Рулевая сошка поворачивает сектор, возвращая рулевой вал с затвором в нейтральное положение.

Таким образом, обеспечивается обратная связь в системе управления. Затвор управляющего гидрораспределителя имеет отрицательное перекрытие в нейтральном положении.

Роль сравнивающего устройства выполняет червяк с зубчатым сектором.

6. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ ТЯЖЕЛЫХ ТРАНСПОРТНЫХ И БОЕВЫХ МАШИН

На тяжелых боевых и транспортных машинах повышенной проходимости всегда приходится выполнять все колеса ведущими и увеличивать количество ведущих колес машины. Увеличение числа активных колес значительно усложняет силовую передачу машины. Так как колеса вследствие различной деформации шин, а следовательно, и разных радиусов качения, имеют разные угловые скорости, то в силовую передачу машины вводят дифференциалы – по одному дифференциалу на каждую ось (межколесные дифференциалы), по одному дифференциалу между каждой парой осей (межосевые дифференциалы), а также между парами осей. Например, в силовой передаче четырехосной машины (колесная формула 8 × 8) должно быть семь дифференциалов. Конечно, трансмиссия такой машины чрезмерно сложна и не может иметь высокого к.п.д. Удельный вес трансмиссии также сильно возрастет с увеличением количества ведущих колес. Кроме того, удельный вес механической трансмиссии зависит от диапазона регулирования передачи, увеличиваясь с увеличением последнего, и от расчетной скорости движения машины, уменьшаясь с увеличением последней.

На рис. 6.1 показана зависимость удельного веса механической трансмиссии от количества ведущих осей и расчетной скорости движения машины. Из графика видно, что для грузовых машин с расчетной скоростью движения 60…80 км/ч и одной ведущей осью

(колесная формула 4 × 2) удельный вес трансмиссии составляет 6…9 кг/л.с., в то время как высокопроходимая машина с колесной формулой 8 × 8 при тех же скоростях имеет удельный вес трансмиссии 14…20 кг/л.с.

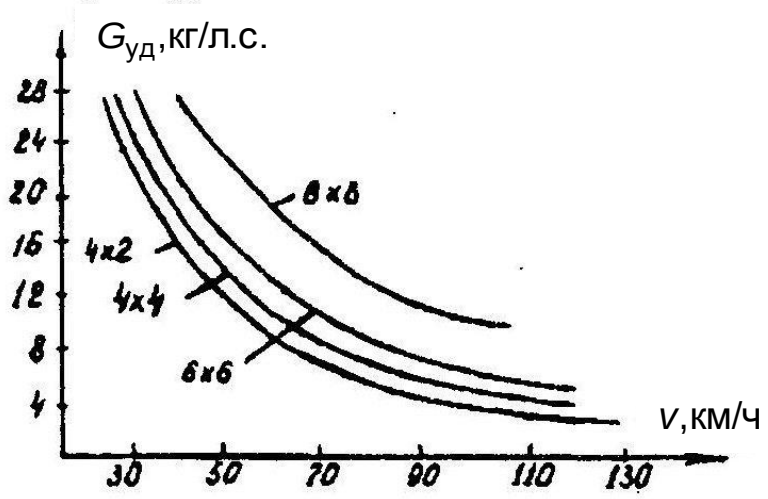


Рис. 6.1. График зависимости удельного веса механической трансмиссии от скорости движения машины и ее колесной формулы

Если учесть, что энерговооруженность машины составляет 15…20 кг/л.с. на тонну, то окажется, что вес одной только трансмиссии составит 300…400 кг на каждую тонну полного веса машины. Конечно, в этом случае нельзя рассчитывать на большую грузоподъемность машины.

Заметим также, что если у машины с одной ведущей осью коэффициент полезного действия трансмиссии может быть доведен до 0,95, то для машин повышенной проходимости, например с четырьмя ведущими осями, КПД трансмиссии, как правило, не превосходит 0,65…0,75.

Кроме того, механическим трансмиссиям свойственны и другие недостатки, основными из которых являются:

1) зависимость размеров и конструкции деталей трансмиссии от момента и скорости вращения двигателя, числа и радиуса каче-

ния ведущих колес, компоновки и размеров машины, а также диапазона регулирования скорости движения, в результате чего при изменении одного или нескольких перечисленных параметров большинство деталей трансмиссии становится непригодными для повторного применения, поэтому при создании новой машины появляется необходимость разрабатывать и новую трансмиссию;

2) непригодность механических трансмиссий для привода колес прицепных и полуприцепных машин (такая передача принципиально возможна, но очень сложна);

3) необходимость эксплуатации двигателя в режиме переменной мощности (при нестационарных процессах), что вызывает его ускоренный износ;

4) сложность автоматизации процессов работы машин, оснащенных механическими трансмиссиями.

