

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**  
**УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ**  
**“БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА”**

**Кафедра «Тепловозы и тепловые двигатели»**

**В. М. ОВЧИННИКОВ, В.А. ХАЛИМАНЧИК, В.В. НЕВЗОРОВ**

# **ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ ТЕПЛОВОЗОВ**

**Учебное пособие**

**Гомель 2006**

УДК 625.282  
О - 162

Рецензенты – зав. кафедрой «Гидропневмоавтоматика и гидропневопривод» Белорусского национального технического университета, канд. техн. наук, профессор **П.Р. Бартош**.  
– зав. кафедрой «Локомотивы и локомотивное хозяйство» Московского государственного университета транспорта, док. техн. наук, профессор **В.И. Кисилев**.

**Овчинников В.М. и др.**

О - 162 Гидравлические передачи тепловозов: Учебное пособие / В.М. Овчинников, В.А. Халиманчик, В.В. Невзоров; Министерство образования Республики Беларусь, УО «БелГУТ». – Гомель, 2006. – 155 с.

ISBN

Изложены общие сведения о передачах мощности тепловозов, рассмотрены принципы устройства, работы и регулирования гидромффт и гидротрансформаторов, описана методика расчета и построения и характеристик. Даны описания гидропередач, применяющихся на тепловозах и систем автоматического их регулирования. Приведены методика расчета гидропередач и тягово-экономической характеристики тепловоза с гидропередачей, правила их эксплуатации и сведения о рабочих жидкостях гидропередач.

Предназначено для студентов специальности 1-370201-01. Может быть использовано также и при дипломном проектировании.

**УДК 625.282**

© Оформление. УО «БелГУТ», 2006  
ISBN © Овчинников В. М., Халиманчик В.А., Невзоров В.В. 2006

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение .....	4
1 Общие сведения о передаче мощности локомотива .....	7
1.1 Назначение передачи .....	7
1.2 Требования, предъявляемые к передаче .....	9
1.3 Классификация передач .....	10
2 Гидродинамические муфты .....	15
2.1 Устройство и принцип работы .....	15
2.2 Режим работы гидромуфты. КПД и внешняя характеристика .....	18
2.3 Типы гидромуфт .....	20
3 Гидродинамические трансформаторы .....	22
3.1 Устройство и принцип работы .....	22
3.2 КПД и внешняя характеристика .....	24
3.3 Комплексные гидротрансформаторы .....	25
3.4 Типы гидротрансформаторов .....	26
4 Расчет гидротрансформаторов и гидромуфт .....	30
4.1 Параметры, характеризующие лопастные ремешки .....	30
4.2 Основное уравнение лопастных гидромашин .....	30
4.3 Определение основных размеров одноступенчатого ГТР I класса .....	34
4.3.1 Расчет насосного колеса .....	36
4.3.2 Расчет турбинного колеса .....	43
4.3.3 Расчет реактора .....	47
4.4 Расчет гидромуфт .....	50
4.5 Определение основных размеров гидротрансформаторов и гидромуфт методом подобия .....	52
5 Баланс энергии гидротрансформаторов и гидромуфт .....	27
5.1 Баланс энергии гидротрансформатора I класса .....	57
5.2 Баланс энергии гидромуфт .....	66
Построение характеристик гидротрансформаторов и гидромуфт .....	67
6.1 Расчет и построение внешней характеристики гидротрансформатора ....	67
6.2 Универсальная характеристика гидротрансформатора и ее построение..	71
6.3 Расчет и построение внешней характеристики гидромуфты .....	73
6.4 Универсальная характеристика гидромуфты и ее построение .....	74
6.5 Тяговая характеристика гидромуфты и ее построение .....	76
6.6 Приведенная характеристика гидротрансформаторов и гидромуфт .....	78
7 Конструкции гидротрансформаторов и гидромуфт .....	81
7.1 Одноступенчатые гидротрансформаторы .....	81
7.2 Многоступенчатые гидротрансформаторы .....	85
7.3 Комплексные гидротрансформаторы .....	88
7.4 Гидромуфты .....	90
8 Регулирование гидротрансформаторов и гидромуфт .....	94
8.1 Регулирование гидротрансформаторов .....	96
8.2 Регулирование гидромуфт .....	96
9 Гидропередачи, применяемые на тепловозах .....	101
9.1 Классификация гидропередач .....	101

9.2 Унифицированная гидропередача УГП 750/1200 .....	101
9.3 Гидропередача тепловоза ТГМ 1 .....	104
9.4 Гидропередача дизель-поезда ДР 1 .....	106
9.5 Гидропередача фирмы Фойт.....	108
9.6 Гидропередача Мекидро К184В.....	109
10 Системы автоматического регулирования (САР).....	112
10.1 Назначение и выбор программы САР.....	112
10.2 Одноимпульсная гидромеханическая САР.....	114
10.3 Двухимпульсная электрогидравлическая САР .....	116
10.4 САР гидропередачи дизель-поезда ДР 1 .....	121
11 Расчет тепловозных гидропередач .....	123
11.1 Определение передаточного числа повышающего редуктора.....	123
11.2 Выбор числа ступеней и скоростей перехода по ступеням .....	125
11.3 Согласование работы дизеля с гидроаппаратами .....	133
11.4 Расчет и построение тягово-экономической характеристики тепловоза .....	137
12 Гидростатические передачи для привода вспомогательных агрегатов тепловоза .....	140
12.1 Устройство и принцип работы гидростатической передачи.....	140
12.2 Расчет основных размеров гидронасоса и гидромотора .....	143
13 Рабочие жидкости гидропередач.....	146
13.1 Свойства рабочих жидкостей .....	146
13.2 Выбор рабочих жидкостей для гидропередач.....	147
14 Испытание гидротрансформаторов и гидромуфт.....	150
14.1 Общие сведения об испытании гидропередач .....	150
14.2 Испытания гидромуфт .....	150
14.3 Испытания гидротрансформаторов .....	152
15 Эксплуатация гидропередач тепловозов .....	154
15.1 Ввод в эксплуатацию .....	154
15.2 Обслуживание во время работы.....	154
15.3 Плановое обслуживание и ремонт.....	156
Заключение .....	
Список литературы .....	

## ВВЕДЕНИЕ

Основным видом тяги на локомотивах в настоящее время является дизель. Такие локомотивы называются тепловозами.

Дизель имеет высокую экономичность, большую удельную мощность, малые габариты и прост в обслуживании. Поэтому вместе с появлением дизелей возникла и идея их применения на локомотивах как источника тяги. Однако потребовался довольно значительный промежуток времени, прежде чем это удалось осуществить практически.

Причиной этого послужило то, что дизель не может работать при непосредственной механической связи с колесами тепловоза. Он может воспринимать нагрузку только при частоте вращения 40...50% от номинальной. Тепловоз же требует приложения нагрузки к ведущим колесам и при нулевой скорости.

Приспособление дизеля к условиям работы на тепловозе первоначально шло по двум направлениям:

а) путем создания специального тягового двигателя, который мог бы работать с прямой передачей крутящего момента на колеса тепловоза;

б) путем создания специального устройства между дизелем и ведущими колесами, с помощью которого можно было преобразовывать развиваемый дизелем крутящий момент к виду, отвечающему потребностям работы тепловоза.

Попытки создать дизели, которые могли бы работать с непосредственной передачей мощности, предпринимались швейцарской фирмой Зульцер и итальянской фирмой Ансальдо. В России, в МВТУ им. Н.Э.Баумана, большая работа в этом направлении была выполнена профессором В.И. Гриневецким. Им был построен и испытан для этой цели специальный двигатель своей конструкции. Однако все эти работы к успеху не привели.

Более плодотворным оказался путь создания специальных устройств для преобразования крутящего момента, развиваемого дизелем, к виду, обеспечивающему наилучшие тягово-экономические показатели работы

тепловоза. Такие устройства называются передачами. Одной из разновидностей таких передач является гидродинамическая передача.

Первые тепловозы с гидродинамическими передачами на территории бывших социалистических стран или по нынешнему стран СНГ появились в конце 50-х годов. Это стало возможным благодаря работам, начатым в конце 20-х, начале 30-х в Ленинграде в тепловозной лаборатории проф. Я. М. Гаккеля и в Москве в тепловозном бюро МВТУ им. Н.Э.Баумана (проф. А.Н. Шелест).

