

7 Гидродинамические передачи

7.1 Общие сведения о гидродинамических передачах

Гидропередача - это устройство для передачи механической энергии посредством потока жидкости. В состав гидропередачи входят насос, гидравлический двигатель и соединительные трубопроводы с рабочей жидкостью. Гидропередачи, использующие динамические гидромашины, называются гидродинамическими.

В гидродинамических передачах применяют лопастные насосы и в качестве гидравлического двигателя - лопастную турбину. Указанные машины предельно сближают и располагают соосно в общем корпусе, а так как они имеют общий корпус, то в дальнейшем насос будем называть насосным колесом, а турбину - турбинным колесом. В такой конструкции отсутствуют трубопроводы, поэтому жидкость из насосного колеса сразу попадает на турбинное колесо, а из турбинного - вновь на насосное колесо.

Гидродинамические передачи, применяемые в машиностроении, подразделяют на гидравлические муфты (гидромуфты) и гидравлические трансформаторы (гидротрансформаторы).

Гидравлические муфты, состоящие из насосного и турбинного колес, служат для передачи энергии без изменения вращающего момента, т.е. вращающие моменты на входном и выходном валах гидромуфты практически одинаковы.

Гидравлические трансформаторы, кроме насосного и турбинного колес, имеют хотя бы одно дополнительное колесо. Оно на большинстве режимов работы неподвижно, т.е. является неактивным (реактивным), поэтому его принято называть реактором. Включение в состав гидротрансформатора реактора позволяет ему изменять (трансформировать) передаваемый вращающий момент. Таким образом, вращающие моменты на входном и выходном валах гидротрансформатора на большинстве режимов работы различны.

На современных транспортных и самоходных машинах получили широкое применение *комплексные гидротрансформаторы*. Комплексным называют гидротрансформатор, который в широком диапазоне изменения своих передаточных отношений работает как гидротрансформатор, а при больших значениях передаточных отношений работает как гидромуфта. Это позволяет существенно повысить его коэффициент полезного действия.

7.2 Устройство и рабочий процесс гидромуфты

Основными элементами гидравлической муфты являются два соосно установленных лопастных колеса - насосное и турбинное, а также корпус, подшипники и другие детали. На рисунке 7.1 приведена схема одной из возможных конструкций гидромуфты. На осевом разрезе гидромуфты (см. рисунок 7.1, а) показаны насосное колесо Н, турбинное колесо Т и корпус

гидромуфты К. У большинства муфт лопастные колеса имеют однотипную конструкцию, представляющую собой половину торообразной полости с плоскими радиально расположенными лопатками (см. рисунок 7.1, в).

Насосное колесо Н приводится во вращение двигателем с угловой скоростью ω_1 . Жидкость, находящаяся в межлопаточном пространстве насосного колеса, раскручивается вместе с ним и центробежными силами отбрасывается от оси вращения к периферии колеса (от точки 1 к точке 2 на рисунке 7.1, б). Участвуя во вращательном движении вместе с насосным колесом, частицы жидкости приобретают кинетическую энергию и скорость в направлении движения этого колеса. Далее в окрестностях точки 2 (см. рисунок 7.1, а) жидкость перемещается с насосного колеса Н на турбинное колесо Т.

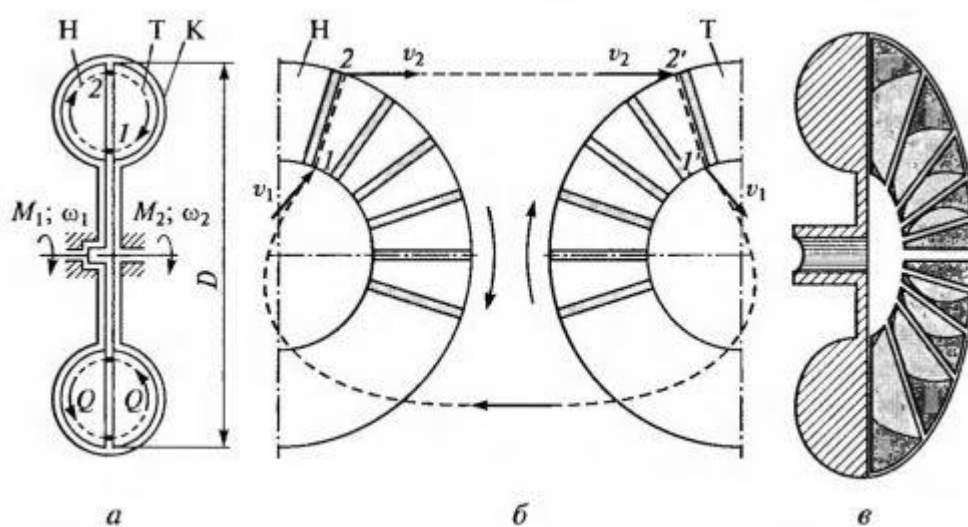


Рисунок 7.1 - Конструктивная схема гидромуфты: а - осевой разрез; б - развертка лопастной системы; в - насосное колесо (в разрезе); Н - насосное колесо; Т - турбинное колесо; К – корпус.