Преимущества объемной гидропередачи давно привлекали внимание конструкторов и исследователей различного рода транспортных и боевых машин. Однако недостатки, большинство которых было обусловлено общим развитием техники и технологии в этот период, не позволяли широко использовать объемные гидропередачи в транспортных машинах.

В настоящее время благодаря успехам в разнообразных отраслях техники основные недостатки гидропередач либо полностью устранены, либо не играют такой важной роли, как раньше.

Основными преимуществами объемных гидропередач, используемых в качестве трансмиссий многоосных машин высокой проходимости, по сравнению с механическими передачами, являются:

1) значительно меньшие габариты и вес трансмиссии;

2) независимость компоновки агрегатов трансмиссии на машине;

3) легкость изменения передаточного числа, достижения реверсивности, а также возможность полной автоматизации управления как скоростью движения, так и реверсом;

4) возможность осуществления торможения без использования двигателя и тормозных устройств;

5) возможность объединения (для некоторых схем) трансмиссии с механизмом поворота;

6) простота предохранения машины от перегрузок, которые могут вызвать поломки;

7) возможность обеспечения широкого диапазона регулирования при использовании гидроагрегатов нерегулируемой производительности при высоких значениях КПД;

8) легкость унификации элементов и узлов трансмиссии, пригодных для машин с различными характеристиками и различного назначения;

9) простота управления машиной и возможность управления ею персоналом низкой квалификации.

Очень хорошие результаты в отношении как размеров, так и веса дает применение высокооборотных аксиальных гидроагрегатов нерегулируемой производительности (насосов и моторов) в сочетании с двухскоростными планетарными редукторами в мотор-колесах, которые можно выполнить достаточно компактными и легкими.

При создании специальных машин расположение их оборудования не всегда позволяет применить общепринятую схему компоновки с механической трансмиссией. В этом случае применение объемной гидравлической трансмиссии дает возможность установить двигатель с блоком насосов в наиболее удобном месте и соединить насосы с моторами колес трубопроводами и гибкими шлангами, которые можно разместить в машине без особых затруднений.

Для рассматриваемых типов машин объемная гидравлическая трансмиссия позволяет значительно снизить вес трансмиссии и повысить коэффициент полезного действия.

Применение в качестве рабочей жидкости минерального масла исключает необходимость в смазке этих передач и обеспечивает их долговечность.

К недостаткам объемной гидропередачи для машин с широким диапазоном регулирования можно отнести необходимость в значительном завышении установленной мощности гидромоторов по сравнению с мощностью приводного двигателя, что увеличивает вес и стоимость гидропередачи, особенно при сборке; необходимость в персонале высокой квалификации для ремонта гидроагрегатов.

Ранее одним из существенных недостатков являлась чувствительность гидропередачи к изменениям температуры окружающего воздуха при низких температурах – вязкость рабочей жидкости резко увеличивалась и работоспособность гидропередачи нарушалась. В настоящее время благодаря применению специальных рабочих жидкостей работоспособность гидропередач сохраняется при температурах до −50ºС.

Выполнение гидроагрегатов в виде законченных конструкций позволяет легко и быстро производить их замену в процессе эксплуатации с соблюдением необходимых мер, исключающих попадание пыли и грязи в трубопроводы и гидроагрегаты. При замене агрегатов исключается необходимость в ремонте на месте, а сама замена может быть произведена персоналом более низкой квалификации, чем это требуется для производства ремонта.

Объемная гидравлическая трансмиссия многоосных самоходных машин и автопоездов предназначена для передачи мощности от двигателя к ведущим колесам и изменения силового и кинематического передаточного числа в соответствии с условиями движения. В зависимости от расположения и типа основных агрегатов (насоса и гидромотора) и их количества можно получить различные принципиальные схемы гидравлических трансмиссий с различными способами регулирования. Для освобождения машины от механических связей и обеспечения ее свободной независимой компоновки гидродвигатели устанавливаются (встраиваются) непосредственно в ведущие колеса. Насосы трансмиссии устанавливаются у двигателя, приводятся от него, как правило, через понижающий редуктор и соединяются с гидродвигателями с помощью трубопроводов. Поми-

мо насосов и гидродвигателей, трансмиссия машины включает в себя предохранительную, распределительную, контрольную и другую аппаратуру.

