

Используя гидрораспределители Р-80 и Р-160, следует помнить, что задержка рукоятки в позициях «Подъем» или «Принудительное опускание» по окончании рабочего хода поршня гидроцилиндра приводит к тому, что клапанное устройство гидрораспределителя начинает работать на предельном давлении, а это может вызвать перегрев масла, подтекание в соединениях гидросистемы и быстрый выход насоса из строя.

Надежная работа гидрораспределителей и регулирующей аппаратуры обеспечивается при оптимальной вязкости рабочей жидкости, при температуре промышленных масел от 10 до 50°C и моторных — от 30 до 80°C. В условиях более низких температур наблюдаются отказы автоматических устройств золотников и клапанов серводействия.

Перед монтажом новые трубопроводы во внутренней поверхности протравливают, нейтрализуют, тщательно очищают и промывают потоком рабочей жидкости.

У трубопроводов длиной более 1 м предусматривают промежуточное крепление к машине, обеспечивающее жесткость и гашение вибрации. Крепление не должно препятствовать температурным деформациям трубопровода. Запрещается монтировать трубопроводы с натяжением.

Нормальная работа гидроприводов, как уже отмечалось, зависит от правильной эксплуатации фильтров. Обычно после выхода с завода у машин очищают фильтры первый раз через 25 ч, а затем через каждые 120 . . . 150 ч работы.

Работоспособность и долговечность гидравлического оборудования в значительной мере зависят от соблюдения правил их консервации и хранения. Поэтому соблюдение инструкций по хранению — залог безотказной работы при эксплуатации.

Глава 5. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

5.1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

В автомобилях, тракторах и сложных сельскохозяйственных машинах часто при передаче энергии между валами, вращающимися с различными и переменными в процессе работы частотами вращения, применяют гидродинамическую передачу.

Гидродинамической передачей называют совокупность механизмов и систем, передающих механическую энергию от двигателя к потребителю посредством потока жидкости.

Гидродинамические передачи, как правило, состоят из двух частей: насосной и турбинной.

В насосной части механическая энергия преобразуется в энергию потока жидкости (динамический напор). В турбинной

части гидравлическая энергия потока капельной жидкости снова преобразуется в механическую.

Основное достоинство гидродинамических передач — это бесступенчатое и автоматическое изменение частоты вращения ведущего вала в зависимости от нагрузки на ведомом валу.

Другие преимущества гидродинамических передач заключаются в быстроходности и плавности работы (плавное трогание с места и плавный разгон), отсутствии трущихся пар (практически отсутствует износ у основных деталей), бесшумности передачи, отсутствии крутильных колебаний, высоком КПД ($\eta = 0,96 \dots 0,98$), возможности осуществления дистанционного и автоматического управления, эксплуатационной надежности.

В целом применение гидродинамических передач делает удобным управление машинами и повышает их экономичность.

По принципу действия гидродинамические передачи делятся на гидромуфты и гидротрансформаторы.

Принципиальное отличие гидромуфты от гидротрансформатора заключается в том, что первая не имеет реактивного элемента и момент на ее вторичном валу равен моменту на первичном.

У гидротрансформаторов имеется реактивный элемент в виде неподвижного направляющего аппарата (реактора), с помощью которого можно изменить не только величину крутящего момента вторичного вала, но и по сравнению с их значениями на первичном валу.

Следовательно, гидромуфта передает мощность без изменения величины крутящего момента, а гидротрансформатор способен изменять величину крутящего момента.

Гидродинамические передачи в машиностроительной практике применяются для:

регулирования скорости вращения ведомого вала при сохранении постоянной скорости вращения ведущего вала;

разгона больших маховых масс. Например, подключение и отключение стартера при запуске газовых турбин;

отклонения устройств и аппаратов разгона на автомобилях, тракторах и тепловозах;

суммирования мощностей и реверса.

5.2. ГИДРОМУФТЫ

Типовая конструктивная схема гидромуфты представлена меридиональным сечением (см. рис. 3.20, а).

Сечение гидромуфты, плоскостью проходящей через ее ось, называется *меридиональным*.

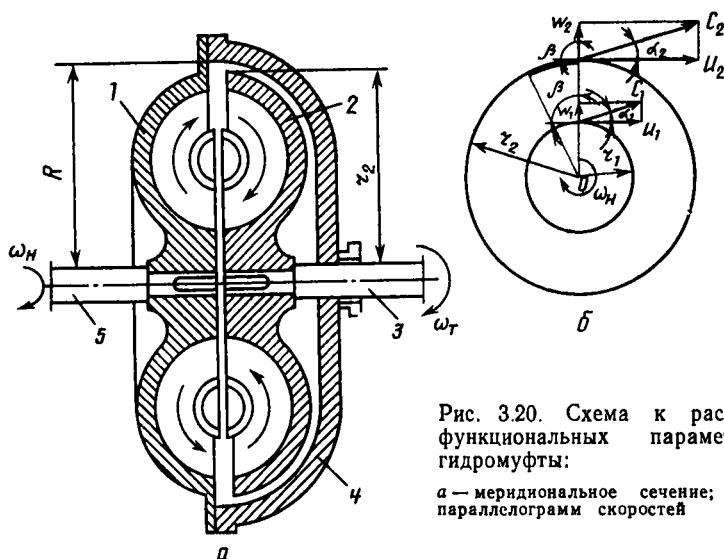


Рис. 3.20. Схема к расчету функциональных параметров гидромукты:

a — меридиональное сечение; *б* — параллелограмм скоростей

Гидромукта состоит из насосного колеса 1, установленного на ведущем валу 5, турбинного колеса 2, насаженного на ведомый вал 3, и корпуса 4.

Так как гидромукта не имеет направляющих аппаратов, то момент ведомого вала равен моменту ведущего, т. е. не происходит трансформации энергии.

Между торцами насосного 1 и турбинного 2 колес имеется зазор. Энергия от насосного колеса 1 на турбинное 2 передается через рабочую жидкость.

В качестве рабочих жидкостей в гидродинамических передачах применяются масла: индустриальное 12, индустриальное 20, турбинное и трансформаторное. Температура рабочей жидкости должна находиться в пределах 55... 135°C.

Во избежание чрезмерного повышения давления в рабочей полости при нагреве жидкости гидромукты заполняют на 85... 87%.