В дальнейшем эти работы получили развитие во ВНИИ-Гидромаше, ЛПИ им. М.И.Калинина, Ленинградском машиностроительном заводе им. XXII съезда КПСС (ЛМЗ).

Значительный вклад в развитие передач тепловозов внесли также ученые и практики научно-исследовательского тепловозного института (ВНИТИ), Московского института железнодорожного транспорта (МИТа), Калужского и Муромского машиностроительных заводов, Людиновского тепловозостроительного завода.

За рубежом, или как принято сейчас говорить в дальнем зарубежье, наибольших успехов в создании и практическом внедрении гидропередач на тепловозах добилась фирма Фойт (Австрия – Германия).

Следует ожидать, что и в суверенной Беларуси дальнейшему развитию и совершенствованию гидропередач будет уделяться надлежащее внимание. Успех работы в этом направлении во многом будет зависеть от уровня подготовки студентов, специальности 1-370201-01 по дисциплине «Гидравлические передачи тепловозов» в БелГУТе – единственном вузе в стране, ведущем обучение по специальностям железнодорожного транспорта.

Настоящее учебное пособие имеет целью восполнить имеющийся дефицит учебной литературы по указанной дисциплине и способствовать более глубокому ее изучению. Объем его predetermined количеством учебных часов, отводимых согласно учебному плану на данную дисциплину, и поэтому является ограниченным. Интересующиеся в более глубоком изучении гидропередач тепловозов, могут обратиться к специальной литературе, поименованной в списке.

# 1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕДАЧЕ МОЩНОСТИ ТЕПЛОВОЗА

## 1.1 Назначение передач

Магистральные тепловозы эксплуатируются в самых разнообразных условиях. Они перемещают поезда неодинакового веса по путям различного профиля и с различными скоростями. На переменных режимах работают также и маневровые тепловозы. Однако, вне зависимости от скорости движения целесообразно, чтобы располагаемая мощность дизеля использовалась полностью. Как известно, это обусловлено наибольшей экономичностью работы двигателя.

Рассмотрим при каком условии может быть обеспечено полное использование мощности дизеля. Составляя выражение для касательной мощности  $N_k$  на колесах тепловоза и принимая ее постоянной на всем диапазоне скоростей движения тепловоза, получим

$$N_k = N_d \eta_{дк} = \frac{F_k V}{3,6} = \text{const}, \quad (1.1)$$

где  $N_d$  – мощность дизеля, кВт;

$\eta_{дк}$  – КПД передачи от дизеля к колесам тепловоза;

$F_k$  – касательная сила тяги на колесах тепловоза;

$V$  – скорость движения тепловоза, км/ч.

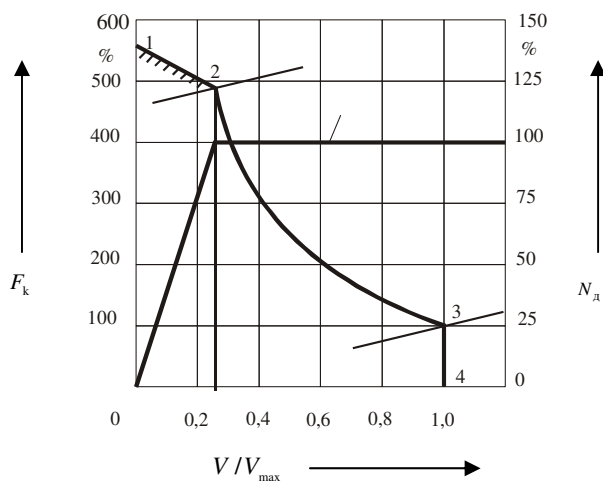


Рисунок 1.1 – Тяговая характеристика тепловоза

Из формулы (1.1) видно, что зависимость касательной силы тяги, а, следовательно, и момента на движущих колесах тепловоза, должна быть гиперболической.

Зависимость касательной силы тяги на колесах тепловоза от скорости движения называется тяговой характеристикой. Тяговая характеристика при  $\eta_{дк} = 1,0$  называется идеальной. Такая характеристика показана на рисунке 1.1

Линия 1-2 на этом рисунке изображает ограничение силы тяги по сцеплению.

Линия 2-3 – ограничение силы тяги по мощности дизеля.

Линия 3-4 – ограничение силы тяги по максимальной скорости.

Сравнение идеальной тяговой характеристики тепловоза с внешней характеристикой дизеля (рисунок 1.2) показывает, что скоростной диапазон, который может быть реализован путем изменения частоты вращения дизеля, составляет лишь 2–2,5. Многолетний опыт эксплуатации тепловозов показывает, что скоростной диапазон должен же быть равным 5–12.

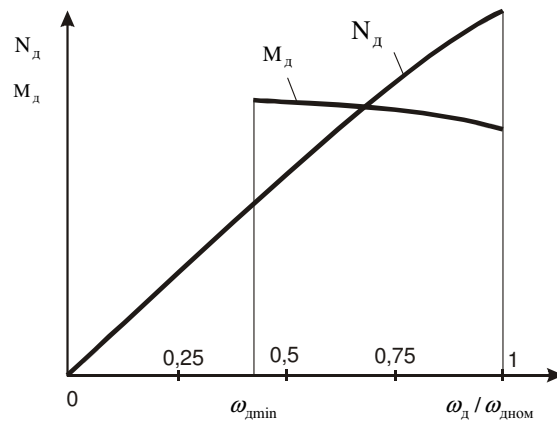


Рисунок 1.2 – Внешняя характеристика дизеля

При этом момент на валу дизеля остается примерно постоянным, а отношение максимального крутящегося момента к номинальному, называемое коэффициентом приспособляемости, составляет 1,15–1,25 в то время как для магистральных тепловозов оно должно быть равно 10–12 и для маневровых 4–5. Полное использование мощности дизеля возможно только в одной точке (точка А на внешней характеристике). На всех остальных режимах это невозможно.



Отсюда следует, что при непосредственной механической связи дизеля с колесами тепловоза желательная тяговая характеристика достигнута быть не может. Чтобы приспособить характеристику дизеля к требуемой по условиям эксплуатации тяговой характеристике тепловоза, нужна передача. (Передача-механизм или совокупность механизмов, предназначенных для передачи мощности от дизеля к колёсам тепловоза)

## **1.2 Требования, предъявляемые к передаче**

Передача является неотъемлемой частью тепловоза, от эффективности действия которой во многом зависят технико-экономические показатели работы тепловоза в целом. Основные требования к ней определяются необходимостью обеспечить требуемую тяговую характеристику тепловоза и возможно более высокие технико-экономические показатели работы тепловоза в целом.

К общим требованиям, которым должна удовлетворять передача, относятся следующие.

1 Сила тяги тепловоза в зависимости от скорости должна изменяться плавно, приближаясь к гиперболе (одинаково для переднего и заднего хода).

2 Отношение максимального крутящего момента, развиваемого при трогании с места, к моменту при наибольшей скорости должно находиться в пределах, отвечающих типу тепловоза (10–12 – магистральные, 4–5 – маневровые).

3 Вне зависимости от скорости движения поезда дизель должен развивать либо полную мощность (номинальную), либо близкую к той, при которой достигаются наилучшие экономические показатели.

4 Обеспечивать отключение дизеля от движущихся колес при пуске, а также при движении на выбеге и уклонах.

5 Изменять направление движения тепловоза при неизменном направлении вращения коленчатого вала дизеля.

6 Автоматически изменять силу тяги при изменении сопротивления движению поезда.

7 Иметь высокий КПД и возможно меньшие эксплуатационные расходы, минимальные размеры, массу и стоимость.

8 Быть надежной в эксплуатации, простой в обслуживании.

Помимо этого, к тепловозным гидропередачам предъявляются также следующие требования:

1) при переключении скоростей и работе тепловоза по внешней характеристике сила тяги не должна снижаться более чем на 40 %;

2) все вращающиеся части гидропередачи должны смазываться принудительно как при движении тепловоза, так и на стоянках;

- 3) нормальная и безаварийная работа гидропередачи должна обеспечиваться при температурах от  $-50$  до  $+40$  °С;
- 4) связь между дизелем и колесами с момента выключения передачи должна прекращаться не более чем за 2 с;
- 5) время реверсирования передачи, исчисляемое с момента мгновенного уменьшения нагрузки двигателей при заторможенном тепловозе, не должно превышать 2 с;
- 6) в качестве рабочей жидкости гидравлических передач должно применяться масло с плотностью не менее  $860$  кг/м<sup>3</sup>, вязкостью не более  $200$  сСт ( $200 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с) при температуре  $50$ °С и температурой вспышки не менее  $160$  °С.