Свойства и характеристики объемной гидравлической трансмиссии в значительной мере зависят от ее общей схемы, типа и основных параметров, а также от режимов работы агрегатов и способа регулирования. Свобода компоновки гидроагрегатов на машине благодаря соединению их трубопроводами и гибкими шлангами, а также возможность легкого разветвления мощности путем давления гидравлического потока позволяют создавать разнообразные схемы трансмиссии, наиболее полно удовлетворяющие условиям работы проектируемой машины и требованиям, предъявляемым к трансмиссиям вообще. Правильный выбор общей схемы и способа регулирования обуславливает высокий общий КПД, наименьшие размеры и вес, надежную работу и удобство эксплуатации трансмиссии.

Применяя в тяжелых машинах высокой проходимости мотор-колеса, мы сталкиваемся с многодвигательными гидроприводами, работающими в специфических условиях пневмоколесной тяги на общую нагрузку.

При нескольких гидромотор-колесах возможны различные схемы соединения гидродвигателей с одним или несколькими колесами.

При выборе схем гидроприводов для трансмиссий тяжелых транспортных и боевых машин высокой проходимости необходимо стремиться к упрощению конструкции гидромотор-колес, встраивая в них только нерегулируемые гидродвигатели. Регулирование трансмиссии с помощью регулируемых двигателей сопряжено с целым рядом трудностей дистанционного управления такими двигателями, а также с увеличением стоимости и снижением общей надежности трансмиссии, хотя такой способ регулирования и позволяет получить любой диапазон регулирования трансмиссии при высоком КПД и без завышения установленной мощности гидроагрегатов. Для

рассматриваемых машин имеются еще и другие способы регулирования скорости и момента на ведущих колесах.

При рассмотрении механизма передвижения любой самоходной машины мы всегда выделяем три его основные части: силовую установку, являющуюся источником энергии; силовую передачу (трансмиссию), служащую для преобразования потока энергии силовой установки и передачи ее исполнительному органу; и, наконец, исполнительный орган машины, т. е. ее движитель (для колесных машин – это их ведущие колеса).

У машин с объемными гидропередачами этими основными частями являются: силовая установка, насосная установка или блок насосов и мотор-колеса. Рассмотрим коротко их устройство и компоновку для тяжелых машин широкого диапазона регулирования.

В качестве силовых установок тяжелых машин в настоящее время используются в основном двигатели внутреннего сгорания – дизели. Однако по мере развития автомобильного транспорта высокой проходимости и большой грузоподъемности применение дизелей становится все более затруднительным, в основном из-за больших габаритов и удельного веса. Для машин с объемными гидропередачами дизельные двигатели нежелательны еще и потому, что они не обеспечивают скоростного регулирования силовой передачи в необходимых пределах.

При скоростном регулировании силовой передачи, как известно, можно было бы отказаться от применения дорогих и тяжелых регулируемых гидроагрегатов и применять в силовой передаче только нерегулируемые простые, легкие и надежные насосы и моторы.

Поэтому как в России, так и за рубежом ведутся большие работы по созданию автомобильных газотурбинных двигателей (АГТД), значительно превосходящих дизели по всем основным показателям. Так, в РФ построен и испытан АГТД Турбо-НАМИ-053 мощностью 350 л. с. Этот двигатель был установлен на шасси междугородного автобуса вместо дизеля ЯАЗ-206 мощностью 180 л. с.

На нем были проведены всесторонние ходовые испытания первой отечественной автомобильной газотурбинной силовой установки.

К преимуществам АГТД при сравнении их с поршневыми двигателями относятся: меньшие удельный вес, габаритные размеры и объемы; легкий пуск в холодное время года без предварительного подогрева, увеличение крутящего момента с возрастанием нагрузки без переключения передач; работа на различных жидких топливах без конструктивных переделок систем сгорания и топливоподачи; отсутствие механизмов с возвратно-поступательным движением.

Однако удельный расход топлива у АГТД больше, а приемистость (время разгона) несколько хуже, чем у поршневых двигателей, что и явилось основной причиной, долгое время задерживающей их серийный выпуск. В настоящее время лучшие конструкции АГТД имеют удельный расход топлива и приемистость такие же, как и у поршневых двигателей.

Следует заметить, что преимущества АГТД по сравнению с дизельными двигателями особенно наглядны при больших мощностях. Увеличение мощности АГТД свыше 1000 л. с. при допустимых параметрах рабочего цикла даже для самых простых конструктивных схем приводит к уменьшению удельного расхода топлива, снижению частоты вращения двигателя и улучшению всех его удельных параметров.