Насосное колесо 1, вращаясь от двигателя, подобно центробежному насосу, забирает жидкость из турбинного колеса 2, которая под воздействием центробежной силы отбрасывается к периферии, перемещаясь вдоль лопаток и вращаясь одновременно с колесом. Вследствие этого рабочая жидкость приобретает запас кинетической энергии и энергии давления. С насосного колеса 1 жидкость попадает на лопатки турбинного колеса 2, преобразует этот запас энергии в механическую работу вращения ведомого вала. Потеряв некоторое количество эне-

гии на преодоление сопротивления вращению турбинного колеса 2, жидкость по его лопастям направляется к центру гидромуфты, где она вновь переходит на насосное колесо 1, и цикл движения повторяется.

Таким образом, жидкость в гидромуфте циркулирует от насосного колеса 1 к турбинному 2 (относительное движение), вращается вместе с колесом (переносное движение) и образует вихревое кольцо (абсолютное движение), называемое *кругом циркуляции*.

Гидромуфты изготовляют без тора или с тором незначительной величины. Внутреннее кольцо гидромуфты называется *тором*, так как это вихревое кольцо имеет геометрическую форму в виде полого тора. Тор может быть металлический и воздушный.

Гидромуфты делятся на регулируемые и нерегулируемые, постоянного и переменного наполнения.

В регулируемой гидромуфте скорость вращения ведомого вала зависит не только от скорости вращения ведущего вала, но и от положения управляемого извне регулирующего устройства.

В регулируемых гидромуфтах предусматривается устройство для управления потоком жидкости внутри нее воздействием извне.

К нерегулируемой относятся гидромуфты, у которых при постоянной скорости вращения ведущего вала скорость вращения ведомого вала зависит только от нагрузочного момента на ведомом валу.

В меридиональном сечении (см. рис. 3.20, а) направление движения рабочей жидкости можно показать только при относительном движении вдоль лопаток колес.

Особенность относительного движения жидкости в гидромуфте — увеличение скорости циркуляции жидкости с увеличением разности угловых скоростей вращения насосного и турбинного колес, в результате чего жидкость с еще более значительной силой ударяет по лопастям турбинного колеса, и это приводит к увеличению значения крутящего момента. При замедлении вращения турбинного колеса действие центробежных сил на жидкость снижается, что приводит к уменьшению сопротивления ее продвижению от насосного колеса через турбинное, а это, в свою очередь, увеличивает скорость циркуляции жидкости. Следовательно, при увеличении скорости циркуляции для вращения насосного колеса необходимо приложить больший момент. При этом на лопатки насосного колеса действует большее значение кориолисовой силы, которая создает повышение давления на лицевой стороне лопатки насосного колеса и на тыльной стороне лопатки турбинного колеса.

Функциональные параметры гидромолты рассчитываются на основе уравнения Л. Эйлера, согласно которому для гидромолтин энергия колес гидромолты, отнесенная к единице веса жидкости (H), может быть выражена напором:

для насосного колеса

$$H_1 = \frac{1}{g} (C_{u_2} u_2 - C_{u_1} u_1); \quad (3.42)$$

для турбинного колеса

$$H_2 = \frac{1}{g} (C_{u_1} u_1 - C_{u_2} u_2), \quad (3.43)$$

где C_{u_1} и C_{u_2} — окружные составляющие абсолютных скоростей частицы жидкости соответственно на входе и выходе рабочего колеса.

Так как гидромолты в основном имеют прямые радиальные лопатки ($\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$), то $C_u = u$.

Если в насосное колесо жидкость поступает из турбинного, то проекция абсолютной скорости на входе $C_{u_{11}} = C_{u_{22}} = u_{22}$ (первые цифры индекса относятся к колесам: 1 — насосное, 2 — турбинное; вторые цифры индекса — скорости на входе или выходе из колес), тогда

$$H_1 = \frac{1}{g} (u_{12}^2 - u_{22} u_{11}). \quad (3.44)$$

Обозначим $\alpha = r/R$; $u = R\omega$; $i = \omega_2/\omega_1$; тогда уравнение (3.44) принимает вид

$$H_1 = \frac{R^2 \omega^2}{g} (1 - \alpha^2 i). \quad (3.45)$$

При условии, что $C_{u_2} = u_{11}$, напор на турбинном колесе

$$H_2 = \frac{R^2 \omega_1^2}{g} (1 - \alpha^2 i). \quad (3.46)$$

Расход в меридиональном сечении для обоих колес одинаков ($Q_1 = Q_2 = Q$). В противном случае в одном из колес происходило бы накопление жидкости.

Значит, моменты на ведущем и ведомом колесах запишутся равенством

$$M_1 = \frac{N}{\omega_1} = \frac{\rho g H_1 Q}{\omega_1}. \quad (3.47)$$

Выполнив преобразование (3.47) с учетом уравнения (3.45), получим:

для насосного колеса

$$M_1 = \rho R^2 \omega_1 (1 - \alpha^2 i) Q; \quad (3.48)$$

для турбинного колеса

$$M_2 = \rho R^2 \omega_1 (1 - \alpha^2 i) Q. \quad (3.49)$$

Следовательно, уравнение Эйлера подтверждает равенство моментов на колесах гидромурфты.

Энергию на преодоление потерь можно выразить соответствующими зависимостями:

потери напора на удар в турбинное колесо

$$h_{\text{уд.т}} = \frac{1}{2g} (C_{12} \cos \alpha_{12} - C_{21} \cos \alpha_{21})^2; \quad (3.50)$$

потери напора на удар при входе в насосное колесо

$$h_{\text{уд.н}} = \frac{1}{2g} (C_{11} \cos \alpha_{11} - C_{22} \cos \alpha_{22})^2; \quad (3.51)$$

потери напора на трение и завихрение

$$h_{\text{т.з}} = \sum \xi \frac{w^2}{2g}, \quad (3.52)$$

где $\sum \xi$ — суммарный коэффициент местных сопротивлений на трение и завихрение, определяемый экспериментально; C_{11} и C_{12} — абсолютные скорости частицы жидкости соответственно при входе и выходе насосного колеса; C_{21} и C_{22} — абсолютные скорости частицы жидкости соответственно при входе и выходе турбинного колеса.