В межлопаточном пространстве турбинного колеса Т частицы жидкости оказывают воздействие на его лопатки и заставляют вращаться с угловой скоростью ω_2 . Вращаясь вместе с турбинным колесом, частицы жидкости постепенно отдают ему кинетическую энергию, полученную в насосном колесе. При этом они перемещаются от периферии колеса к его оси вращения (от точки 2 к точке 1 на рисунке 7.1, а). В окрестностях точки 1 жидкость переходит с турбинного колеса Т на насосное колесо Н. Далее рабочий процесс повторяется, т. е. жидкость циркулирует в межлопаточном пространстве колес по замкнутому контуру с расходом Q.

Учитывая, что в описанном рабочем процессе частицы жидкости имеют сложную пространственную траекторию движения, для его пояснения на рисунке 7.1, б приведена условная развертка колес гидромуфты. На этой развертке показана траектория движения одной частицы жидкости. Эта частица перемещается вдоль плоской лопатки насосного колеса от точки 1 к

точке 2. В точке 2 она «срывается» с насосного колеса, имея абсолютную скорость v_2 и с такой же скоростью v_2 «ударяет» в точке 2' по лопатке турбинного колеса. Далее частица жидкости перемещается вдоль лопатки турбинного колеса от точки 2' до точки 1' и в точке 1' уходит с турбинного колеса, имея абсолютную скорость v_1 . В точке 1 эта частица попадает в межлопаточное пространство насосного колеса с такой же абсолютной скоростью v_1 . Далее рабочий процесс повторяется.

Гидромуфта не изменяет передаваемого момента, т. е. вращающие моменты M_1 , на насосном и M_2 на турбинном колесах у нее всегда одинаковы. Действительно, с учетом момента сопротивления M_C можно записать, что сумма моментов, приложенных к гидромуфте извне, должна равняться нулю:

$$M_1 - M_2 - M_C = 0.$$

Момент сопротивления M_C вызван трением в узлах гидромуфты. Наибольшее влияние на него оказывает трение вращающихся колес о воздух (в ряде конструкций вращающимся является также корпус). На большинстве эксплуатационных режимов момент M_C мал и им можно пренебречь. Тогда

$$M_1 = M_2 = M, \quad (7.1)$$

что подтверждает равенство моментов на насосном и турбинном колесах.

Передаваемый гидромуфтой момент M изменяется в зависимости от соотношения угловых скоростей ω_1 насосного и ω_2 турбинного колес. На рисунке 7.2 приведены два варианта (I и II) зависимости передаваемого момента M от передаточного отношения гидромуфты

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1}. \quad (7.2)$$

Из анализа графиков $M=f(i)$ на рисунке 7.2 следует, что при малых i передаваемые моменты значительны, причем зависимость $M=f(i)$ может иметь максимум (см. линию II на рисунке 7.2) или не иметь его (линия I). При больших передаточных отношениях i передаваемый момент M уменьшается, а при $i \rightarrow 1$ резко падает до нуля.

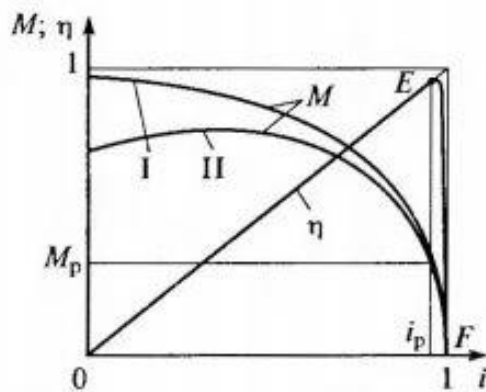


Рисунок 7.2 - Характеристика гидромuffты

Приведенная зависимость $M=f(i)$ при $\omega_1=\text{const}$ называется характеристикой гидромuffты. Характеристика гидромuffты, кроме $M=f(i)$, включает в себя также зависимость ее КПД от передаточного отношения, т.е. $\eta=f(i)$. КПД найдем из отношения выходной мощности N_2 на турбинном колесе к входной N_1 на насосном колесе. С учетом зависимостей (7.1) и (7.2) получим

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{M \omega_2}{M \omega_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = i. \quad (7.3)$$

Таким образом, пренебрегая моментом сопротивления M_C , можно считать, что КПД гидромuffты равен ее передаточному отношению. Зависимость $\eta=f(i)$ показана на рисунке 7.2.

