м}} / \eta_{\text{об.н}} = 1395 \cdot 0{,}128 \cdot 16 / 0{,}96 / 0{,}96 = 3100 \text{ л/мин.}$$

Согласно схеме (рис. 7.2) для пятиосной машины количество насосов должно быть равно количеству колес, т. е. $z_{\text{н}} = 20$. Тогда подача одного насоса должна составить

$$Q_{\text{тн}} = \frac{Q_{\sum\text{н}}}{z_{\text{н}}} = \frac{3100}{20} = 155 \text{ л/мин.}$$

Эту подачу может обеспечить мотор М-10, работающий в режиме насоса. Иначе говоря, вся трансмиссия может быть построена при принятых условиях и указанной схеме на одном типоразмере мотора.

Определяем частоту вращения приводного вала насосов, если $q_{\text{н}} = 0{,}128$ л/об.

$$n_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{тн}}}{q_{\text{н}}} = \frac{155}{0{,}128} = 1210 \text{ об/мин.}$$

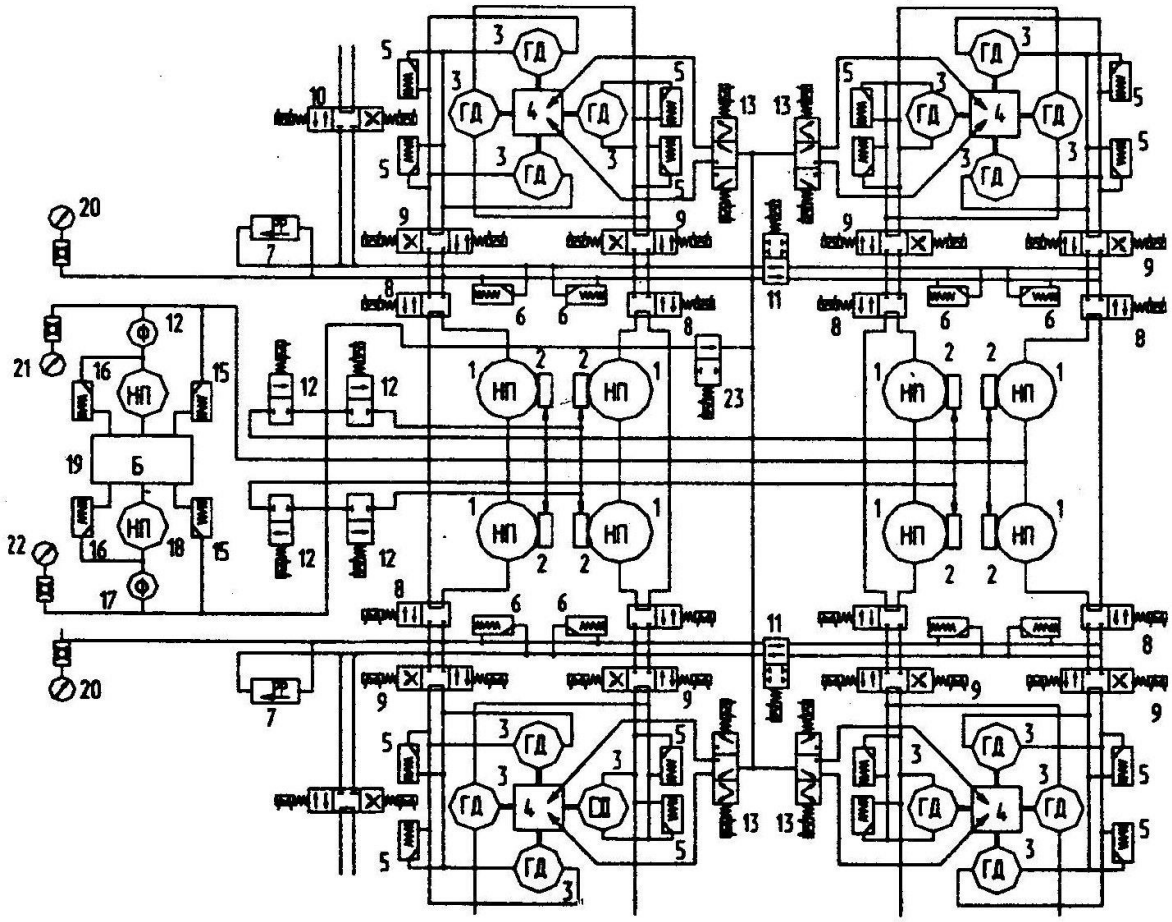


Рис. 7.2. Схема объемной гидротрансмиссии широкого диапазона регулирования для машин большой грузоподъемности с нерегулируемыми гидроагрегатами:
1, 14, 18 – насосы; 2 – муфты включения насосов;
3 – гидромоторы колес; 4 – двухскоростные редукторы колес;
5, 6, 15 – предохранительные клапаны; 7 – регуляторы расхода;
8, 9, 10, 11, 12, 13 – электромагнитные клапаны;
16 – переливные клапаны; 17 – фильтры; 19 – бак;
20, 21, 22 – манометры