При $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$ $C \cos \alpha = u$ уравнение баланса энергии после выполнения математических преобразований принимает вид

$$\frac{1}{g} (u_{12}^2 - u_{11}^2 i) = \frac{1}{g} (u_{12}^2 - u_{11}^2 i) i + \frac{(1-i)^2 (u_{12}^2 + u_{11}^2)}{2g} + \sum \xi \frac{w^2}{2g}. \quad (3.53)$$

Выполнив необходимые преобразования, получим выражение для определения относительной скорости

$$w = u_{11} \sqrt{\frac{(1-i)^2 (m^2 - 1)}{\sum \xi}}, \quad (3.54)$$

где $m = r_2/r_1$ — отношение радиуса турбинного колеса к радиусу насосного по средней линии циркуляции жидкости.

Обозначим постоянную для данной гидромурфты через

$$C = \pi r_1 / 60,$$

тогда уравнение для вычисления относительной скорости имеет вид

$$w = C n_1 \sqrt{\frac{(1-i)^2 (m^2 - 1)}{\sum \xi}}, \quad (3.55)$$

где n_1 — частота вращения насосного колеса, мин^{-1} .

Из уравнения (3.55) следует, что относительная скорость движения жидкости по каналам лопаток рабочих колес прямо пропорциональна частоте вращения ведущего вала, при неподвижном положении ведомого вала ($i=0$) относительная скорость достигает максимального значения, а по мере увеличения передаточного отношения величина ее падает. При $i=1$ турбинное колесо вращается с угловой скоростью насосного и перепада давления между ними нет, следовательно, жидкость не циркулирует по лопастям гидромурфты. Но практически турбинное колесо всегда отстает от насосного. При $i=1$ скорость $\omega = 0$, что соответствует физическому содержанию происходящего процесса в гидромурфте.

Суммарный коэффициент потерь зависит от передаточного отношения и формы рабочей полости. Он достигает наибольших значений при минимальном скольжении.

В заключение следует сказать, что циркуляция жидкости носит организованный характер и весь поток в межлопаточных каналах как бы сосредоточен по средней струйке.

Внешней характеристикой гидромурфты называется зависимость крутящего момента и коэффициента полезного действия от частоты вращения турбинного колеса при постоянной частоте вращения насосного колеса.

Она строится по результатам испытания гидромурфты при полном или частичном заполнении ее рабочей жидкостью. (Если объем рабочей камеры заполнен жидкостью на 90%, то такое наполнение называется *полным*, ниже 90% — *частичным*.)

Внешнюю характеристику гидромурфты (рис. 3.20, б) строят так: на оси абсцисс откладывают частоту вращения турбинного колеса или относительную частоту вращения турбины $i = n_T/n_n$, а на оси ординат — изменение крутящего момента, значение КПД и мощность. За нормальную расчетную точку принимается значение крутящего момента $M=1$ при скольжении $S = 4 \dots 2\%$ ($i = n_T/n_n = 0,96 \dots 0,98$). Из графика (см. рис. 3.21) видно, что гидромурфта относится к передачам, у которых кинематические характеристики зависят от приложенной нагрузки. Это основная особенность гидродинамических передач.

Чтобы понять, почему гидромурфта способна с уменьшением частоты вращения ведущего вала передавать значительно больший крутящий момент, проанализируем уравнение крутящего момента турбины

$$M_T = \rho Q (r_{12} u_{12} - r_{11} u_{11} i). \quad (3.56)$$

Насос вращается с постоянной частотой, поэтому u_{12} и u_{11} — величины постоянные, плотность зависит от температуры жидкости (при анализе принимаем $\rho = \text{const}$).

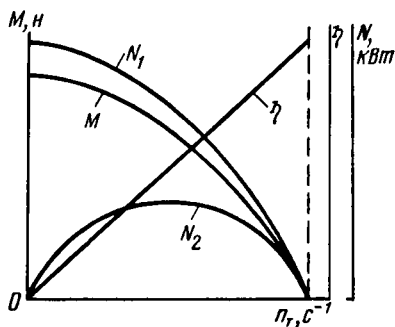


Рис. 3.21. Внешняя характеристика гидромуфты

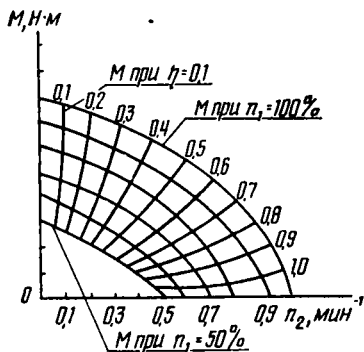


Рис. 3.22. Универсальная характеристика гидромуфты

Следовательно, переменные величины — только Q и i , поэтому увеличение передаваемого крутящего момента может происходить только за счет увеличения расхода или выражения в скобках уравнения (3.56).

С уменьшением частоты вращения турбинного колеса, т. е. с уменьшением i , скорость циркуляции по каналам гидромуфты увеличивается, следовательно, растет Q . Значит, передаваемый гидромуфтой момент увеличивается.

Первый член уравнения (3.56), стоящий в скобках, имеет постоянное значение. Второй член с уменьшением i также уменьшается и, когда $i=0$ (вал турбины остановится), превращается в нуль. Так как он имеет знак «минус», то абсолютная величина двучленна, при уменьшении i растет, что также ведет к увеличению передаваемого гидромуфтой момента.

Отсюда следует, что с падением частоты вращения ведомого вала передаваемый крутящий момент гидромуфты увеличивается либо за счет роста расхода, либо за счет уменьшения передаточного отношения (см. рис. 3.20, б), т. е. гидромуфта способна к работе с большими перегрузками.

Для случая, когда ведущий вал имеет различную частоту вращения, строят так называемую универсальную характеристику.

Универсальной характеристикой гидромуфты называют зависимость ее крутящих моментов от частоты вращения турбинного колеса при различных частотах вращения насосного колеса (см. рис. 3.22).

Универсальную характеристику строят по внешним характеристикам гидромуфты, которые получают в ходе испытаний при постоянных частотах вращения насосного колеса, принимая последовательно $n_m=100\%$, $n_n'=90\%$, $n_n''=80\%$ и т. д.

На универсальной характеристике строятся графики зависимости вращающих моментов гидромуфты при одинаковых значениях КПД, т. е. $M_k = f(n_n, n_r)$ при $\eta = \text{const}$ для значения $\eta = 0,1; 0,2; 0,3$ и т. д.