Формула (7.3) получена при допущении, что момент сопротивления M_C мал и поэтому им можно пренебречь. Такое допущение справедливо для широкого диапазона изменения передаточного отношения i (участок OE зависимости $\eta=f(i)$ на рисунке 7.2). Но при $i \rightarrow 1$ оно неприемлемо, так как в области больших i резко падает передаваемый момент (см. рисунок 7.2) и при $i=i_p$ он оказывается соизмеримым с моментом сопротивления M_C . В этом случае зависимость (7.3) становится неверна, а КПД гидромuffты из-за момента сопротивления M_C резко падает - участок EF на графике $\eta=f(i)$ (см. рисунок 7.2).

Режим максимального КПД гидромuffты (95-98% - точка E на рисунке 7.2) принято считать расчетным. Момент сопротивления M_p и передаточное отношение i_p , соответствующие этому режиму, также будем считать расчетными.

Кроме рассмотренных ранее параметров, при анализе работы гидродинамических передач применяется также безразмерный кинематический параметр, который получил название скольжение. Он определяется отношением разности угловых скоростей насосного и турбинного колес к скорости первого из них:

$$s = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1 - i.$$

Этот параметр широко используется при анализе работы гидромуфт, эксплуатируемых на режимах со значительной разностью частот вращения насосного и турбинного колес.

7.3 Устройство и рабочий процесс гидротрансформатора

Основными элементами гидравлического трансформатора являются три соосно установленных лопастных колеса - насосное, турбинное и реактивное (реактор), а также корпус, подшипники и другие вспомогательные детали. На осевом разрезе гидротрансформатора (рисунок 7.3, а) показаны насосное колесо Н, турбинное колесо Т, реактивное колесо (реактор) Р и корпус гидротрансформатора К, а также муфта свободного хода М, назначение которой будет рассмотрено позднее. Основным конструктивным отличием колес гидротрансформатора от колес гидромуфты является сложный криволинейный профиль их лопаток (рисунок 7.3, б).

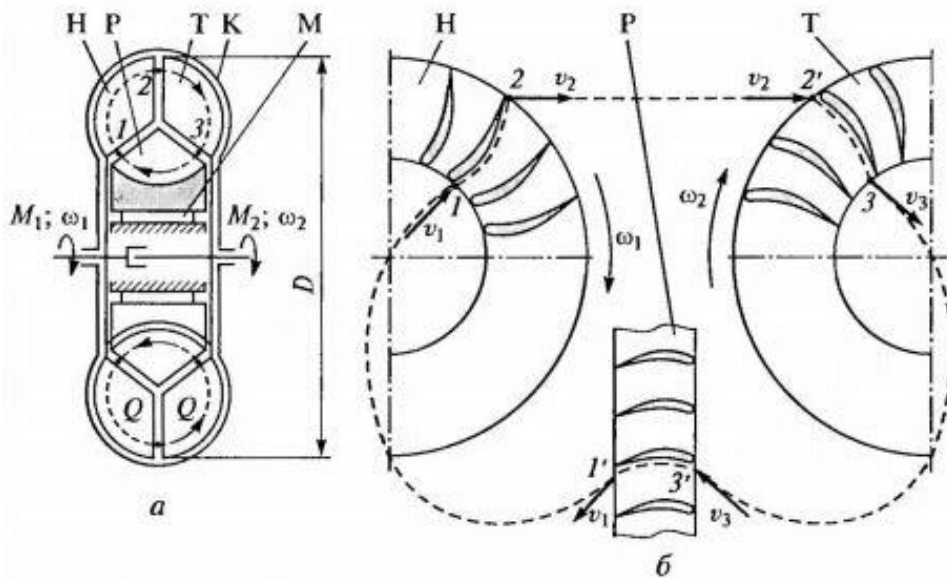


Рисунок 7.3 - Конструктивная схема гидротрансформатора: а - осевой разрез; б - развертка лопастной системы; Н - насосное колесо; Т - турбинное колесо; Р - реактивное колесо (реактор); К - корпус; М – муфта свободного хода.