Определяем мощность приводного двигателя, назначив $\eta_{\text{рр}} = 0{,}99$

$$N_e = \frac{\Delta p_{\text{мин}} q_{\text{н}} n_{\text{н.макс}} z_{\text{н}}}{450 \eta_{\text{рр}} \eta_{\text{мех.н}}} = \frac{129 \cdot 0{,}128 \cdot 1210 \cdot 20}{450 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}96} = 937 \text{ л.с.}$$

КПД трансмиссии

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{рр}}\,\eta_{\text{об.м}}\,\eta_{\text{мех.м}}\,\eta_{\text{об.н}}\,\eta_{\text{мех.н}}\,\eta_{\text{кр}} = \\ = 0{,}99 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}96 = 0{,}805.$$

Мощность, передаваемая на колеса,

$$N_{\text{к.макс}} = N_e \eta_{\text{тр}} = 937 \cdot 0{,}895 = 755 \text{ л.с.}$$

Сравнивая с мощностью $N_{\text{к.макс}}$, полученной в начале расчета, видим, что совпадение практически точное и расчет произведен правильно.

Регулирование трансмиссии при постоянной мощности будем производить за счет изменения частоты вращения при изменении давления в системе и за счет последовательного включения моторов при увеличении сопротивления движению.

Итак, при работе 20 насосов и 16 моторов, давление в системе $\Delta p = 129$ кг/см^2, частоте вращения $n_{\text{н}} = 1210$ и $n_{\text{м}} = 1390$ имеем $v_{\text{макс}} = 60$ км/ч и $\Psi_{\text{мин}} = 0{,}04$.

Очевидно, что при давлении $\Delta p_{\text{макс}} = 200$ кг/см^2 сопротивление движению должно возрасти во столько раз, во сколько раз $\Delta p_{\text{макс}}$ больше $\Delta p_{\text{мин}}$. В данном расчете

$$\frac{\Delta p_{\text{макс}}}{\Delta p_{\text{мин}}} = \frac{200}{129} = 1{,}55 = d_{\text{н}}.$$

Значит при $\Delta p_{\text{макс}} = 200$ кг/см^2 сопротивление движению будет соответствовать

$$\Psi = \Psi_{\text{мин}} d_{\text{н}} = 0{,}04 \cdot 1{,}55 = 0{,}062.$$

Если регулирование ведется при постоянной мощности, то в $d_{\text{н}}$ раз должна уменьшаться скорость

$$v = \frac{v_{\text{макс}}}{d_{\text{н}}} = \frac{60}{1{,}55} = 38{,}7 \text{ км/ч,}$$

при этом частота вращения насосов и моторов составит

$$n_{\text{н}} = n_{\text{н.макс}} / d_{\text{н}} = 1210 / 1{,}55 = 780 \text{ об/мин;}$$

$$n_{\text{м}} = n_{\text{м.макс}} / d_{\text{н}} = 1395 / 1{,}55 = 900 \text{ об/мин.}$$

Таким образом, диапазон регулирования трансмиссии по насосам исчерпан, и необходимо перейти к регулированию по моторам.

Согласно схеме (рис. 7.2) к системе одновременно подключается не менее четырех моторов. Тогда в момент подключения четырех моторов общее их количество станет равным $z_м = 20$. При этом новое давление в системе определим из равенства моментов до и после включения дополнительных моторов

$$\Delta p_{20мин} = \Delta p_{16макс} z_{м1} / z_{м2} = 200 \cdot 16 / 20 = 160 \text{ кг/см}^2,$$

а частоту вращения насосов из равенства мощностей

$$n_н = \Delta p_{мин} n_{н.макс} / \Delta p_{20мин} = 129 \cdot 1210 / 160 = 975 \text{ об/мин}.$$

Частоту вращения моторов находим из равенства расходов жидкости через насосы и моторы

$$n_м = \eta_{об.н} \eta_{об.м} \frac{n_н z_н q_н}{z_м q_м} = 0{,}96 \cdot 0{,}96 \frac{1210 \cdot 20}{20} = 1115 \text{ об/мин},$$

при этом в момент подключения Ψ и v остаются прежними

$$\Psi = 0{,}062; \quad v = 38{,}7 \text{ км/ч}.$$

Далее подсчитываются параметры передачи при $\Delta p_{макс} = 200 \text{кг/см}^2$ и снова производится подключение моторов.