Универсальные характеристики гидромуфт используют для построения характеристики гидропривода, которая отражает совместную работу передачи и двигателя.

Режим работы гидромуфты регулируется различными способами.

Регулирование частоты вращения ведомого вала и передаваемого момента можно выполнять при постоянной частоте вращения ведущего вала и при переменной.

При работе гидромуфты с постоянной частотой вращения ведущего вала регулирование частоты вращения ведомого вала можно осуществлять тремя способами: различной степенью заполнения рабочей полости; механическим изменением формы рабочей полости; перегрузкой гидромуфты путем прогрессирующего увеличения передаваемого момента или, наоборот, путем снятия нагрузки.

Наибольшее распространение получил жидкостный способ регулирования — изменением степени наполнения жидкостью рабочей полости.

Регулирование изменением частоты вращения ведущего вала двигателя применяется на транспортных (автомобили, тракторы) и грузоподъемных машинах. Этот способ рассмотрим на примере автомобиля. Если остаточный момент на валу гидромуфты меньше, чем сопротивление автомобиля при его движении, то машину можно остановить, не включая двигатель, а только снизив частоту вращения его вала.

Если же остаточный момент у гидромуфты большой, то для остановки машины применяют тормоза для ведущих осей.

Гидромуфты, управляемые за счет изменения формы проточной части при неизменной степени заполнения, или механически управляемые гидромуфты до последнего времени практически не применялись главным образом из-за малой глубины регулирования по моменту.

Механически управляемые гидромуфты по способу воздействия их органов управления на поток жидкости разделяют на две группы:

гидромуфты, регулируемые при постоянных размерах рабочих колес;

гидромуфты, регулируемые при изменении размера одного или обоих рабочих колес.

Исследования показали, что вторая группа может дать большую глубину регулирования по моменту.

Глубиной регулирования по моменту называют отношение крутящего момента при основном рабочем режиме ведомого вала к минимальному моменту на том же валу при остановленной турбине.

Глубина регулирования по скорости — это отношение номинальной частоты вращения ведомого вала к минимально возможной частоте вращения того же вала.

Для осуществления жидкостного регулирования применяют несколько систем управления, но они выполняют одну и ту же задачу — изменяют величину относительного заполнения рабочей полости гидромуфты.

Эти системы регулирования могут быть разделены на три группы:

- с регулированием потока жидкости на входе в гидромуфту;
- с регулированием потока жидкости на выходе из гидромуфты;

- с регулированием потока жидкости при входе в гидромуфту и на выходе из нее.

Системы регулирования могут иметь несколько конструктивных различий в отдельных узлах или в компоновке всей гидромуфты.

К гидромуфтам с регулированием потока жидкости на входе относятся гидромуфты с верхним баком и гидромуфты со свободным выбросом рабочей жидкости в неподвижный кожух. Но смена режима их работы происходит за 2...3 мин, что является их недостатком. Гидромуфты с вращающимся резервуаром и поворотной черпательной трубкой имеют более гибкий режим работы.

Простота управления, определенность задаваемой дозировки, способность черпательной трубки легко преодолевать противодавление — качества, позволившие гидромуфте получить большое распространение.

Гидромуфты с клапанным управлением и гидромуфты с дополнительным объемом относятся к системам с регулированием потока жидкости на выходе из гидромуфты.

Гидромуфты с клапанным управлением имеют сложную конструкцию и не обеспечивают плавность перехода с одной скорости на другую.

Гидромуфты с дополнительным объемом получили широкое применение в различных областях машиностроения.

Гидромуфты с регулированием посредством шестеренного насоса и гидромуфты с комбинированным управлением имеют систему регулирования потока жидкости на входе в гидромуфту и на выходе из нее.

В заключение следует отметить, что самое широкое применение получили конструкции гидромуфт со скользящей или по-

воротной черпательной трубкой и вращающимся резервуаром и гидромуфты с дополнительным объемом и скользящей черпательной трубкой.

5.3. ГИДРОТРАНСФОРМАТОРЫ

Гидротрансформатор обеспечивает преобразование крутящего момента и плавность его нарастания при переходе от двигателя к ведущим органам.

В отличие от гидромуфты гидротрансформатор имеет третье колесо, которое обычно закреплено неподвижно, поэтому он может передавать крутящий момент с изменением по величине, а в некоторых случаях и по знаку.

Гидротрансформаторы (см. рис. 3.23) имеют рабочие колеса трех наименований: насосные (ведущие) *H*, турбинные (ведомые) *T*, реакторные (реактивные) *P*.

Гидротрансформаторы могут быть изготовлены трех-, четырех- и многоколесными с одноступенчатым насосом, одно-, двух- и трехступенчатой турбиной с одним или несколькими реакторами. Наибольшее применение по величине преобразования крутящего момента получили двух- и трехступенчатые гидротрансформаторы.

Простейший гидротрансформатор — трехколесный (рис. 3.23) — состоит из насосного колеса 2, турбинного колеса 4 и неподвижного реактора 3. Все колеса установлены в одном неподвижном корпусе 1.

Вал насосного колеса 2 соединен с валом двигателя, а вал турбины — с механизмом трансмиссии (для трактора), передающим крутящий момент на ведущие колеса (гусеницы) трактора.

Принцип действия гидротрансформатора заключается в следующем.

В процессе работы гидротрансформатора лопатки насосного колеса 2 оказывают силовое воздействие на жидкость, заставляя ее не только вращаться вместе с колесом, но и перемещаться вдоль лопаток по направлению от входа к выходу. При этом потенциальная энергия давления ло-

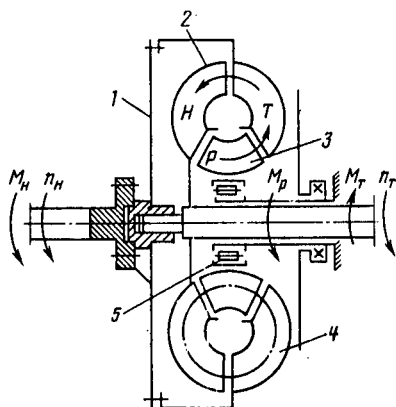


Рис. 3.23. Схема работы гидротрансформатора:

1 — корпус; 2 — насосное колесо; 3 — реактор; 4 — турбинное колесо; 5 — скользящая муфта.