### 1.3 Классификация передач

Со времени появления тепловозов созданы разнообразные виды передач мощностей. Из них в настоящее время нашли применение следующие три основных вида: механическая, электрическая и гидравлическая.

Механическая – это передача, в которой энергия от дизеля к колесам локомотива передается только с помощью зубчатых колес и муфт механического типа.

Такие передачи применяются на мотовозах, автомотрисах и некоторых путевых машинах. Широко применяется она также и на автомобилях.

Электрическая – это передача, в которой механическая энергия первичного двигателя сначала преобразуется в электрическую, а затем снова в механическую. Преобразование механической энергии двигателя в электрическую производится в генераторе, а обратное преобразование в тяговых электродвигателях, передающих затем ее через зубчатые редукторы на колеса тепловоза.

Электрическая передача применяется на магистральных и мощных маневровых тепловозах, а также на некоторых путевых машинах.

Гидравлическая передача – это передача также с двойным преобразованием энергии. Сначала механическая энергия первичного двигателя преобразуется в гидравлическую (потенциальную или кинетическую), а затем снова в механическую. Для прямого и обратного преобразования энергии используются объемные либо лопастные гидромашин.

В зависимости от типа гидромашин, используемых для преобразования энергии гидропередачи, подразделяются на объемные и гидродинамические.

Объемные гидропередачи – это передачи, принцип действия которых основан на использовании, главным образом, потенциальной составляющей энергии потока жидкости.

К гидродинамическим относятся передачи, в которой главной составляющей энергии потока жидкости является кинетическая энергия.

В объемных гидропередачах поток жидкости характеризуется небольшим расходом и высоким давлением (до 35 МПа). В гидродинамических наоборот. Поток жидкости имеет большой расход и невысокое давление.

По конструкции объемные гидропередачи подразделяются на роторные и поршневые. Различие между ними заключается, главным образом, в типе используемых гидромашин. В первом случае применяются гидромашинны роторного типа. Во втором – поршневого.

В качестве примера объёмной роторной гидропередачи рассмотрим передачу, показанную на рисунке 1.3.

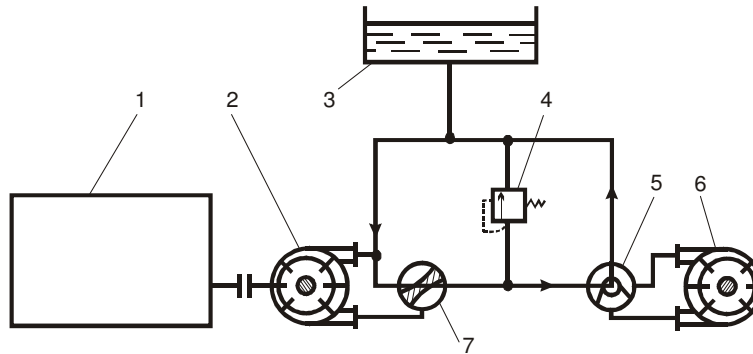


Рисунок 1.3 – Схема роторной гидропередачи: 1 – двигатель; 2 – роторно-пластинчатый гидродвигатель; 3 – гидробак; 4 – предохранительный клапан; 5 – реверсивный золотник; 6 – гидродвигатель; 7 – рабочий орган распределителя

Главным элементом ее являются роторно-пластинчатый насос 2, приводимый в движение двигателем 1 и роторно-пластинчатый гидродвигатель 6, связанный обычно через зубчатый редуктор с колесами тепловоза. Насос при своем вращении забирает рабочую жидкость из гидробака 3, сжимает ее до рабочего давления и, в зависимости от положения рабочего органа распределителя 7 (I или II), подает ее либо к гидродвигателю 6, либо сообщает всасывающую и напорную полости насоса, и он работает сам на себя. В последнем случае тепловоз при работающем двигателе движения не имеет. Движение тепловоза вперед или назад обеспечивается с помощью реверсивного золотника 5.

Магистральи высокого и низкого давления соединены между собой предохранительным клапаном 4, который при своем срабатывании может пере-

пускать рабочую жидкость из одной магистрали в другую, выполняя этим самым защитную функцию.

Подобные передачи применялись на заре становления Советской власти (1920–1926 гг.) на тепловозах небольшой мощности (40–55 кВт). Однако при более высоких мощностях оказались ненадежными и неэкономичными. Поэтому в настоящее время применения не имеют.

Поршневые передачи могут быть выполнены с гидромашинами аксиально-поршневого и радиально-поршневого типов. Передачи с радиально-поршневыми гидромашинами уступают по экономичности передачам с аксиально-поршневыми гидромашинами, и поэтому в настоящее время на тепловозах не применяются.

Схема передачи с аксиально-поршневыми гидромашинами показана на рисунке 1.4.

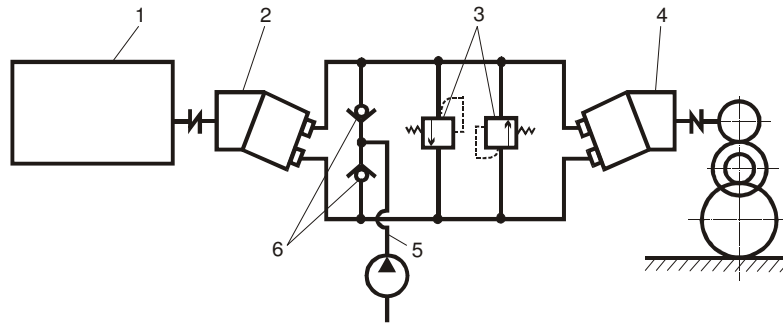


Рисунок 1.4 – Схема поршневой гидрообъемной передачи:

1 – двигатель; 2 – аксиально-поршневой насос; 3 – предохранительный клапан;  
4 – аксиально-поршневой гидромотор; 5 – трубопровод; 6 – обратные клапаны

Передача состоит из аксиально-поршневого насоса 2, приводимого в движение двигателем 1 и аксиально-поршневого гидромотора 4, связанного с колесами тепловоза. Трубопроводы, соединяющие насос и гидродвигатель защищены от давлений, превышающих допустимые, предохранительными клапанами 3. Подпитка системы, в случае утечки рабочей жидкости, производится по трубопроводу 5 и обратным клапанам 6.

В настоящее время передачи такого типа применяются главным образом в качестве привода вспомогательных механизмов в тепловозах. В качестве главных передач в тепловозах объемные гидропередачи широкого распространения не получили. В то же время в другой технике (авиации, сельхозтехнике, станко- и автомобилестроении, дорожностроительной технике и др.) объемные гидропередачи широко применяются.

Принципиальная схема гидродинамической передачи представлена на рисунке 1.5.

Главными ее элементами являются лопастной насос центробежного типа 1, направляющий аппарат 3 и центростремительная турбина 4. Насос приводится в действие двигателем 7, который при своем вращении забирает рабочую жидкость из гидробака 6, повышает ее энергию за счет, главным образом, кинетической составляющей и по соединительному трубопроводу 2 через направляющий аппарат 3 подает на лопасти турбины. При движении потока жидкости по межлопаточным каналам турбины ее энергия преобразуется в энергию вращения вала турбины и от последнего через систему зубчатых колес передается к движущим колесам тепловоза.