Насосное колесо Н приводится во вращение вращающим моментом M_1 двигателя. Жидкость, находящаяся в межлопаточном пространстве насоса, раскручивается с угловой скоростью ω_1 и отбрасывается от оси вращения к периферии колеса - от точки 1 к точке 2 (см. рисунок 7.3, б). При этом каждая частица жидкости приобретает кинетическую энергию и скорость в направлении вращения колеса. В окрестностях точки 2 поток жидкости

перемещается с насосного колеса на турбинное колесо Т (см. рисунок 7.3, а). В межлопаточном пространстве турбинного колеса жидкость воздействует на лопатки турбинного колеса и приводит его во вращение с угловой скоростью ω_2 . При этом частицы жидкости постепенно теряют кинетическую энергию, полученную в насосном колесе, и движутся от периферии к оси вращения (от точки 2 к точке 3). В окрестностях точки 3 поток жидкости перемещается с турбинного колеса Т на реактор Р (см. рисунок 7.3, а).

Затем поток жидкости проходит через межлопаточное пространство неподвижного реактора от точки 3 к точке 1 и в окрестностях точки 1 перемещается на насосное колесо. Далее рабочий процесс повторяется, т. е. жидкость циркулирует в межлопаточном пространстве колес по замкнутому контуру с расходом Q.

Реактор Р служит для изменения вращающего момента на гидротрансформаторе, т.е. для получения на выходном валу вращающего момента M_2 , отличного от входного момента M_1 . Для более подробного рассмотрения рабочего процесса в гидротрансформаторе на рисунке 7.3, б приведена условная развертка его колес. На этой развертке показана траектория движения частицы жидкости через его рабочие колеса. Эта частица перемещается вдоль криволинейной лопатки насосного колеса от точки 1 к точке 2. В точке 2 она «срывается» с насосного колеса и «ударяет» в точке 2' по лопатке турбинного колеса. Затем частица жидкости перемещается вдоль криволинейной лопатки турбинного колеса от точки 2' к точке 3, потом уходит с турбинного колеса в реактор и перемещается вдоль лопатки реактора от точки 3' до точки 1'. В точке 1' частица уходит с реактора и попадает в точке 1 на лопатку насосного колеса. Далее рабочий процесс повторяется.

Изменение вращающего момента с M_1 на насосном колесе до M_2 на турбинном колесе происходит за счет дополнительной закрутки потока лопатками реактора, т.е. за счет изменения вектора скорости от v_3 до v_1 (см. рисунок 7.3, б).

Необходимо отметить, что у каждого гидротрансформатора существует частный режим работы, когда векторы v_1 и v_3 одинаковы. На этом частном режиме обеспечивается равенство моментов $M_1=M_2$. При отклонении от него указанное равенство нарушается, причем оно может нарушаться как в одну сторону ($M_1>M_2$), так и в другую ($M_1<M_2$).

Для проведения анализа характеристик гидротрансформатора рассмотрим его работу на установившемся режиме. На этом режиме сумма моментов, приложенных к гидротрансформатору извне, должна равняться нулю:

$$M_1 - M_2 \pm M_3 - M_C = 0,$$

где M_1 и M_2 - вращающие моменты на валах соответственно насосного и турбинного колес; M_3 - вращающий момент, воспринимаемый корпусом; M_C - момент сопротивления, вызванный трением в подшипниках и уплотнениях.

На большинстве эксплуатационных режимов момент сопротивления M_C мал по сравнению с активными моментами и им пренебрегают.

Тогда

$$M_1 - M_2 \pm M_3 = 0, \quad (7.4)$$

т.е. момент на валу турбинного колеса M_2 может быть больше или меньше момента на валу насосного колеса M_1 на величину реактивного момента M_3 .

Зависимость (7.4) представлена в виде графика (рисунок 7.4, а) при постоянной угловой скорости насосного колеса ω_1 , постоянном вращающем моменте M_1 и переменном передаточном отношении $i = \omega_2/\omega_1$. Отметим, что при малых i в любой произвольно выбранной точке A_1 момент M_2 определяется суммой моментов M_1 и M_3 . При $i = i^*$ момент M_3 на реакторе принимает нулевое значение и $M_1 = M_2$. Возможность работы гидротрансформатора без изменения вращающего момента была отмечена ранее при рассмотрении его рабочего процесса. Так происходит, когда $v_3 = v_1$ (см. рисунок 7.3, б). Этот частный режим работы гидротрансформатора принято называть режимом гидромукты.