платок насоса на жидкость под действием центробежных сил преобразуется в кинетическую энергию движения жидкости. Выйдя из насосного колеса 2, поток жидкости попадает в расположенное за ним турбинное колесо 4, и ударяясь о лопатки его колеса, уменьшает свою скорость. При движении потока по межлопастным каналам его направление изменяется в соответствии с профилем лопаток. Кинетическая энергия потока жидкости уменьшается, и на лопастях колеса турбины возникает крутящий момент, равный крутящему моменту M_n , приложенному к валу насоса. При перетекании по межлопастным сужающимся каналам колеса реактора скорость потока жидкости возрастает, а его направление совпадает с направлением вращения насосного колеса 2. На лопатках реактора создается реактивный момент M_p , воспринимаемый корпусом 1.

В каждом рабочем колесе жидкость протекает сплошным потоком от входа к выходу, обтекая лопатки и находясь с ними в силовом взаимодействии.

Круг циркуляции жидкости в гидротрансформаторах по меридиальной плоскости может происходить по двум схемам: а — насос — турбина — реактор (НТР); б — насос — реактор — турбина (НРТ). К особенностям рабочего процесса гидротрансформаторов относят следующее.

Силовые и кинематические связи между рабочими колесами осуществляются через рабочую жидкость.

Рабочая жидкость представляет собой одно бесконечное и непрерывное кольцевое звено, находящееся в силовом взаимодействии одновременно со всеми рабочими колесами без существования жестких кинематических связей между ними.

Существование силовых связей между рабочими колесами (круг циркуляции) возможно только при вращении хотя бы одного рабочего колеса.

Гидротрансформаторы по характеру взаимодействия с двигателем подразделяются на прозрачные и непрозрачные. *Прозрачные гидротрансформаторы* имеют свойство изменять режим работы двигателя в зависимости от изменения нагрузки сопротивления движению машины. *Непрозрачные гидротрансформаторы* изолируют двигатель от воздействия на него постоянно меняющихся внешних сопротивлений.

На тракторах и автомобилях применяются гидромеханические трансмиссии и гидropередачи, которые могут работать как гидротрансформатор и как гидромuфта (переход с одного режима работы на другой происходит автоматически). Последние созданы на основе трехколесного гидротрансформатора. Особенности работы этих так называемых комплексных гидropередач заключаются в следующем.

При постоянной частоте вращения насосного колеса 2 турбинное колесо 4 имеет частоту вращения, определяемую приложенным к нему сопротивлением, т. е. чем больше снимаемый крутящий момент на валу выходного звена, тем меньше его частота вращения.

Если отсутствует сопротивление вала (холостой ход), частота его вращения почти равна частоте вращения насосного колеса 2 (частота вращения вала двигателя).

При незначительном сопротивлении на крюке трактора момент сопротивления, приложенный через трансмиссию к валу турбинного колеса, также невелик. В этом случае установится равновесие между моментом сопротивления и моментом, с которым воздействует поток рабочей жидкости насосного колеса 2 на лопатки турбинного колеса 4.

Реактор 3 позволяет изменять крутящий момент на турбинном колесе 4 пропорционально изменению момента сопротивления на валу коробки передач. В так называемой комплексной гидropередаче реактор 3 в корпусе 1 (рис. 3.23) установлен на муфте свободного хода 5.

Если момент турбинного колеса больше момента насосного колеса, то действие жидкости на лопатки колеса реактора вызывает заклинивание реактора муфтой и момент M_T увеличивается пропорционально увеличению нагрузки. При $M_T < M_n$ изменяется направление движения жидкости, крутящий момент на реакторе меняет направление вращения, ролики муфты свободного хода расклиниваются и реактор вращается как одно целое с турбинным колесом. В этом случае гидротрансформатор работает как гидромуфта, т. к. преобразующее действие реактора равно нулю, а $\omega_n = \omega_T$.

Отметим следующие важные свойства, определяемые особенностями рабочего процесса гидротрансформатора.

Крутящий момент M_T на ведомом валу автоматически и бесступенчато уменьшается с увеличением частоты вращения ведомого вала от нуля до максимума.

Силовое взаимодействие жидкости и лопаток происходит при незначительной по величине частоте вращения, что служит причиной потерь энергии на трение и снижения значения КПД.

Силовое взаимодействие жидкости и лопаток при отсутствии жесткой кинематической связи между ведущим и ведомым валами приводит к взаимозависимости силовых и кинематических показателей режима работы.

Условное обозначение гидротрансформатора состоит из: индекса Г — гидротрансформатор; цифры 3 или 4 — числа колес; трехзначного числа, обозначающего активный диаметр в мм; двух- или трехзначного числа, обозначающего крутящий момент в кгс·м.

Пример: гидротрансформатор трехколесный с активным диаметром 470 мм и крутящим моментом $M=150$ кгс·м — Г-3-470-150.

В отличие от гидромуфт гидротрансформаторы работают только при полном заполнении их рабочей жидкостью. С целью компенсации влияния больших скоростей и высоких температур жидкость в проточную полость гидротрансформатора подается под избыточным давлением.

На рисунке 3.24 представлены схема расположения лопаток и параллелограмм скоростей колес гидротрансформатора.

Вращающий момент на насосном колесе равен разности моментов на турбинном колесе и реакторе, а вращающийся момент на турбинном колесе равен сумме вращающихся моментов на насосном колесе и реакторе:

$$\begin{aligned} M_n &= M_r - M_p; \\ M_r &= M_n + M_p. \end{aligned} \quad (3.57)$$

Уравнения (3.57) представляют собой баланс гидравлических моментов вращения колес гидротрансформатора.

Из этих уравнений следует, что потери энергии в гидропередаче происходят за счет снижения скорости вращения ведомого вала. Крутящие моменты колес гидротрансформатора (по аналогии с гидромуфтой) соответственно равны:

$$M_n = \rho Q (C_2 r_2 \cos \alpha_2 - C_1 r_1 \cos \alpha_1); \quad (3.58)$$

$$M_r = \rho Q (C_3 r_3 \cos \alpha_3 - C_1 r_1 \cos \alpha_1); \quad (3.59)$$

$$M_p = \rho Q (C_3 r_3 \cos \alpha_3 + C_2 r_2 \cos \alpha_2), \quad (3.60)$$

где C_1 , C_2 и C_3 — абсолютные скорости частицы жидкости соответственно на входе и выходе насосного колеса и в реакторе.