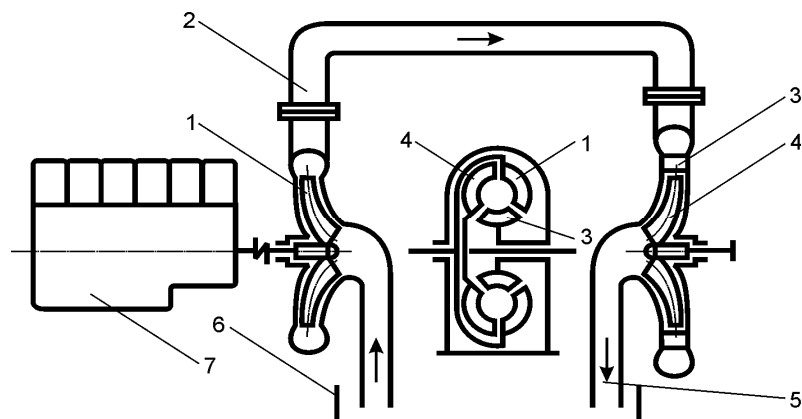


Рисунок 1.5 – Схема гидродинамической передачи:  
 1 – лопастной насос центробежного типа; 2 – соединительный трубопровод;  
 3 – направляющий аппарат (реактор); 4 – центростремительная турбина; 5 – сливной трубопровод; 6 – гидробак; 7 - двигатель

Движение рабочей жидкости по соединительному трубопроводу сопровождается значительной потерей энергии. Кроме того, наличие соединительного трубопровода отрицательно влияет на габариты передачи.

Основываясь на принципиальной схеме передачи с помощью центробежного насоса и турбины, немецкий ученый и инженер Г.Феттингер в 1902 году предложил устранить соединительный трубопровод, а насос, турбину и направляющий аппарат (сейчас называется реактор) объединить в одном корпусе. В таком устройстве (см. рисунок 1.5) рабочая жидкость, проходя последовательно через насос, реактор и турбину обеспечивает не только передачу крутящего момента от вала насоса к валу турбины, но и его изме-

нение. Последнее обусловлено тем, что между насосом и турбиной располагается неподвижный реактор, который может изменять момент количества движения проходящей через него рабочей жидкости и соответственно передаваемый крутящий момент. Поэтому такой гидроаппарат был назван гидротрансформатором (ГДТ).

В это же время Д.М. Михеев предложил гидроаппарат, состоящий только из двух колес: насосного и турбинного. Такой гидроаппарат был назван гидромуфтой (ГДМ).

В настоящее время гидродинамические передачи получили широкое распространение на маневровых тепловозах (ТГМ 4, ТГМ 4А, ТГМ 4Б, ТГМ 6А, ТГМ 8, ТГМ 23А, ТГМ 23В и др.), дизель-поездах ДР 1 и ДР 2, тепловозах промпредприятий. Нашли они также применение и на магистральных тепловозах (ТГП 50, ТГ 106). Особенно существенные успехи в этом направлении достигнуты в Германии фирмой Фойт, где после 1945 года тепловозы строились только с гидропередачами.

В тепловозах гидравлическая передача по сравнению с электрической не имеет преимуществ по экономичности, но обладает рядом других ценных свойств, которые и обусловили им широкое распространение:

- строительная стоимость тепловоза с гидропередачей примерно на 30 % меньше по сравнению с тепловозом с электропередачей. Это обусловлено, главным образом, значительным сокращением расхода красной меди (в 25–30 раз). Медь расходуется только на вспомогательное оборудование;

- масса гидропередачи, приходящаяся на единицу мощности, в 1,5–2,5 раза меньше массы электропередачи;

- примерно в 2 раза меньше эксплуатационные расходы.

Тепловозная гидропередача по сравнению с электропередачей тепловозов имеет и ряд преимуществ эксплуатационного характера:

- благодаря тому, что передача мощности от дизеля к колесам тепловоза производится с помощью жидкости, возникающие в дизеле крутильные колебания, не передаются на зубчатые передачи, а толчки от колес тепловоза не передаются на дизель. Это способствует увеличению срока службы деталей передачи и дизеля.

- тяговая характеристика тепловоза с гидропередачей имеет ограничение только по сцеплению при трогании с места и разгоне, в то время как у тепловоза с электропередачей имеет место также и ограничение по току. Последнее приводит к снижению мощности дизеля на высоких скоростях и ее недоиспользованию.

## 2 ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ МУФТЫ

### 2.1 Устройство и принцип работы

Схематически устройство гидромуфты показано на рисунке 2.1. Она состоит из двух колес: насосного 1, соединенного с ведущим валом и турбинного 2, соединенного с ведомым валом.

Насосное колесо герметично связано с кожухом 3, расположенным за турбинным колесом, и вместе с ним образует рабочую полость 4, заполняемую жидкостью, называемую рабочей. Это чаще всего маловязкое минеральное масло. Рабочая полость может быть выполнена с тором 8 и без него. Каждое из колес чаще всего снабжено плоскими лопатками, которые устанавливаются радиально. Лопатки вместе с торовидными направляющими образуют каналы, в которых циркулирует рабочая жидкость.

При работе гидромуфты частота вращения насосного колеса всегда несколько больше, чем турбинного. Поэтому и центробежные силы, действующие на частицы жидкости, находящиеся на одинаковых радиусах в насосном колесе больше чем в турбинном. Вследствие этого между насосным и турбинным колесами возникает перепад давлений, под воздействием которого создается замкнутое движение рабочей жидкости по контуру, называемому кругом циркуляции. Направление движения показано на рисунке 2.1 стрелками.

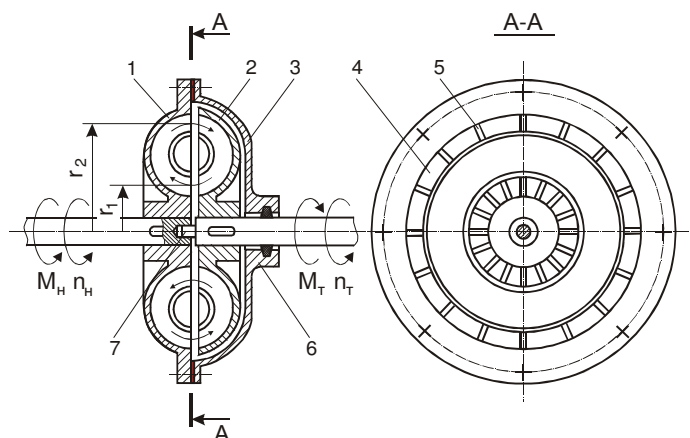


Рисунок 2.1 – Схема гидромуфты:

1 - насосное колесо; 2 - турбинное колесо; 3 - кожух; 4 - рабочая полость; 5 - лопатки; 6 - уплотнитель; 7 - подшипник; 8 - тор

При своем движении по кругу циркуляции рабочая жидкость участвует в двух движениях: относительном вдоль контура лопаток  $w$  и переносом вместе с вращающимися лопатками  $u$ . Геометрическая сумма этих скоростей называется абсолютной скоростью  $c$ :

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}. \quad (2.1)$$

Окружная, относительная и абсолютные скорости образуют треугольники скоростей, которые для гидромолты с прямыми радиальными лопатками имеет вид, показанный на рисунке 2.2.

Угол между направлениями окружной и абсолютной скорости принято обозначать символом  $\alpha$ , а угол между направлениями относительной скорости и обратным направлением окружной –  $\beta$ .

Для гидромолты с прямыми радиальными лопатками  $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$ , а проекции абсолютных скоростей на окружную на входе рабочей жидкости на рабочее колесо и выходе из него соответственно равны:

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = u_1, \quad (2.2)$$

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = u_2. \quad (2.3)$$

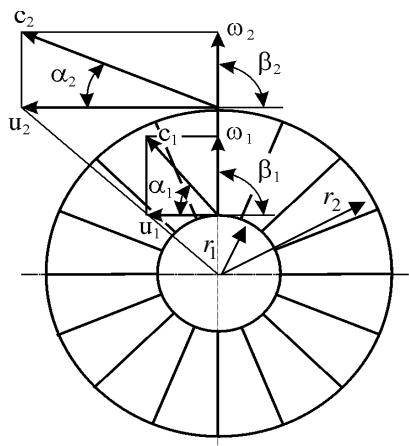


Рисунок 2.2 – Треугольники скоростей гидромолты с прямыми радиальными лопатками

Применяя к движению жидкости по кругу циркуляции теорему об изменении количества движения (изменение момента количества движения относительно некоторой оси равно моменту внешних сил относительно этой же оси), будем иметь



$$M_{\text{н}} = \rho Q (c_{2\text{ин}} r_{2\text{н}} - c_{1\text{ин}} r_{1\text{н}}) - \text{момент на валу насосного колеса}; \quad (2.4)$$

$$M_{\text{т}} = \rho Q (c_{1\text{ит}} r_{2\text{т}} - c_{2\text{ит}} r_{1\text{т}}) - \text{момент на валу турбинного колеса}; \quad (2.5)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости,  $Q$  – расход рабочей жидкости.