Поэтому можно полагать, что АГТД найдут применение в первую очередь на тяжелых машинах высокой проходимости грузоподъемностью 50 т и более. Особенно благоприятно сказывается на свойствах машин применение АГТД совместно с объемной гидравлической трансмиссией из-за возможности в достаточно широких пределах осуществить скоростное регулирование передачи.

Если АГТД работает совместно с объемной гидравлической трансмиссией, то легко может быть получена гиперболическая зависимость между крутящим моментом (тяговым усилием) на ведущих колесах машины и скоростью вращения колес (скоростью движения) в достаточно широком пределе при использовании нерегу-

лируемых гидроагрегатов (насосов и двигателей), т. е. может быть осуществлено скоростное регулирование силовой передачи с наивысшим КПД. Действительно, с возрастанием сопротивления движению машины момент на валу турбины возрастет, а частота вращения уменьшится, что приведет к снижению скорости движения. Это свойство АГТД является важным преимуществом АГТД по сравнению с двигателями внутреннего сгорания для привода силовой передачи. Оно позволяет использовать в объемных гидропередачах нерегулируемые насосы и двигатели, что снижает удельный вес силовой передачи, увеличивает надежность и долговечность и уменьшает стоимость.

Исполнительными элементами объемной гидравлической трансмиссии являются мотор-колеса. Мотор-колеса можно представить состоящими из гидромотора и редуктора, встроенных в ступицу колеса. Конструкция мотор-колеса зависит от типа гидромотора и редуктора. Наиболее желательным типом гидромотора для мотор-колеса является высокомоментный радиальный гидромотор, вал которого может быть непосредственно соединен с ведущим колесом. Однако применение высокомоментных радиальных гидромоторов непосредственного соединения с колесом не позволяет обеспечить достаточно широкого диапазона регулирования без значительного завышения их установленной мощности, что с учетом большего удельного веса этих типов моторов по сравнению с аксиальными не позволяет рассчитывать на снижение веса мотор-колеса за счет отсутствия редуктора. Схемы мотор-колес с радиальными гидромоторами непосредственного соединения с колесом могут иметь преимущества для тихоходных машин с нешироким диапазоном регулирования (тракторов, кранов, бульдозеров и т. п.).

Для машин широкого диапазона регулирования, где постановка двухскоростного редуктора в мотор-колесо обязательна, лучше применять аксиальные гидромоторы.

Под диапазоном регулирования объемной гидравлической трансмиссии понимается отношение максимального тягового уси-

лия, которое может быть создано на ведущих колесах машины, к минимальному тяговому усилию ее при полном использовании мощности приводного двигателя. Так как при постоянной мощности приводного двигателя между тяговым усилием на ведущих колесах машины и скоростью ее движения должна существовать гиперболическая зависимость

$$P \cdot v = Const ,$$

то диапазон регулирования может быть определен и как отношение максимальной скорости движения машины к ее максимальной скорости при постоянной мощности приводного двигателя, т. е.

$$d = \frac{P_{\text{к макс}}}{P_{\text{к мин}}} = \frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{мин}}} = \frac{v_{\text{макс}}}{v_{\text{мин}}}, \qquad (6.1)$$

где d – диапазон регулирования;

$P_{\text{к макс}}, P_{\text{к мин}}$ – максимальное и минимальное тяговые усилия на ведущих колесах;

$M_{\text{макс}}, M_{\text{мин}}$ – максимальный и минимальный крутящие моменты на ведущих колесах;

$v_{\text{макс}}, v_{\text{мин}}$ – максимальная и минимальная скорости движения.

Максимальное тяговое усилие машины определяется, как известно, сцепными возможностями ведущих колес с грунтом. Очевидно, что максимальное тяговое усилие и наивысшую проходимость будет иметь машина со всеми ведущими колесами. В этом случае

$$P_{\text{к макс}} = \varphi_{\text{макс}} G , \qquad (6.2)$$

где G – вес машины;

$\varphi_{\text{макс}}$ – максимальный коэффициент сцепления колес с грунтом.

В общем случае, когда машина имеет только часть ведущих колес, тяговое усилие определяется весом, приходящимся на ведущие колеса, т. е.

$$P_{\text{к макс}} = G_{\text{сц}} \varphi_{\text{макс}} , \qquad (6.3)$$

где $G_{сц}$ – вес, приходящийся на ведущие колеса машины.