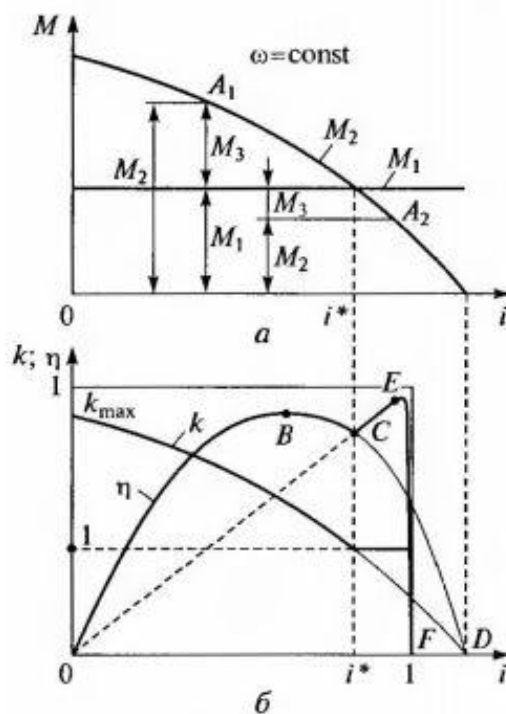


Рисунок 7.4 - Характеристика гидротрансформатора: а - изменение моментов; б - безразмерные параметры.

При $i > i^*$ в любой произвольно выбранной точке A_2 момент M_2 определяется разностью M_1 и M_3 (см. рисунок 7.4, а).

При сравнительном анализе свойств различных гидротрансформаторов широко используются безразмерные параметры. В частности, для анализа изменения моментов вводят коэффициент трансформации

$$k = \frac{M_2}{M_1}. \quad (7.5)$$

Графическая зависимость $k=f(i)$ приведена на рисунке 7.4, б. Она практически идентична кривой $M_2=f(i)$ на рисунке 7.4, а, так как последняя была построена для $M_1=\text{const}$. Максимальные значения коэффициента трансформации k_{\max} могут колебаться от 2 до 8 в зависимости от назначения и конструкции гидротрансформатора.

Важной характеристикой эффективности работы гидротрансформатора является его КПД.

Математическую формулу для его оценки получим из отношения мощностей N_2 на турбинном и N_1 на насосном колесах. С учетом (7.2) и (7.5) имеем

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = ki, \quad (7.6)$$

т.е. КПД гидротрансформатора равен произведению коэффициента трансформации k и передаточного отношения i .

Графическая зависимость $\eta=f(i)$ показана на рисунке 7.4, б. Она представляет собой кривую с максимумом в точке В и нулевыми значениями в точках 0 и D. В точке 0 КПД принимает нулевое значение, так как в этой точке $i=0$. Тогда в соответствии с (7.6) $\eta=0$. В точке D КПД принимает нулевое значение, так как в этой точке $k=0$, и, следовательно, $\eta=0$.

Следует отметить, что график, приведенный на рисунке 7.4, б, принято называть характеристикой гидротрансформатора.

Применение гидротрансформаторов ограничивается недостаточно высокими КПД. Их максимальные значения составляют 0,80-0,93 (точка В на рисунке 7.4, б), но существенно падают при отклонении от этого режима. Особенно неприемлемо это падение в области высоких значений передаточного отношения, т.е. при $i \rightarrow 1$ (окрестности точки D на рисунке 7.4, б).

КПД гидротрансформатора при $i \rightarrow 1$ можно существенно повысить, начиная с режима гидромукты, т.е. с $i=i^*$. До этого режима (при $i < i^*$) вращающий момент на реакторе M_3 имеет положительное значение (см. рисунок 7.4, а), а после него (при $i > i^*$) принимает отрицательные значения. Следовательно, при $i=i^*$ вращающий момент на реакторе меняет знак, т.е. направление действия.

Это обстоятельство используют следующим образом. В конструкцию гидротрансформатора включают муфту свободного хода М (см. рисунок 7.3, а). При положительном значении вращающего момента на реакторе она обеспечивает неподвижность реактивного колеса (стопорит). При изменении направления момента на реакторе (этот момент действует и на обгонную муфту М) она освобождает реактор, который начинает свободно вращаться вместе с потоком жидкости. Тогда гидротрансформатор становится

гидромуфтой, так как в этом случае у него отсутствует неподвижное реактивное колесо. Такое устройство, совмещающее функции гидротрансформатора и гидромуфты, называется *комплексным гидротрансформатором*.