Если составить алгебраическую сумму моментов лопастных колес, то соотношение момента на любом режиме работы передачи определяется равенством

$$M_n + M_r + M_p = 0, \quad (3.61)$$

т. е. алгебраическая сумма моментов всех колес гидротрансформатора равна нулю.

Для любого установившегося режима работы гидротрансформатора при неподвижном реакторе уравнение баланса энергии (мощности) можно представить в следующем виде:

$$N_1 = N_2 + N_n, \quad (3.62)$$

где N_1 — мощность, подводимая насосом к потоку жидкости, Вт; N_2 — мощность, отводимая от потока жидкости турбиной, Вт; N_n — потери мощности на преодоление сопротивлений при движении жидкости в полости гидротрансформатора, Вт.

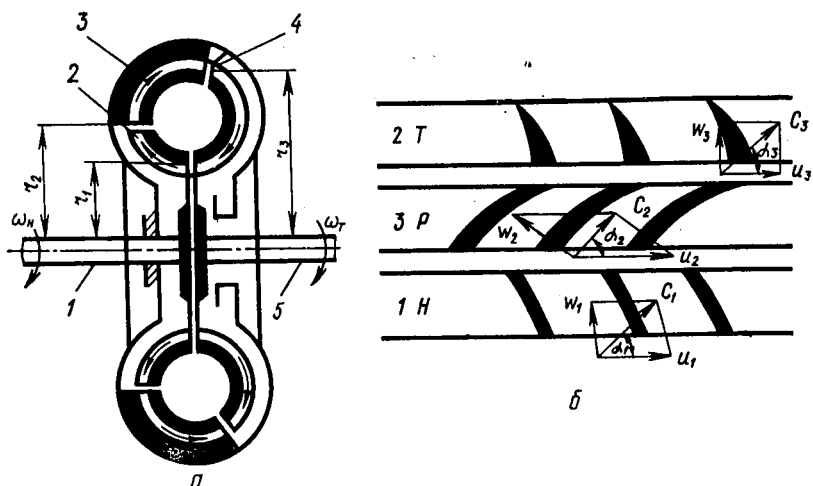


Рис. 3.24. Трехколесный гидротрансформатор:

a — схема расположения рабочих колес; *б* — параллелограмм скоростей на лопатках; 1 — ведущий вал; 2 — насосное колесо; 3 — реактор; 4 — турбинное колесо; 5 — ведомый вал

При передаче механической энергии через поток жидкости часть энергии переходит в тепло, что является основным недостатком гидродинамических передач. Однако в специальных гидромеханических трансмиссиях КПД достигает 95%. Рабочие характеристики гидротрансформатора получают путем испытаний его на различных режимах работы, для этого строят его внешнюю характеристику, которую можно пересчитать на приведенную и универсальную.

Внешняя характеристика гидротрансформатора (см. рис. 3.25, *a*) представляет собой кривые зависимости крутящих моментов насосного и турбинного колес и КПД от значений частоты вращения турбинного колеса при постоянной частоте вращения насосного колеса. Иногда ее дополняют зависимостью коэффициента трансформации. Значение передаточного отношения $i = n_T/n_H$ или n_T откладывают по оси абсцисс, все остальные величины — по оси ординат.

Максимальный момент на выходном валу гидротрансформатора возникает при остановке вала ($n_2=0$; $i=0$). При минимальном моменте ($M_2=0$) ведомый вал гидротрансформатора вращается с частотой, превосходящей частоту вращения ведущего вала.

Следует отметить, что при значительных изменениях нагрузки на ведомом валу гидротрансформатора нагрузка на веду-

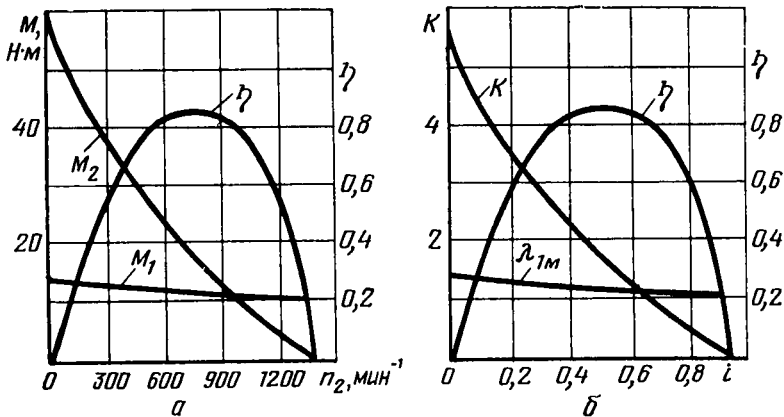


Рис. 3.25. Характеристики гидротрансформатора:

a — внешняя; *б* — приведенная

щем вала изменяется мало. Явление «не пропускать» нагрузку со стороны ведомого вала на ведущий носит название «непрозрачности».

Коэффициент полезного действия гидротрансформатора в соответствии с характеристикой будет равен нулю в двух точках: при $n_2=0$; $n_2=n_{max}$. Такая форма снижения КПД нежелательна, особенно при понижении КПД с уменьшением нагрузки на ведомом валу. В мобильных машинах режим малых нагрузок соответствует передвижению по ровной дороге с твердым покрытием. Малый КПД на таких режимах ведет к перерасходу горючего.

На приведенной характеристике (см. рис. 3.25, б) наносят кривые изменения коэффициентов моментов (λ_{M_1} и λ_{M_2}) в зависимости от передаточного отношения.

Коэффициенты момента ведущего и ведомого валов передачи

$$\lambda_1 = \frac{M_1}{\rho \omega_1^2 D^5}; \quad \lambda_2 = \frac{M_2}{\rho \omega_2^2 D^5} \quad (3.63)$$

характеризуют свойства передачи (λ_1 — свойства передачи нагружать двигатель, а λ_2 — воспринимать нагрузку потребителя); D — активный диаметр гидротрансформатора.

Таким образом, приведенная характеристика гидротрансформатора позволяет представить три основных свойства, связанных с передачей мощности: преобразующее, энергетическое и нагружающее.

Универсальная характеристика гидротрансформатора может быть двух видов.