Или, введя в выражение (6.3) полный вес машины, получим

$$P_{к\ макс} = (G_{сц}/G)\varphi_{макс}G = D_{макс}G, \qquad (6.4)$$

где $D_{макс}$ – динамический фактор (максимальный):

$$D_{макс} = (G_{сц}/G)\varphi_{макс}.$$

Поэтому диапазон регулирования может быть выражен и через максимальный и минимальный динамический фактор

$$d = D_{макс}/D_{мин}. \qquad (6.5)$$

При всех колесах ведущих, очевидно, $D_{макс} = \varphi_{макс}$.

Максимальные значения динамического фактора ограничены максимальным значением коэффициента сцепления и лежат в пределах $D_{макс} = 0{,}7...0{,}8$.

Минимальный динамический фактор определяется значением коэффициента трения качения шин о дорожное покрытие и не может быть ниже значений

$$D_{мин} = f_{мин} = 0{,}015...0{,}018.$$

Это означает, что максимальный диапазон регулирования трансмиссии машины ограничен значением $d \le (D_{макс}/D_{мин}) \le 53{,}4...38{,}9$. Такой широкий диапазон регулирования, однако, для машин любого назначения не требуется. Действительно, если предположить, что на машине реализовано значение $D_{макс} = 0{,}8$, то оказывается, что при движении по асфальтированной дороге, где $f_{мин} = 0{,}015$, и при равномерном движении для создания силы сопротивления движению, соответствующей значению $D_{макс} = 0{,}8$, необходимо иметь подъем дороги $\alpha = 50^{\circ}$. Так как дорог с таким подъемом не проектируют, то и нет необходимости реализовывать $D_{макс} = 0{,}8$. Обычно для машин высокой проходимости достаточно иметь $D_{макс} = 0{,}5...0{,}6$. Минимальный динамический фактор

назначается обычно из условия преодоления сопротивления при движении машины по дороге с подъемами 1,5…2,0º, что соответствует $D_{\text{мин}} = 0{,}04...0{,}5$.

Тогда потребный диапазон регулирования для машины высокой проходимости будет находиться в пределах $d_{\text{макс}} = 12...17$.

Для машин высокой проходимости, предназначенных для эксплуатации в основном в трудных дорожных условиях или по грунтовым дорогам, минимальный динамический фактор назначается из условия движения по грунтовой дороге $f = 0{,}03...0{,}04$ с подъемом $\alpha = 1{,}5…2{,}0º$, что соответствует $D_{\text{мин}} = 0{,}06...0{,}08$. Потребный диапазон регулирования в этом случае составит $d_{\text{макс}} = 7{,}5...11{,}5$.

Если для проектируемой машины принят минимальный динамический фактор при максимальной скорости движения $D_{\text{мин}}$, то необходимая удельная мощность двигателя будет определяться выражением

$$N_{\text{уд}} = \left(P_{\text{к мин}} v_{\text{макс}}\right) / \left(270 G \eta_{\text{тр}}\right) = \left(1000 D_{\text{мин}} v_{\text{макс}}\right) / \left(270 \eta_{\text{тр}}\right), \quad (6.6)$$

где $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии;

$v_{\text{макс}}$ – максимальная скорость машины, км/ч.

Удельная мощность, максимальная скорость и диапазон регулирования, определяемый $D_{\text{макс}}$ и $D_{\text{мин}}$, а также коэффициент полезного действия $\eta_{\text{тр}}$ характеризуют трансмиссию и машину в целом. Эти величины являются основными исходными данными для определения рабочих параметров гидроагрегатов трансмиссии. Схема и конструкция гидропривода должны обеспечивать бесступенчатое или ступенчатое регулирование тягового усилия от минимального до максимального значения в диапазоне d при удовлетворительном КПД. Как уже отмечалось, при регулировании трансмиссии только за счет изменения давления и расхода рабочей жидкости насосов высокие значения КПД последних сохраняются в узком пределе рабочих давлений и расходов жидкости, и диапазон ре-

гулирования по насосам не должен превышать значения $d_н \le 2{,}0$. Для получения требуемого для машины высокой проходимости диапазона регулирования приходится завышать установленную мощность гидромоторов по сравнению с мощностью насосов и применять двухскоростные редукторы. Если мощность моторов превышает мощность насосов и регулирование ведется за счет изменения подачи насосов и включением или выключением двигателей мотор-колес, то общий диапазон регулирования будет выражаться как произведение

$$d = d_н \cdot d_м, \qquad (6.7)$$

где $d_н$ – диапазон регулирования по насосам;

$d_м$ – диапазон регулирования по моторам.