Помимо этих моментов на гидромуфте действует также момент трения наружных поверхностей о воздух  $M_{\text{в}}$ . Составляя уравнение моментов и учитывая, что гидромуфта представляет собой изолированную систему, будем иметь

$$M_{\text{н}} - M_{\text{т}} - M_{\text{в}} = 0.$$

Момент трения об окружающий воздух мал. Поэтому, принимая  $M_{\text{в}} = 0$ , получим, что гидромуфта передает крутящий момент без изменения по величине, т.е.

$$M_{\text{н}} = M_{\text{т}} = M.$$

Основная часть этого момента передается гидродинамическим изменениям момента количества движения и незначительная часть его – трением в подшипнике 7, сальнике 6 (см. рисунок 2.1) и дисковым трением жидкости, заполняющей корпус, о наружную поверхность турбинного колеса. Величина дискового трения невелика, т.к. при расчетных режимах работы угловая частота вращения турбинного колеса  $\omega_{\text{т}} = (0,96...0,98)\omega_{\text{н}}$ , т.е. разность между угловыми частотами вращения насосного и турбинного колес  $\omega_{\text{н}} - \omega_{\text{т}}$  невелика. Поэтому невелико и значение момента дискового трения  $M_{\text{д}}$ , в связи с чем приближенно можно считать

$$M_{\text{н}} = M_{\text{т}} = \rho Q (c_{2\text{ин}} r_{2\text{н}} - c_{1\text{ин}} r_{1\text{н}}) = \rho Q (c_{1\text{ит}} r_{1\text{т}} - c_{2\text{ит}} r_{2\text{т}}). \quad (2.6)$$

Отсюда видно, что в связи с равенством  $r_{2\text{н}} = r_{1\text{т}}$  и  $r_{2\text{т}} = r_{1\text{н}}$  имеет место равенство  $c_{2\text{ин}} = c_{1\text{ит}}$  и  $c_{1\text{ин}} = c_{2\text{ит}}$ . Поэтому момент, передаваемый гидромуфтой, можно выражать через гидродинамическое изменение момента количества движения либо в насосном, либо в турбинном колесе, а проекции абсолютных скоростей на окружные обозначать без индексов, указывающих к каким колесам они относятся, т.е.

$$M = \rho Q (c_{2\text{н}} r_2 - c_{1\text{н}} r_1) \quad (2.7)$$

Момент, передаваемый гидромуфтой может быть разделен на активную составляющую  $M_{\text{а}}$  и реактивную составляющую  $M_{\text{р}}$ . Первая из них обусловлена тем, что при переходе частиц жидкости с насосного колеса на тур-

бинное происходит их резкое, ударное торможение от скорости  $u_{2н}$  до скорости  $u_{1т}$ . Соответствующий этому процессу момент

$$M_a = \rho Q r_2^2 (\omega_n - \omega_t), \quad (2.8)$$

где  $\omega_n$  и  $\omega_t$  – частота вращения насосного и турбинного колес.

При протекании в межлопаточных каналах частицы жидкости переходят с большего радиуса на меньший и поэтому в связи с уменьшением окружной скорости уменьшается и абсолютная скорость. А так как переносное движение является вращательным, то это обуславливает появление сил Кориолиса и соответствующего им реактивного момента

$$M_p = \rho Q (r_2 u_{1т} - r_1 u_{2т}) = \rho Q \omega_t (r_2^2 - r_1^2). \quad (2.9)$$

Из формул (2.8) и (2.9) следует, что при трогании с места, когда значение  $\omega_t$  мало, активная составляющая велика. По мере разгона гидромфты вместе с ростом  $\omega_t$  увеличивается и значение  $M_p$ , а значение  $M_a$  в связи с уменьшением разности  $\omega_n - \omega_t$  падает. На расчетном режиме при  $\omega_t = (0,96...0,98)\omega_n$  крутящий момент передается в основном за счет реактивной составляющей гидродинамического момента.

## 2.2 Режимы работы гидромфты. КПД и внешняя характеристика

Основное назначение гидромфты – передача крутящего момента от ведущего вала к ведомому. Такой режим называется тяговым.

Гидромфта может быть использована также в тормозных режимах для замедления (торможения) частоты вращения ведомого вала. Возможны четыре вида основных режимов: обгонный, тяговый, динамического торможения и противовращения.

Обгонный режим может возникнуть при движении тепловоза на спуске или же при резком уменьшении частоты вращения вала насосного колеса. Так как частота вращения вала турбинного колеса при этом становится больше, чем насосного, то и направление движения рабочей жидкости в круге циркуляции меняется на обратное. Турбинное колесо начинает выполнять функцию насосного, а насосное колесо – работать как турбинное.

Режим динамического торможения соответствует работе гидромфты с остановленным насосным колесом, а вращающееся от колес тепловоза турбинное колесо выполняет тормозную функцию.

В режиме противовращения насосное и турбинное колеса вращаются в противоположных направлениях. Такой режим возможен при вынужденной

остановке на подъеме, когда тепловоз движется вниз при работающем двигателе.

При работе в тяговом режиме частота вращения насосного колеса всегда больше, чем турбинного. В других режимах турбинное колесо имеет либо большую частоту вращения, чем насосное, либо противоположное ему.

Отношение угловой скорости (частоты вращения) вала турбинного колеса к угловой скорости (частоте вращения) вала насосного колеса называется передаточным отношением.

$$i = \omega_T / \omega_H \quad (2.10)$$

При изменении  $i$  изменяется также и величина передаваемой мощности.

Отношение мощности на турбинном валу к мощности на насосном валу называется КПД гидромурфты.

$$\eta = N_T / N_H.$$

Но так как

$$N_T = M_T \omega_T, N_H = M_H \omega_H, \text{ а } M_T = M_H,$$

$$\text{то } \eta = M_T \omega_T / M_H \omega_H = \omega_T / \omega_H = i \quad (2.11)$$

Из формулы следует, что зависимость  $\eta = f(i)$  – линейная. Однако при  $i$  близком к единице эта линейность нарушается в связи с тем, что передаваемый момент в этой зоне очень мал и величина его соизмерима с моментом трения корпуса об окружающий воздух  $M_B$ . По этой причине момент, передаваемый гидромурфтой, снижается до величины  $M_T = M_H - M_B$ , а КПД изменяется по зависимости

$$\eta = i(M_H - M_B) / M_H \quad (2.12)$$

Зависимость передаваемого гидромурфтой момента  $M$  и КПД от передаточного отношения называется характеристикой гидромурфты. Внешняя характеристика—это зависимость внешних параметров гидромурфты  $M=f(i)$  и  $N=f(i)$  при  $\omega_H = const$ . Типичный вид внешней номинальной характеристики гидромурфты представлен на рисунке 2.3.

Из рисунка видно, что момент, передаваемый гидромурфтой, изменяется от  $M = M_{max}$  при  $i = 0$  до  $M = 0$  при  $i$  близком к единице. Соответственно с изменением  $i$  изменяется и КПД. Всегда желательно, чтобы гидромурфта на расчетном режиме имела возможно больший КПД. Так как режим работы при  $i=1$  невозможен, то в качестве расчетного принимают значение  $i_p=0,96 - 0,98$ . При этом расчетный передаваемый момент  $M_p$  значительно меньше  $M_{max}$  – максимального момента, который может передавать гидромурфта.

Отношение

$$\delta = M_{\max} / M_p \quad (2.13)$$

называется коэффициентом перегрузки гидромфты.