Результаты выполненых расчетов для первой передачи редукторов мотор-колес представлены в табл. 7.3.

Аналогично рассчитываются параметры трансмиссии на второй передаче редукторов мотор-колес.

Минимальный момент на колесах машин на второй передаче

$$M_{мин} = Y_{мин} G R_к = 0{,}15 \cdot 85000 \cdot 0{,}85 = 10800 \text{ кгм}.$$

Минимальный момент моторов ($z_м = 16$) остается тем же, что и на первой передаче

$$M_{м.мин} = 387 \text{ кгм}.$$

Передаточное число редукторов на второй передаче

$$i_{крII} = \frac{M_{к.мин}}{M_{м.мин}} = \frac{10800}{387} = 27{,}9.$$

Результаты дальнейших расчетов приведены в табл. 7.4.

Таблица 7.3

Результаты расчетов для первой передачи редукторовмотор-колес

$z_н$	$z_м$	Δp, кг/см^2	Ψ	v, км/ч	$n_н$, об/мин	$n_м$, об/мин
20	16	129	0,04	60	1210	1395
20	16	200	0,062	38,7	780	900
20	20	160	0,062	38,7	975	1115
20	20	200	0,0775	31,0	780	718
20	24	166,5	0,0775	31,0	940	720
20	24	200	0,093	25,8	780	598
20	28	171	0,093	25,8	914	600
20	28	200	0,109	22,0	780	512
20	32	175	0,109	22,0	893	557
20	32	200	0,125	19,2	780	487
20	36	178	0,125	19,2	880	450
20	36	200	0,140	17,0	780	398
20	40	180	0,140	17,0	867	400
20	40	200	0,150	15,5	780	358

Таблица 7.4

Результаты расчетов для второй передачи редукторов мотор-колес

$z_н$	$z_м$	Δp, кг/см^2	Ψ	v, км/ч	$n_н$, об/мин	$n_м$, об/мин
20	16	129	0,15	15,5	1210	1395
20	16	200	0,232	10,35	780	900
20	20	160	0,232	10,35	975	1115
20	20	200	0,290	8,30	780	718
20	24	166,5	0,290	8,30	940	720
20	24	200	0,348	6,90	780	598
20	28	171	0,348	6,90	914	600
20	28	200	0,407	5,90	780	512
20	32	175	0,407	5,90	893	557
20	32	200	0,465	5,15	780	487
20	36	178	0,465	5,15	880	450
20	36	200	0,530	4,60	780	398
20	40	180	0,530	4,60	867	400
20	40	200	0,600	4,00	780	358

Величину утечек ΔQ определяем по теоретической подаче насосов и объемным КПД насосов и моторов.

$$Q_{\text{тн}} = 3100 \text{ л/мин}; \ \eta_{\text{об.н}} = 0{,}96; \ \eta_{\text{об.м}} = 0{,}96;$$

$$Q_{\text{м}} = Q_{\text{тн}} \eta_{\text{об.н}} \eta_{\text{об.м}} = 3100 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}96 = 2850 \text{ л/мин};$$

$$\Delta Q = Q_{\text{тн}} - Q_{\text{м}} = 3100 - 2850 = 250 \text{ л/мин}.$$

Назначаем давление подпитки $\Delta p_{\text{подп}} = 10$ кг/см^2 и определяем мощность насосов подпитки

$$N_{\text{н.п}} = \frac{\Delta p_{\text{подп}} \Delta Q}{450} = \frac{10 \cdot 250}{450} = 5{,}55 \text{ л.с.}$$

Далее подбираем насос подпитки и передаточное число редуктора для его привода.

Объем бака назначается в пределах 0,3…0,5 от минутной подачи системы. Принимаем

$$V_{\text{б}} = 0{,}3 Q_{\text{тн.макс}} = 0{,}3 \cdot 3100 = 930 \text{ л}.$$

Рассчитываются фильтры, сечения предохранительных клапанов и внутренние диаметры магистральных и дренажных трубопроводов.

Далее производится расчет теплового режима работы трансмиссии и, если требуется, рассчитывается маслоохладитель.

В качестве насосов системы управления, где требуются большие рабочие давления при малых подачах, можно применять эксцентриковые поршневые насосы типа Г17 (подбираются по каталогу).