При использовании многоскоростных редукторов общий диапазон регулирования находится по формуле

$$d = (d_н \cdot d_м)^n, \qquad (6.8)$$

где n – количество фиксированных чисел редуктора.

Если диапазон регулирования по давлению насосов принят равным $d_н = 2{,}0$, мощность моторов завышена по сравнению с мощностью насосов тоже в два раза, т. е. $d_м = 2{,}0$.Если используется двухскоростной редуктор $n = 2$, то общий диапазон регулирования, по выражению (6.8), составит $d = 16$, и этот диапазон может быть выдержан при использовании полной мощности двигателя и при высоком КПД.

Выражения (6.5), (6.6), (6.7) и (6.8) позволяют оценить основные параметры трансмиссии при любом диапазоне регулирования. Для более удобной оценки параметров трансмиссии по этим выражениям построен график (рис. 6.2), который разделен осями координат на четыре квадрата. В правом верхнем квадрате построена по выражению (6.6) функция $N_{уд} = f(v, D_{мин})$ без учета потери ($\eta_{тр} = 1{,}0$), в правом нижнем квадрате по выражению (6.5) функция

$D_{макс} = f(d, D_{мин})$ и в левом нижнем – функции $d_м = f(d, d_н)$ по выражениям (6.7) и (6.8).

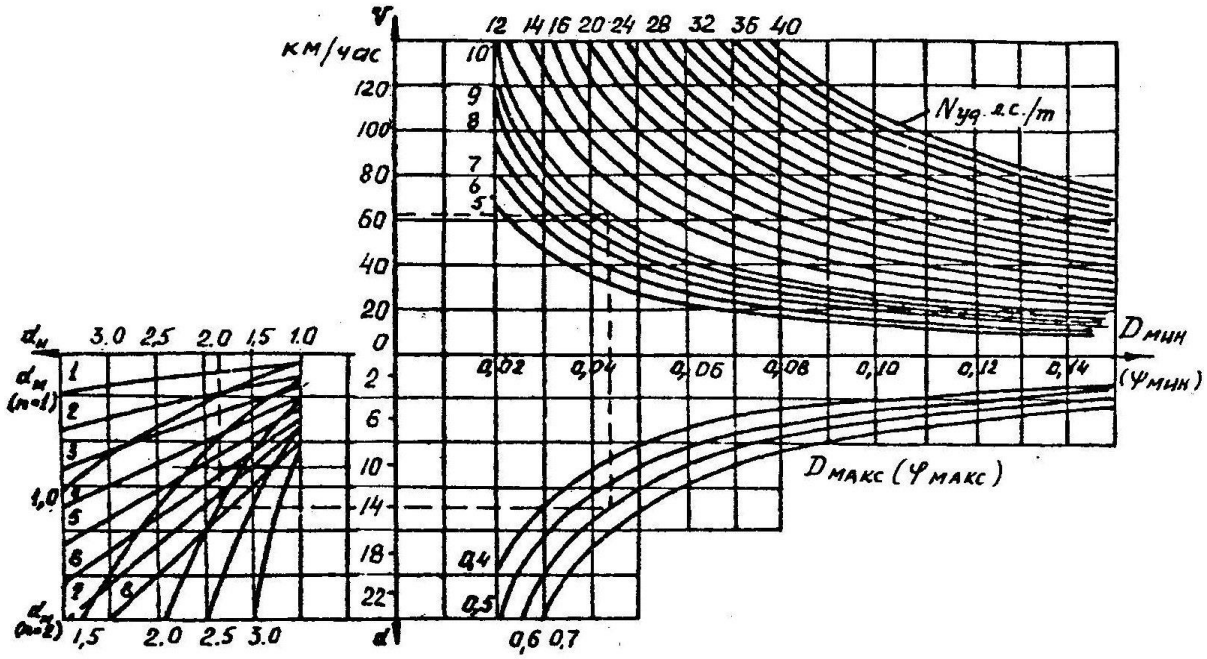


Рис. 6.2. График для оценки основных параметров трансмиссии и машины

Из графика (рис. 6.2) видно, что при одном и том же диапазоне регулирования завышение установленной мощности моторов и насосов по сравнению с мощностью приводного двигателя будет значительно ниже, если используется двухскоростной редуктор вместо односкоростного. С другой стороны, чем меньше диапазон регулирования, тем меньше и завышение установленной мощности гидроагрегатов. Однако, чем меньше диапазон регулирования при одинаковом $D_{макс}$, тем большую энерговооруженность должна иметь машина для обеспечения заданной скорости движения. При одном и том же диапазоне регулирования максимальная скорость машины увеличивается при увеличении энерговооруженности. График позволяет достаточно обоснованно подойти к выбору основных параметров трансмиссии. График (рис. 6.2) позволяет ориентировочно определять значения основных параметров трансмиссии для регулирования передачи во всем диапазоне при использовании