Характеристика комплексного гидротрансформатора при $0 < i < i^*$ совпадает с характеристикой обычного гидротрансформатора, т.е. графической зависимостью КПД является линия $0BC$ (см. рисунок 7.4, б). При $i > i^*$ характеристика комплексного трансформатора совпадает с характеристикой гидромуфты, т.е. зависимостью КПД является линия CEF . Таким образом, КПД комплексного гидротрансформатора изменяется по линии $0BCEF$ (см. рисунок 7.4, б) и имеет существенно более высокие значения в области больших передаточных отношений по сравнению с обычным гидротрансформатором.

Коэффициент трансформации k комплексного трансформатора с переходом его на режим гидромуфты становится равным единице.

Для повышения КПД используют также блокировку гидротрансформатора. С этой целью в его конструкцию включают дополнительное устройство с принудительным включением, которое позволяет на определенном режиме соединить валы насосного и турбинного колес, т.е. объединить их в единый вал. В этом случае КПД гидротрансформатора становится 0,95-0,98.

7.4 Использование методов подобия при проектировании гидропередач механизмов и машин

Характеристики гидродинамических передач, рассмотренные ранее, не могут быть получены с достаточной точностью теоретическим путем. Поэтому при проектировании механизмов и машин с такими передачами широко используются методы, основой которых являются положения теории подобия лопастных гидромашин. Они позволяют подбирать или определять характеристики и основные геометрические параметры гидродинамических передач, удовлетворяющие заданным условиям эксплуатации. При этом проектировании исходным материалом являются экспериментальные данные, полученные для рассматриваемой или подобной гидропередачи на подобном режиме работы.

Для использования методов подобия наиболее важным является выбор критерия подобия. В качестве такого критерия для лопастных гидромашин выбирают коэффициент быстроходности, который получают при условии подобия скоростей на границах геометрически подобных лопастных колес (на входе и на выходе).

При рассмотрении гидродинамических передач мы имеем дело с системами лопастных колес (в гидромуфте их два, в гидротрансформаторе - не менее трех). Следовательно, указанное условие должно выражаться в подобии скоростей на стыках колес (см. точки 1, 2, 3 на рисунке 7.1 и 7.3). Внешним проявлением этого подобия является передаточное отношение i ,

так как оно определяется соотношением наиболее важных скоростей. Поэтому для геометрически подобных гидродинамических передач критерием подобия режимов работы является передаточное отношение, т. е. i должно однозначно определять все остальные эксплуатационные параметры.

При использовании методов подобия удобно разделить качественную и количественную стороны выбора гидropередачи для проектируемой машины или механизма. Тогда в процессе качественного анализа безразмерных характеристик гидropередач можно выбрать наиболее оптимальную характеристику из множества вариантов, приведенных в справочной литературе, а количественные расчеты позволят определить конструктивные и геометрические параметры этой гидropередачи.

Расчетные формулы гидродинамических передач могут быть получены на основе уравнения (6.2), которое применимо для лопастных колес гидромуфт и гидротрансформаторов. При получении расчетных зависимостей учтем, что для геометрически подобных лопастных колес гидropередачи любой размер пропорционален основному геометрическому размеру D за который принимают наибольший диаметр рабочей полости. Кроме того, будем считать, что любая скорость колеса пропорциональна его частоте вращения. Тогда из (6.2) получим

$$M = \lambda \rho \omega^2 D^5, \quad (7.7)$$

где λ - безразмерный коэффициент вращающего момента. Он не является постоянной величиной и может изменяться при изменении режима работы гидropередачи.

Формула (7.7) связывает вращающий момент на валу лопастного колеса M гидropередачи с его угловой скоростью ω и наиболее важным геометрическим параметром D . Поэтому она является основной формулой при расчетах гидромуфт и гидротрансформаторов.

Из (7.7) может быть получена также формула для вычисления мощности на валу колеса:

$$N = \lambda \rho \omega^3 D^5. \quad (7.8)$$

Для качественной оценки целесообразности использования гидropередачи в проектируемой машине применяют безразмерные графические характеристики, которые были рассмотрены в подразделе 7.2 и 7.3 (см. рисунок 7.2 и 7.4). Однако некоторые из приведенных там зависимостей, а именно, зависимости моментов от передаточных отношений, не являются безразмерными. Наиболее неудобным является наличие размерной зависимости момента M_1 на насосном колесе от передаточного отношения i .

Зависимость $M_1=f(i)$ целесообразно привести к безразмерному виду. Это достаточно просто сделать, потому что характеристики гидropередач строятся при постоянной частоте вращения насосного колеса. Тогда в

соответствии с (7.7) вращающий момент на валу данного насосного колеса пропорционален коэффициенту момента, т.е. $M_1 \sim \lambda_1$. Следовательно, график зависимости $\lambda_1 = f(i)$ является безразмерной характеристикой, определяющей изменение момента на насосном колесе (на ведущем валу гидропередачи).