Универсальная характеристика первого вида строится путем совмещения на одном графике ряда внешних характеристик, построенных по результатам испытаний при нескольких постоянных частотах вращения насосного колеса, как и для гидромолоты.

При построении пользуются следующими зависимостями и приемами.

Отношение моментов турбинного колеса $M_{1т}/M_{2т}$ будет прямо пропорционально отношению квадратов частот вращения насосного колеса:

$$M_{2т} = M_{1т} \left(\frac{n_{2н}}{n_{1н}} \right)^2. \quad (3.64)$$

Частоту вращения турбинного колеса $n_{2т}$, соответствующую $M_{2т}$, находят из равенства моментов

$$n_{1тг} = n_{2тг} \quad \text{или} \quad \frac{M_{1т} n_{1т}}{M_{1н} n_{1н}} = \frac{M_{2т} n_{2т}}{M_{2н} n_{2н}}. \quad (3.65)$$

Зная значения моментов $M_{1н}$ при $n_{1н}$ и $M_{2н}$ при $n_{2н}$, получим

$$n_{2т} = n_{1т} \frac{n_{2н}}{n_{1н}}. \quad (3.66)$$

По известному $n_{2т}$ откладывают $M_{2т}$.

По кривой моментов насосного колеса на внешней характеристике при нормальной частоте вращения колеса строят кривые моментов насосного колеса для других значений частот вращения.

Момент насосного колеса находят по зависимости

$$M_{2н} = M_{1н} \left(\frac{n_{2н}}{n_{1н}} \right)^2. \quad (3.67)$$

Затем по известным крутящим моментам и частотам вращения определяют КПД гидротрансформатора по формуле

$$\eta_{2т} = \frac{M_{т} n_{т}}{M_{н} n_{н}}. \quad (3.68)$$

Второй вид универсальной характеристики гидротрансформатора строят по его приведенной характеристике.

При построении частоту вращения насосного колеса принимают постоянной ($n_{н} = \text{const}$) и задают последовательно ряд значений i , тогда $n_{2} = i n_{1}$. Кривые M_1 и M_2 в зависимости от частоты вращения турбинного колеса строят на основании уравнений

$$\begin{aligned}
 M_1 &= \lambda_{M,\rho} D^5 n_1^2; \\
 M_2 &= \lambda_{M_2,\rho} D^5 n_2^2; \\
 \eta &= f(i) = f(n_2).
 \end{aligned}
 \tag{3.69}$$

Задавая частотой вращения насосного колеса $n' = an_1$, где $a = 0,9; 0,8; 0,7$ и т. д., строят другие кривые в том же масштабе.

В некоторых случаях к гидротрансформаторам предъявляют требования, чтобы крутящий момент M_1 изменялся в зависимости от передаточного отношения. Такую характеристику называют «прозрачной». Если с увеличением M_2 одновременно увеличивается и момент M_1 , то такую характеристику принято называть с «прямой прозрачностью». Если при увеличении момента M_2 момент M_1 уменьшается, то такая характеристика гидротрансформатора называется с «обратной прозрачностью».

Для построения совместных характеристик гидротрансформатора с агрегатом необходимо иметь характеристики двигателя, гидротрансформатора и исполнительной машины. Совместная работа гидродвигателя с гидротрансформатором определяется точкой пересечения характеристики гидродвигателя и насосного колеса гидротрансформатора.

Подбор гидротрансформаторов производится по характеристикам с использованием формулы (3.69).

Регулирование гидротрансформаторов осуществляется следующими способами:

- изменением частоты вращения насосного колеса;
- изменением наполнения круга циркуляции;
- механическим воздействием на поток рабочей жидкости в круге циркуляции;
- заменой рабочих колес.

Изменение частоты вращения насосного колеса возможно тогда, когда двигатель регулируется по частоте вращения. Этот способ регулирования наиболее экономичный и широко применяется на транспортных машинах с дизелями (автомобилях, тракторах, экскаваторах).

Момент насосного и момент турбинного колеса изменяются при таком регулировании пропорционально квадрату частоты вращения насосного колеса, а КПД при этом остается таким же, как и до регулирования.

Регулирование изменением наполнения при сливе жидкости из круга циркуляции приводит к резкому падению вторичного момента и к значительному уменьшению КПД гидротрансформатора. Этот метод регулирования неэкономичен и применяется очень редко.

Регулирование механическим воздействием на поток рабочей жидкости в круге циркуляции может осуществляться двумя способами: поворотом лопаток колес гидротрансформатора и применением дроссельных заслонок. В большинстве конструкций поворотные лопатки устанавливаются или в насосном колесе, или в реакторе. Этот способ более экономичен, чем регулирование изменением наполнения. Например, при уменьшении передаваемой гидротрансформатором мощности до половины от номинальной максимальное значение КПД снижается всего до 15% против максимального значения КПД при полной мощности. При регулировании наполнением для подобного режима КПД снижается на 50%.

Регулирование дроссельной заслонкой осуществляется перекрытием потока жидкости в насосном колесе.

В нерегулируемых двигателях наиболее устойчивое регулирование гидротрансформаторов достигается механическим способом.

5.4. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Уравнение движения жидкости в гидродинамических передачах принципиально не отличается от основных уравнений лопастных машин. Поэтому насосное и турбинное колеса гидродинамических передач рассчитывают по теории Эйлера.

Гидромуфта. Лопатки колес гидромуфты изготовляют плоскими радиальными с густотой решетки $\tau = 2,5 \dots 4,0$.

Густота решетки — это отношение длины хорды лопатки к шагу решетки:

$$\tau = \frac{L}{t} = \frac{LZ}{\pi D^2}, \quad (3.70)$$

где L — длина лопатки, м; t — шаг решетки; D_2 — наружный диаметр решетки, м; Z — число лопаток.

Расстояние, измеренное по длине окружности колеса между двумя лопатками, называется *шагом решетки*.

При движении жидкости в рабочем колесе центробежного насоса частица жидкости (согласно струйной теории Эйлера) имеет три скорости: относительную w , окружную u и абсолютную c . Аналогичные скорости имеются при движении циркуляционного потока в колесах гидромуфты (рис. 3.20).