полной мощности двигателя. Если же проектируемая машина предназначается для работы в основном в благоприятных дорожных условиях, но в случае необходимости она должна преодолевать и трудные участки дорог или двигаться по бездорожью, т. е. имеет два основных режима при использовании полной мощности двигателя. На промежуточных режимах в этом случае не обязательно использование всей мощности двигателя. Как будет показано ниже, это дает возможность обеспечить работу трансмиссии в широком диапазоне регулирования при меньших, чем это определяется графиком, значениях $d_н$ и $d_м$.

Правильный выбор схемы трансмиссии и параметров гидромоторов и их типа может обеспечить работу трансмиссии с наивысшим КПД во всем диапазоне регулирования.

Как известно, степень совершенства любой передачи определяется ее коэффициентом полезного действия η, который равен отношению мощности $N_п$, используемой для совершения полезной работы, к мощности $N_{дв}$, отдаваемой двигателем

$$\eta = N_п / N_{дв} . \qquad (6.9)$$

При установившемся движении мощность двигателя расходуется на совершение полезной работы и преодоление сил трения в механизмах передачи и других паразитных сопротивлений

$$N_{дв} = N_п + N_м, \qquad (6.10)$$

где $N_м$ – мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения и других сопротивлений.

Из этого выражения видно, что для увеличения КПД необходимо снижать потери. Для объемной гидравлической трансмиссии полный КПД равен отношению мощности, которая передается на колесо, к мощности, которая подводится от двигателя на редуктор блока насосов

$$\eta_{тр} = N_к / N_{дв} , \qquad (6.11)$$

где $\eta_{тр}$ – полный КПД трансмиссии;

$N_к$ – мощность, подводимая к колесам;

$N_{дв}$ – мощность приводного двигателя.

Потери мощности в трансмиссии происходят в результате потерь в механических узлах (радиаторах, муфтах сцепления и т. п.), производительности и давления в гидроагрегатах и распределительных устройствах. Кроме того, при работе гидроагрегатов часть мощности затрачивается на преодоление сил трения между рабочими поверхностями деталей и в подшипниках. В блоке насосов часть мощности дополнительно затрачивается на привод насоса подпитки и насоса системы управления.

Потери производительности происходят вследствие перетекания жидкости через зазоры между рабочими органами и внутренние уплотнения в гидроагрегатах, отделяющие полость нагнетания от полости всасывания. Некоторые потери производительности происходят также в коммуникациях, соединяющих отдельные гидроагрегаты между собой, вследствие включения в них предохранительных клапанов, подпитки и подвижных соединений, а также в распределительной аппаратуре.

Потери энергии, связанные с потерей производительности, оцениваются объемным КПД гидроагрегата, который равен отношению действительной производительности к теоретической

$$\eta_{об} = Q/Q_т . \qquad (6.12)$$

Теоретическая производительность насоса

$$Q_{тн} = q_н n_н .$$

Действительная производительность насоса равна теоретической за вычетом суммарных объемных потерь

$$Q_н = Q_{тн} - \Delta Q_н .$$

Для гидромотора теоретическая производительность равна количеству жидкости, подаваемому к нему в единицу времени от насоса

$$Q_{тн} = Q_н . \qquad (6.13)$$

Действительная производительность гидромотора равна произведению его рабочего объема $q_м$ на частоту вращения $n_м$

$$Q_м = q_м n_м .$$

Объемные КПД для насоса и мотора

$$\left.\begin{aligned} \eta_{об.н} &= \frac{Q_н}{Q_{тн}}; \\ \eta_{об.м} &= \frac{Q_м}{Q_{тм}}. \end{aligned}\right\} \qquad (6.14)$$

Общий объемный КПД равен произведению объемных КПД насоса и гидромотора

$$\eta_{об} = \eta_{об.н} \cdot \eta_{об.м} .$$

Подставляя их значения, получим

$$\eta_{об} = Q_м / Q_{тн} = (q_м n_м)/(q_н n_н).$$

Так как $q_м$, $q_н$ и $n_н$ для данного режима работы гидропередачи величины заданные, то объемный КПД проявляется в снижении частоты вращения вала гидромотора.