В большинстве случаев индекс «1» у коэффициента λ опускают, т.е. используют зависимость $\lambda = f(i)$. Для гидромукты это не имеет значения, так как $M_1 = M_2 = M$ и, следовательно, $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda$. В случае гидротрансформатора $\lambda = f(i)$ является зависимостью, определяющей момент M_1 на ведущем валу, а для характеристики момента M_2 на ведомом валу дополнительно приводят зависимость для коэффициента трансформации $k = f(i)$ [см. формулу (7.5)].

На рисунке 7.5, а в качестве примера показаны безразмерные характеристики двух гидромукт, причем зависимость $\eta = f(i)$ у них одна и та же, а зависимости $\lambda = f(i)$ – разные (λ_I и λ_{II}). Первая муфта имеет существенно переменный коэффициент момента во всем диапазоне передаточных отношений i . Максимальное значение коэффициента момента $\lambda_{I\max}$ (следовательно, и M_{\max}) у этой муфты при нулевом значении i . Такие гидромукты используются при работе с двигателями внутреннего сгорания. Вторая муфта имеет гораздо меньшее изменение коэффициента момента λ_{II} в широком диапазоне изменения передаточного отношения i , но при $i \rightarrow 1$ его значение резко падает. Коэффициент момента λ_{II} (следовательно, и M) у этой гидромукты достигает максимума $\lambda_{II\max}$ при $i \neq 0$. Такие гидромукты в большинстве случаев используются при работе с асинхронными электродвигателями.

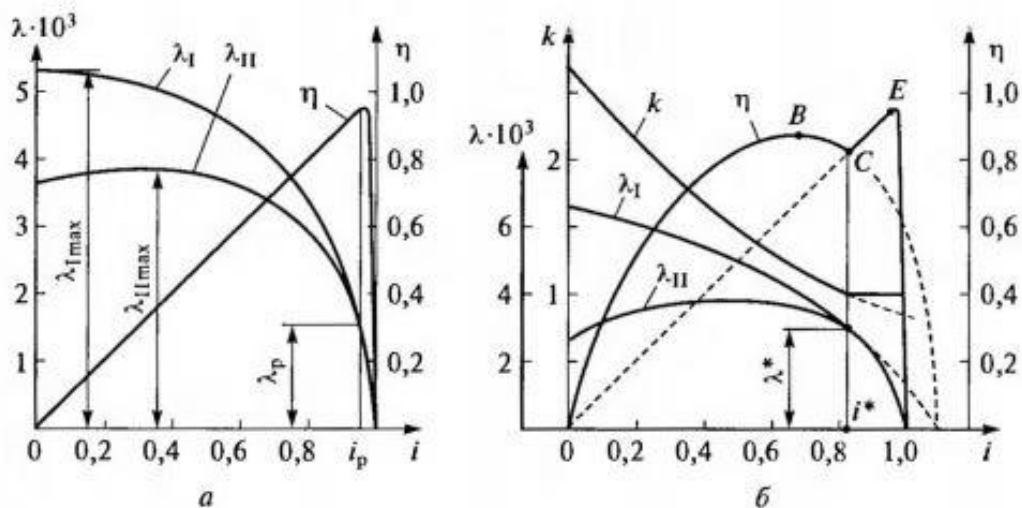


Рисунок 7.5 - Безразмерные характеристики: а - гидромукт; б - гидротрансформаторов.

Одним из параметров муфт, который имеет важное значение при проектировании машин и механизмов, является коэффициент перегрузки δ . Он определяется отношением максимального момента M_{\max} или коэффициента момента λ_{\max} к аналогичной величине на расчетном режиме (M_p или λ_p). В качестве расчетного режима принимается режим

максимального КПД, т.е. при $i=i_p$ (см. рисунок 7.5, а). Следовательно, коэффициент перегрузки

$$\delta = \frac{M_{max}}{M_p} = \frac{\lambda_{max}}{\lambda_p}$$

показывает, во сколько раз больше момент, который может передать гидромуфта от нагруженного вала на приводной двигатель, по сравнению с расчетным M_p . Таким образом, δ определяет степень защиты, которую обеспечивает гидромуфта двигателю. Большинство современных гидромуфт имеют коэффициент перегрузки $\delta=2-6$.