Так как выходное сечение насосного колеса равно входному сечению турбинного колеса и выходное сечение турбинного колеса равно входному сечению насосного колеса, то крутящий момент насосного колеса равен крутящему моменту на валу турбинного колеса без учета потерь на трение о воздух и на трение в подшипниках.

$$M_n = M_T. \quad (3.72)$$

При расчете гидромурфты мощность на валу насосного колеса и частота вращения двигателя n_n известны.

Насосное колесо от двигателя получает мощность

$$N_n = \frac{\rho g Q H}{\eta_n}, \quad (3.73)$$

где η_n — КПД насосного колеса гидромурфты; $\eta_n = 0,92 \dots 0,98$, которая может быть также определена по формуле

$$N_n = N_d - N_{всп}, \quad (3.74)$$

где N_d — максимальная мощность двигателя, Вт; $N_{всп}$ — мощность, затраченная на вспомогательные механизмы, Вт.

$$N_{всп} = 0,1 N_d. \quad (3.75)$$

Коэффициент полезного действия гидромурфты

$$\eta = \frac{N_T}{N_n} = \frac{M_T n_T}{M_n n_n}, \quad (3.76)$$

где N_T — мощность турбинного колеса, Вт; n_n, n_T — соответственно частота вращения насосного и турбинного колес, мин^{-1} .

Известно, что $M_T = M_n$, тогда

$$\eta = n_T / n_n = i, \quad (3.77)$$

где i — передаточное число.

Гидромурфта работает при наличии циркуляции жидкости, т. е.

$$n_n > n_T.$$

Разность между частотой вращения насосного и турбинного колес гидромурфты, отнесенная к частоте вращения насосного колеса, называется коэффициентом скольжения гидромурфты.

$$S = \frac{n_n - n_T}{n_n}. \quad (3.78)$$

Если обозначить передаточное отношение $i = n_T / n_n$, то величина скольжения может быть определена по зависимости

$$S = 1 - i.$$

Скольжение регулируется заполнением гидромурфты рабочей жидкостью и составляет от 2 до 4%.

Коэффициент быстроходности гидромурфты, по классификации И. И. Куколевского, составляет $n_s = 50 \dots 70$ ед.

Напор насосного колеса определяется по зависимости

$$H = \left(\frac{1000 N_n n_n^2}{\rho g n_s^2} \eta_M \right)^{0,4}. \quad (3.79)$$

Расход жидкости через насосное колесо

$$Q = \frac{N_n}{\rho g H} \eta_H. \quad (3.80)$$

Гидротрансформатор. Лопатки колес гидротрансформаторов изготовляют плоскими цилиндрическими, пространственной или аэродинамической формы с густотой решетки $\tau = 1,1 \dots 1,7$.

Коэффициент быстроходности в гидротрансформаторах с нормальными центробежными колесами и с отношением диаметров $D_2/D_1 = 2$ $n_s = 70 \dots 120$, с быстроходными колесами и с отношением диаметров $D_2/D_1 = 1,2 \dots 1,6$ — $n_s = 150 \dots 350$.

Отношение крутящего момента турбинного колеса к крутящему моменту насосного колеса называется *коэффициентом трансформации гидротрансформатора*

$$K = M_T / M_H. \quad (3.81)$$

Коэффициент трансформации гидротрансформаторов находится в пределах $2 \dots 6,5$ ед. Он зависит от типа гидротрансформатора и от изменения угловых скоростей $\omega_{yч.т}$ при $\omega_{yч.н} = \text{const}$.

Коэффициент полезного действия гидротрансформатора

$$\eta = N_T / N_H = M_T n_T / M_H n_H = K / i. \quad (3.82)$$

Для автомобильных гидротрансформаторов $\eta = 0,86 \dots 0,87$. Основные размеры гидротрансформатора определяются по тем же расчетным формулам, что и для гидромукты.

5.5. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ НА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКЕ

Свойства гидротрансформаторов могут быть использованы по-разному, в зависимости от назначения машины и условий эксплуатации.

Применение гидротрансформаторов на колесных и гусеничных машинах повышает комфортабельность (плавность разгона и изменения M_2 при увеличении сопротивления движению) и упрощает управление (отсутствие педали сцепления и автоматическое переключение передач).

На грузовых автомобилях гидротрансформаторы в сочетании с автоматической коробкой передач способствуют повыше-

нию производительности, увеличению межремонтных пробегов и уменьшению утомляемости водителя.

Особенность работы гидротрансформатора на крановых механизмах — использование тормозных (противовращения — при монтажных операциях и обгонных режимов — при силовом спуске) режимов.

Применение гидротрансформатора на экскаваторах позволяет существенно снизить динамические нагрузки.

Контрольные вопросы и задания. 1. Как классифицируют гидравлические двигатели? 2. Назовите основные параметры гидравлического двигателя. 3. Назовите основные типы гидроцилиндров, применяемых на сельскохозяйственной технике, и их параметры. 4. Каковы способы регулирования скорости движения штока гидроцилиндра? 5. Назовите принцип действия поворотных гидродвигателей и их основные параметры. 6. Приведите классификацию гидромоторов. 7. Опишите кинематические схемы планетарных гидромоторов. 8. Каковы способы регулирования частоты вращения вала гидромотора? 9. Приведите классификацию турбин. 10. Приведите классификацию вентиляторов и дайте характеристику параметров их работы. 11. Назовите основные характеристики вентиляторов и способы их получения. 12. Как классифицируют компрессоры? 13. Назовите преимущества гидравлического привода перед другими типами приводов. 14. Приведите классификацию гидроприводов. 15. Как осуществить выбор гидроцилиндра? 16. Как осуществить выбор гидромотора? 17. Как осуществить выбор насоса? 18. Опишите конструкции гидроагрегатов, применяемых в гидроприводах, и их условное обозначение. 19. Какие способы диагностирования гидроприводов вы знаете? 20. Каковы особенности эксплуатации гидроприводов? 21. Назовите область применения и преимущества гидродинамических передач. 22. Опишите принцип работы и устройство гидромолоты. 23. Каковы характеристики гидромолоты? 24. Какие способы регулирования режимов работы гидромолоты вы знаете? 25. Опишите принцип работы и устройство гидротрансформатора. 26. Объясните свойства прозрачных и непрозрачных гидротрансформаторов. 27. Что такое комплексные гидродинамические передачи? 28. Какие характеристики у гидротрансформатора? 29. Какие способы регулирования гидротрансформаторов вы знаете?