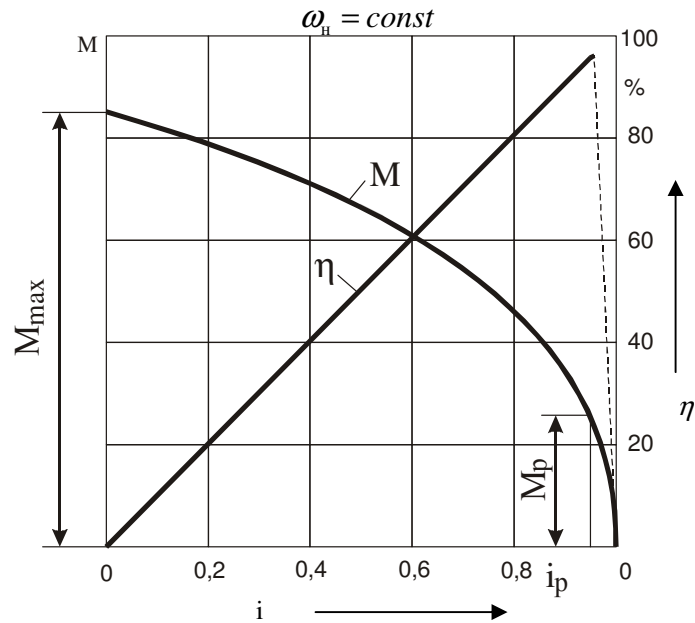


Рисунок 2.3 – Внешняя характеристика гидромфты

Различие в частотах вращения насосного и турбинного колес в тяговом режиме определяет параметр, называемый скольжением, под которым понимают отношение разности частот вращения насосного и турбинного колес к частоте вращения насосного колеса

$$s = (\omega_n - \omega_t) / \omega_n = 1 - \omega_t / \omega_n = i - \eta. \quad (2.14)$$

Из зависимости (2.14) следует, что коэффициент скольжения представляет собой долю потерь в гидромфте. Так как на расчетном режиме  $i_p = 0.96 \dots 0.98$ , то доля потерь в гидромфте  $s = i - \eta = 1 - (0.96 \dots 0.98) = 0.02 \dots 0.04$ .

### 2.3 Типы гидромфты

По конструкции рабочих колес различают гидромфты:

а) с тором (см. рисунок 2.1);

б) без тора.

По способу управления:

а) управляемые путем изменения частоты вращения ведущего вала;

б) управляемые изменением заполнения рабочей полости;

в) управляемые механическим воздействием на поток.

По форме лопаток:

а) с прямыми радиальными;

б) с наклонными.

В гидropередачах тепловозов применяются, как правило, гидромuфты с прямыми радиальными лопатками без тора, управляемые изменением частоты вращения ведущего вала.

### 3. ГИДРОТРАНСФОРМАТОРЫ

#### 3.1 Устройство и принцип работы

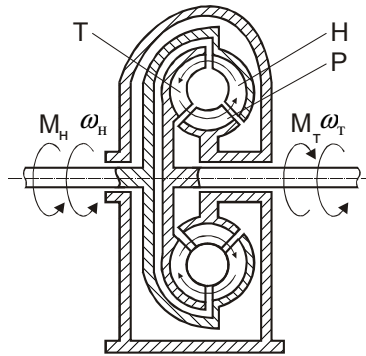


Рисунок 3.1 – Схема гидротрансформатора

Схематически устройство гидротрансформатора показано на рисунке 3.1. В отличие от гидромуфты он содержит не два колеса, а как минимум три: насосное (н), турбинное (т) и реактор (р). Колеса установлены по отношению друг к другу и корпусу с небольшими зазорами. Это необходимо для обеспечения их независимого вращения и теплового расширения. Каждое из колес снабжено лопатками, которые установлены между внешней и внутренней торовидными поверхностями. В межлопаточных каналах циркулирует рабочая жидкость, которая и обеспечивает связь между колесами. Контур, по которому перемещается рабочая жидкость, называется кругом циркуляции.

Насосное колесо, связанное с ведущим валом, представляет собой центробежный насос. Поэтому оно при своем вращении, забирает жидкость, поступающую к нему из реактора и сообщает ей определенное приращение энергии. В турбинном колесе гидравлическая энергия потока жидкости преобразуется в механическую энергию вращения ведомого вала. В реакторе, поскольку он неподвижен, энергия потока жидкости не изменяется. Однако изменяется направление ее движения по отношению к окружной скорости. В результате этого величина проекции абсолютной скорости на окружную  $c_u$  изменяется в ту или иную сторону. Произведение значения  $c_u$  на радиус  $r$  ( $c_u r$ ) называется закруткой потока. Если закрутка потока по отношению к закрутке, сообщаемой в насосном колесе, положительна, то в результате их суммирования приращение момента количества движения в насосном колесе возрастает. Соответственно возрастает и момент количества движения, срабатываемый в турбинном колесе. Как следствие этого и крутящий мо-

мент на ведомом валу возрастает по сравнению с крутящим моментом на ведущем валу.

В гидропередачах тепловозов гидротрансформатор используется, как правило, в режиме, при котором он работает с увеличением крутящего момента на ведомом валу по сравнению с величиной крутящего момента на ведущем валу, т.е. работает как редуктор.

Рассмотрим совместную работу колес гидротрансформатора при следующих, близких к реальным условиям работы, допущениях:

1) направление относительных скоростей за каждым из колес совпадает с направлением выходных кромок лопаток;

2) расход рабочей жидкости в каждом из колес одинаков (возможными утечкам пренебрегаем);

3) момент количества движения (закрутка потока) в зазоре между колесами не изменяется, т.е.  $c_{2ин}r_{2н} = c_{1ит}r_{1т}$ ;  $c_{2ит}r_{2т} = c_{1ип}r_{1п}$ ;  $c_{2ип}r_{2п} = c_{1ин}r_{1н}$ ; (цифровые индексы обозначают: 1 – вход, 2 – выход, буквенными индексами обозначено: н – насос, т – турбины, р – реактор).

Применяя теорему об изменении количества движения к насосному колесу, получим

$$M_n = \rho Q(c_{2ин}r_{2н} - c_{2ип}r_{2п}) \quad (3.1)$$

То же для реактора, будем иметь

$$M_p = \rho Q(c_{2ип}r_{2п} - c_{2ит}r_{2т}) \quad (3.2)$$

Общее приращение момента количества движения при условии, что закрутка в реакторе положительна

$$M_n + M_p = \rho Q(c_{2ин}r_{2н} - c_{2ит}r_{2т}) \quad (3.3)$$

Применив теорему об изменении количества движения к турбинному колесу, получим

$$M_t = \rho Q(c_{1ит}r_{1т} - c_{2ит}r_{2т})$$

Принимая во внимание, что  $c_{1ит}r_{1т} = c_{2ин}r_{2н}$ , последнее уравнение можно переписать в виде

$$M_t = \rho Q(c_{2ин}r_{2н} - c_{2ит}r_{2т}) \quad (3.4)$$

Сравнивая выражения (3.3) и (3.4), заключаем, что правые части равны. Поэтому

$$M_t = M_n + M_p \quad (3.5)$$

В общем случае

$$M_t = M_n \pm M_p \quad (3.6)$$

Следовательно, гидротрансформатор может развивать на ведомом валу крутящий момент больший, чем на ведущем, т.е. выполнять функцию редуктора.

Отношение крутящих моментов на турбинном и насосном колесах называется коэффициентом трансформации момента.

$$k = M_T / M_H \quad (3.7)$$

В зависимости от типа гидротрансформатора  $k = 2 \dots 6$ .

### 3.2 КПД и внешняя характеристика

КПД гидротрансформатора называется отношение мощности на турбинном колесе к мощности на насосном колесе

$$\eta = N_T / N_H$$

Учитывая, что  $N_T = M_T \omega_T$ ,  $N_H = M_H \omega_H$ ,  $\omega_T / \omega_H = i$ , а  $M_T / M_H = k$ , получим

$$\eta = M_T \omega_T / (M_H \omega_H) = ki$$

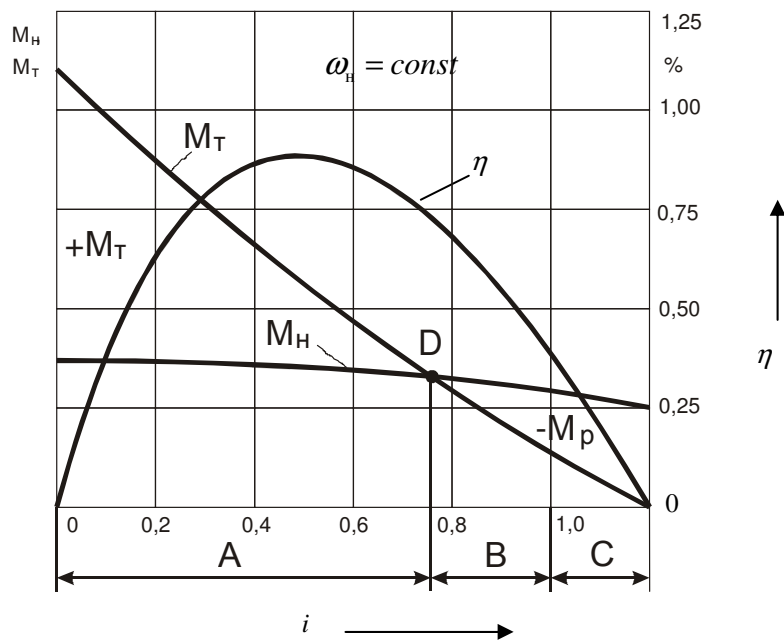


Рисунок 3.2 – Внешняя характеристика гидротрансформатора



Зависимость моментов, передаваемых колесами и КПД от передаточного отношения при постоянной частоте вращения вала насосного колеса, называется характеристикой гидротрансформатора. Характеристика при номинальной частоте вращения первичного двигателя называется внешней.