На рисунке 7.5, б приведены безразмерные характеристики двух гидротрансформаторов, причем зависимости $\eta=f(i)$ и $k=f(i)$ у них одинаковы, а $\lambda=f(i)$ - разные (λ_I и λ_{II}). Оба гидротрансформатора являются комплексными, т.е. при $i=i^*$ переходят на режим гидромуфты (см. сплошные линии). Однако такие гидротрансформаторы могут быть и некомплексными. Тогда их характеристики на рисунке 7.5, б при $i>i^*$ будут соответствовать не сплошным, а штриховым линиям. Важным отличием этих гидротрансформаторов друг от друга является характер изменения коэффициента момента λ при изменении передаточного отношения i .

Как было отмечено ранее, коэффициент λ пропорционален вращающему моменту на валу насосного колеса M_1 . При рассмотрении характеристик гидротрансформатора в подразделе 7.3 этот момент принимался постоянным. Однако в реальных условиях при $\omega_1=const$, переменных ω_2 и M_2 обеспечить постоянное значение λ (или M_1) у большинства гидротрансформаторов невозможно. Изменение λ (или M_1) в зависимости от передаточного отношения i характеризует *прозрачность гидротрансформатора*.

Гидротрансформаторы, у которых момент M_1 на насосном колесе (следовательно, и λ) не зависит от момента M_2 и угловой скорости ω_2 турбинного колеса (или зависит незначительно), называются *непрозрачными*. Характеристика непрозрачного гидротрансформатора приведена на рисунке 7.4, а. Такой гидротрансформатор не передает нагрузку с ведомого вала на двигатель. Например, если непрозрачный гидротрансформатор используется на автомобиле, то двигатель этого автомобиля будет работать на установившемся режиме независимо от дорожных условий. Двигатель с таким гидротрансформатором не «чувствует дороги».

Гидротрансформаторы с падающей зависимостью коэффициента момента [см. кривую $\lambda_I=f(i)$ на рисунке 7.5, б] называются *прозрачными*. У таких гидротрансформаторов нагрузка с ведомого вала передается на двигатель. Например, у прозрачного гидротрансформатора на автомобиле при повышении сопротивления движению снижается i , что приводит к росту коэффициента λ_I , (см. рисунок 7.5, б) т.е. увеличению момента на валу двигателя. Двигатель переходит на режим с большей нагрузкой, т.е.

«чувствует дорогу». Чем значительнее изменение $\lambda=f(i)$, тем в большей степени передается нагрузка на двигатель.

Прозрачность гидротрансформатора характеризуется коэффициентом прозрачности Π , который равен отношению коэффициента момента λ_0 (при $i=0$) к λ^* (на режиме гидромукты): $\Pi = \lambda_0 / \lambda^*$ (см. рисунок 7.5, б).

Гидротрансформаторы бывают также с обратной прозрачностью. Повышение нагрузки на ведомом валу такого гидротрансформатора приводит к снижению нагрузки на двигатель. Характеристика гидротрансформатора с обратной прозрачностью $\lambda_{\Pi}=f(i)$ также приведена на рисунке 7.5, б. На этой характеристике видно, что при $i < 0,3$ происходит уменьшение коэффициента λ_{Π} , а следовательно, и момента.

При проектировании машин с гидротрансформаторами важным является выбор расчетного режима. При этом выборе исходят из целесообразности обеспечения высоких КПД на наиболее употребляемых режимах работы, и поэтому он определяется условиями эксплуатации проектируемой гидропередачи. Как следует из анализа характеристики $\eta=f(i)$ на рисунке 7.5, б, область высоких КПД лежит между точками В и Е. Любая из точек на этом участке может быть использована в качестве расчетной. Но наиболее часто в качестве расчетного режима принимается режим гидромукты (точка С на рисунке 7.5, б).

Может быть рекомендована следующая методика проектирования машин с использованием основ подобия гидродинамических передач. На первом этапе на базе анализа безразмерных характеристик подбирается наиболее подходящий вариант гидропередачи. Из условий эксплуатации проектируемой машины выбирается расчетный режим. Для выбранного расчетного режима с использованием формулы (7.7) или (7.8) определяется основной геометрический параметр гидропередачи - диаметр рабочих колес D . Затем (при известном D и безразмерной характеристике) подбирается существующая гидропередача или с использованием формул подобия лопастных гидромашин (см. подраздел 6.6) вычисляются параметры проектируемой гидропередачи. На заключительном этапе получают характеристики проектируемой машины при совместной работе двигателя и гидропередачи, анализируют полученные результаты и в случае необходимости вносят коррективы в ранее проведенные расчеты.