Потери давления происходят в результате наличия гидравлических сопротивлений на пути движущейся рабочей жидкости. Потери мощности вследствие потерь напора можно определить по уравнению Д. Бернулли. При этом разность уровней не учитывается, так как она невелика.

Потери давления вследствие гидравлических сопротивлений для круга циркуляции объемной гидропередачи как последовательно расположенных участков потока жидкости равны

$$\sum_{i=1}^{i=n} \Delta p = \sum_{i=1}^{i=n} \xi_i \frac{v_i^2}{2g} \gamma , \qquad (6.15)$$

где $\sum_{i=1}^{i=n} \Delta p$ – сумма потерь давления, кг/см^2;

ξ – безразмерный коэффициент гидравлического сопротивления в рассматриваемом месте гидропередаче;

v_i – средняя скорость рабочей жидкости, м/с;

g – ускорение силы тяжести, м/с^2;

γ – объемный вес жидкости, кг/м.

Эти потери для объемной гидропередачи оцениваются гидравлическим КПД $\eta_г$, который представляет собой отношение давления рабочей жидкости на входе в гидромотор к давлению рабочей жидкости в нагнетательной полости насоса. Практически можно считать, что эти давления равны давлениям на входе в гидромотор и на выходе из насоса. Обозначив через $p_м$ давление на выходе из насоса, получим

$$\eta_г = p_м / p_н . \qquad (6.16)$$

Как известно из гидравлики, величина гидравлического КПД зависит от длины трубопроводов, наличия местных сопротивлений (ступеней, изгибов, поворотных угольников и т. д.), а также от свойств рабочей жидкости и ее скорости. Для повышения гидравлического КПД при проектировании трансмиссии следует стремиться к уменьшению длины трубопроводов, а также не допускать его крутых изгибов. Внутренняя поверхность трубопроводов должна быть гладкой. Особое внимание надо обратить на выбор внутреннего диаметра трубопровода, так как от него зависит скорость движения жидкости, а потери зависят от квадрата скорости(см. 6.15). Практикой установлено, что скорость жидкости при работе гидропередачи не должна превышать 4…5 м/с. Вязкость рабочей жидкости должна быть как можно меньше.

Механические потери мощности в трансмиссии возникают вследствие трения между рабочими поверхностями деталей и в подшипниках и оцениваются механическим КПД. Для гидромотора механический КПД определяется отношением величины крутящего момента на валу гидромотора к крутящему моменту, развиваемому в рабочих полостях гидромотора,

$$\eta_{мех.м} = M_м / (1{,}5g \cdot q_м \Delta p), \qquad (6.17)$$

где $M_м$ – момент на валу мотора, кгм;

$q_м$ – рабочий объем гидромотора, л/об;

Δp – перепад давления в моторе, кг/см^2.

Для насоса $\eta_{мех.н}$ равен отношению теоретического крутящего момента к моменту, действительно прикладываемому к валу насоса,

$$\eta_{мех.н} = M_{тн} / M_н . \qquad (6.18)$$

Для определения теоретического крутящего момента насоса необходимо из крутящего момента, прикладываемого во время работы к валу насоса, вычесть момент, который нужно приложить для провертывания вала при нулевой подаче насоса и той же частоте вращения. К этим потерям добавляются еще механические потери в редукторах трансмиссии.

Таким образом, полный КПД трансмиссии можно представить, как произведение всех составляющих коэффициентов полезного действия

$$\eta_{тр} = \eta_{рр}\ \eta_{об.н}\ \eta_{мех.н}\ \eta_г\ \eta_{об.м}\ \eta_{мех.м}\ \eta_{кр}\ \eta_{об.апп},$$

где $\eta_{рр}$ – КПД раздаточного редуктора блока насосов;

$\eta_{кр}$ – КПД колесного редуктора;

$\eta_{об.апп}$ – объемные потери в аппаратуре управления и распределения.

Для редукторов блока насосов с цилиндрическими колесами при небольшом передаточном числе $i \le 1{,}0...4{,}0$ можно принимать

$$\eta_{рр} = 0{,}980...0{,}985.$$

Для редукторов мотор-колес с планетарными передачами типа 2К-Н для каждого ряда многорядной передачи можно принимать

$$\eta_{кр} = 0{,}98...0{,}99.$$

Для гидроагрегатов на расчетном режиме (аксиальные гидроагрегаты)

$$\eta_{об.н} = 0{,}94...0{,}97;\ \eta_{об.м} = 0{,}96...0{,}98;\ \eta_{мех.н} = \eta_{мех.м} = 0{,}94...0{,}96.$$

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-