Типичный вид внешней характеристики гидротрансформатора показан на рисунке 3.2. На ней можно выделить следующие характерные режимы его работы:

1) зона А. В этой зоне  $M_p > 0$  и  $M_T > M_n$  – гидротрансформатор работает как редуктор;

2) зона В. В этой зоне  $M_p < 0$  и  $M_T < M_n$  – гидротрансформатор работает с уменьшением величины передаваемого момента при  $i < 1$ ;

3) зона С. Здесь  $M_p < 0$  и  $M_T < M_n$ , но  $i > 1,0$ , т.е. гидротрансформатор работает как ускорительная передача;

4) точка D. В этой точке  $M_p = 0$  и  $M_T = M_n$ , т.е. гидротрансформатор работает в режиме гидромукты.

### 3.3 Комплексный гидротрансформатор

Комплексным называется гидротрансформатор, который сочетает в себе свойства и гидротрансформатора, и гидромукты. Достигается это тем, что реактор устанавливается на муфте свободного хода. Поэтому оно, в зависимости от знака момента на нем, может оставаться либо неподвижным, когда  $M_p > 0$ , либо вращаться вместе с потоком, не оказывая на него никакого воздействия, при  $M_p < 0$ . В первом случае гидротрансформатор работает с увеличением величины передаваемого момента и во втором случае – без изменения его величины, т.е. в режиме гидромукты.

Принципиальная схема устройства комплексного гидротрансформатора показано на рисунке 3.3.

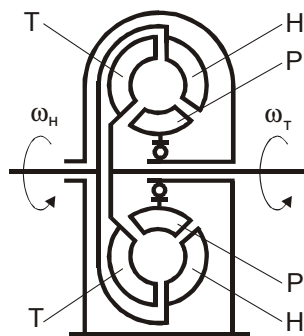


Рисунок 3.3 – Схема комплексного гидротрансформатора

Как и простой гидротрансформатор, он содержит три колеса: насосное (н), турбинное (т) и реактор (р). Но реактор установлен на муфте свободного хода. Поэтому он может либо участвовать в преобразованиях крутящих моментов, либо нет. В первом случае гидротрансформатор работает как редуктор, во втором – как гидромуфта. Типичная внешняя характеристика комплексного гидротрансформатора показана на рисунке 3.4.

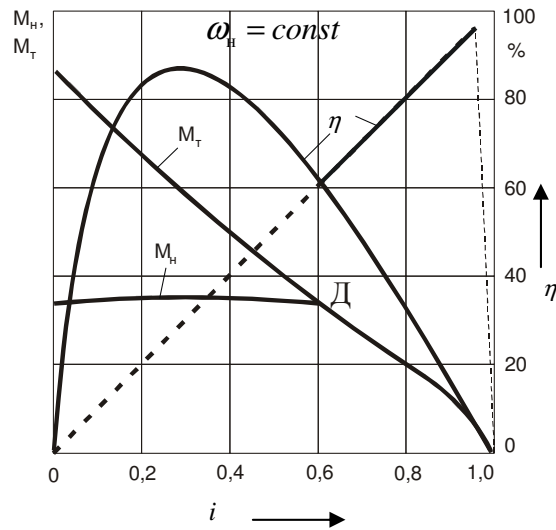


Рисунок 3.4 – Характеристика комплексного гидротрансформатора

В режиме работы, когда  $M_p > 0$  момент на валу турбинного колеса  $M_t = M_n + M_p$ . В точке Д влияние реактора на поток исключается и поэтому на всех режимах за точкой Д  $M_n = M_t$ .

### 3.4 Типы гидротрансформаторов

В зависимости от взаимного расположения колес различают гидротрансформаторы I класса и гидротрансформаторы II класса. У гидротрансформаторов I класса реактор устанавливается за турбинным, у гидротрансформаторов II класса реактор располагается за насосным колесом. Принципиальное различие этих схем состоит в том, что в первой из них направление вращения колесного и турбинного колес одинаково, а во второй – взаимное направление вращения колес, в зависимости от формы лопаток в реакторном колесе, может быть различным.

Гидротрансформаторы имеют, как правило, одно насосное колесо. В зависимости от числа турбинных колес гидротрансформаторы бывают одно-, двух- и трехступенчатыми.

Гидротрансформаторы с числом ступеней более трех не изготавливаются, так как большее число ступеней значительно усложняет конструкцию без заметного улучшения экономических показателей.

Число ступеней гидротрансформатора определяется лишь разделением насосных и турбинных колес. В одноступенчатом гидротрансформаторе (с одним насосным и одним турбинным колесом) число реакторов может быть равно и двум.

Схема круга циркуляции трехступенчатого гидротрансформатора показана на рисунке 3.5.

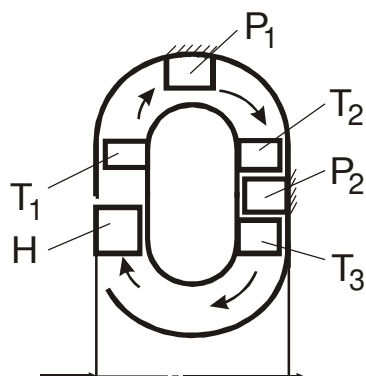


Рисунок 3.5 – Схема круга циркуляции трехступенчатого гидротрансформатора

В зависимости от направления движения потока жидкости в турбинном колесе различают гидротрансформаторы:

- а) с центробежной турбиной (рисунок 3.6,а);
- б) с центростремительной турбиной (рисунок 3.6, б);
- в) с осевой турбиной (рисунок 3.6, в).

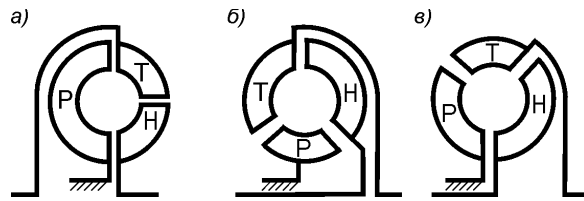


Рисунок 3.6 – Схемы гидротрансформаторов

В зависимости от характера изменения крутящего момента насосного колеса при изменении частоты вращения турбинного колеса, гидротрансформаторы бывают:

- а) прозрачными;
- б) непрозрачными.

У прозрачных гидротрансформаторов крутящий момент на насосном колесе зависит от частоты вращения турбинного колеса. У непрозрачных – не зависит. Характер изменения крутящего момента на насосном колесе в функции от  $\omega_t$  показан на рисунке 3.7. Линии 1 и 3 изображают на нем изменения  $M_H$  для прозрачного гидротрансформатора. Линия 2 – непрозрачного.

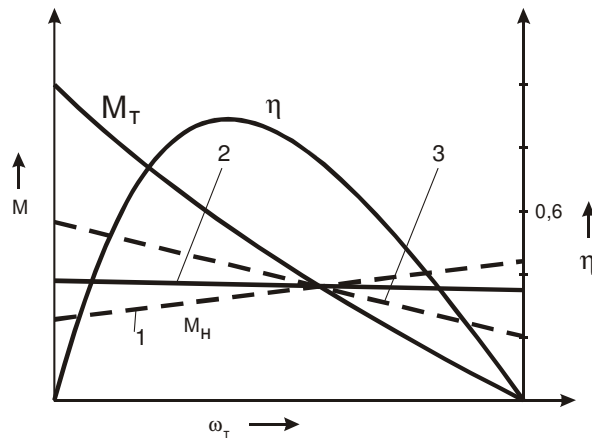


Рисунок 3.7 – Зависимость  $M_H = f(\omega_t)$  для непрозрачного гидротрансформатора(1) и прозрачного(2)

Прозрачность гидротрансформатора характеризуется коэффициентом прозрачности  $\Pi$ , под которым понимают отношение крутящего момента на

насосном колесе при  $i=0$  к его значению при работе в режиме, когда  $M_n = M_t$ , т.е.  $k=1$ :

$$\Pi = M_{n\ i=0} / M_{n\ k=1}$$

Гидротрансформаторы, у которых коэффициент прозрачности  $\Pi > 1$  называются гидротрансформаторами с прямой прозрачностью. При  $\Pi < 1$  прозрачность называется обратной.

При коэффициенте прозрачности  $\Pi = 1-1,2$  частота вращения вала насосного колеса изменяется незначительно и поэтому такие гидротрансформаторы считаются непрозрачными.

## 4 РАСЧЕТ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ И ГИДРОМУФТ

### 4.1 Параметры, характеризующие лопастные решетки

Колеса гидротрансформаторов и гидромуфт представляют собой круговые решетки, образованные системой лопаток.

Решетки принято характеризовать следующими параметрами:

1 Шаг решетки – расстояние между двумя соседними лопатками, измеренное по дуге соответствующей окружности

$$t = \pi D / z,$$

где  $D$  – диаметр окружности, на которой определяется шаг;

$z$  – число лопаток.

2 Длина хорды  $l$  профиля – расстояние между крайними точками средней линии профиля лопатки.

3 Относительный шаг – отношение шага решетки к длине хорды (рисунок 4.1)

$$\bar{t} = t / l.$$

4 Густота решетки – отношение длины хорды к шагу решетки

$$\tau = l / t = l z / \pi D$$

Для колес гидротрансформаторов  $\tau = 1,1-1,7$ ; для колес гидромуфты  $\tau = 2,5-4,0$ .

5 Относительная хорда – отношение длины хорды профиля к диаметру

$$\bar{l} = l / D$$

6 Форма профиля. По форме профиля лопатки бывают плоскими, цилиндрическими, пространственными и аэродинамическими.

### 4.2 Основное уравнение лопастных гидромашин

Вывод основного уравнения рассмотрим на примере насосного колеса центробежного типа (рисунок 4.1).

При движении жидкости через рабочее колесо она участвует в двух движениях: относительном вдоль контура лопаток  $w$  и переносном вместе с вращающимся колесом  $u$ . Геометрическая сумма этих скоростей равна абсолютной скорости

$$\bar{c}_1 = \bar{u}_1 + \bar{w}_1; \quad \bar{c}_2 = \bar{u}_2 + \bar{w}_2.$$

Введем обозначения:  
 $r_1$  и  $r_2$  – входной и выходной радиусы;  
 $u_1$  и  $u_2$  – окружные скорости на входе в рабочее колесо и выходе из него;  
 $w_1$  и  $w_2$  – то же относительные скорости;  
 $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – углы между направлениями абсолютных и окружных скоростей;  
 $\beta_1$  и  $\beta_2$  – углы между направлениями относительных скоростей и обратными направляющими окружных (углы лопаток);  
 $c_{m1}$  и  $c_{m2}$  – меридиональные скорости на входе и выходе их рабочего колеса (проекции абсолютных скоростей на плоскости проходящие через ось вала и рассматриваемые точки).

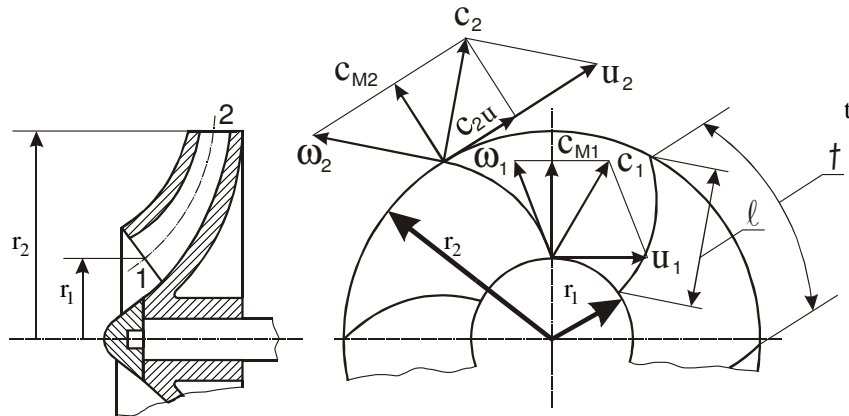


Рисунок 4.1 – Схема рабочего колеса лопастной машины центробежного типа

Скорости потока и углы лопаток будем относить к средней линии 1–2 меридионального сечения, предполагая, что течение жидкости через колесо является струйным.

Найдем напор, развиваемый насосом. Для этого воспользуемся теоремой об изменении момента количества движения.

Момент количества движения массового расхода  $Q_m$  на входе жидкости в рабочее колесо

$$M_1 = Q_m c_1 \cos \alpha_1 r_1 = Q_m c_{1u} r_1;$$

то же на выходе

$$M_2 = Q_m c_2 \cos \alpha_2 r_2 = Q_m c_{2u} r_2,$$

где  $c_1 \cos \alpha_1 = c_{1u}$  и  $c_2 \cos \alpha_2 = c_{2u}$  проекции абсолютных скоростей на направлениях окружных скоростей соответственно на входе в рабочее колесо и выходе из него.

Согласно теореме об изменении момента количества движения будем иметь

$$M_t = M_2 - M_1 = Q_m (c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1)$$

Умножая правую и левую части на угловую скорость вращения рабочего колеса  $\omega$  и имея в виду, что  $M_t\omega = N_t$  – мощности на валу насоса,  $\omega r_2 = u_2$ , а  $\omega r_1 = u_1$ , получим

$$N_t = Q_m (c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1) \quad (4.1)$$

С другой стороны мощность на валу насоса может быть выражена как секундная работа, затрачиваемая на создание теоретического напора жидкости с весовым расходом  $\rho g Q$  при условии струйного ее течения через рабочее колесо. Такое течение возможно только при условии, что число лопаток в рабочем колесе  $z = \infty$ . Теоретический напор, отвечающий такому условию, будем обозначать  $H_{т\infty}$ .

Составляя уравнение мощности при этом условии, получим

$$N_t = \rho g Q H_{т\infty} \quad (4.2)$$

Приравнивая правые части уравнений (4.1) и (4.2) и решая относительно  $H_{т\infty}$ , для насосного колеса будем иметь

$$H_{н\infty} = 1/g (c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1) \quad (4.3)$$

Полученное уравнение и является основным уравнением для насосного колеса. Турбинное колесо также является лопастной машиной, при прохождении через которую энергия потока не увеличивается, а уменьшается. Поэтому уравнение (4.3) для него записывается в виде

$$H_{1\infty} = -1/g (c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1) \quad (4.4)$$

Объединяя уравнения (4.3) и (4.4), получим

$$H_{1\infty} = 1/g (\pm c_{2u}u_2 \mp c_{1u}u_1), \quad (4.5)$$

где верхняя пара знаков относится к насосному колесу, а нижняя пара – к турбинному.

Как указывалось выше полученное уравнение получено из представления о струйном течении жидкости через рабочее колесо. В действительности это не так. При вращении рабочего колеса в межлопастных каналах возникает циркуляционное движение жидкости в направлении обратном направлению его вращения (рисунок 4.2). В результате этого струйность тече-



ния нарушается и это обуславливает уменьшение теоретического напора при конечном числе лопаток по сравнению с  $z=\infty$ .

Учет влияния конечного числа лопаток производится с помощью поправочного коэффициента  $\mu$

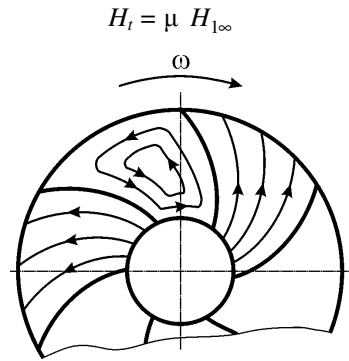


Рисунок 4.2 – Влияние циркуляционного движения на распределение скоростей в каналах центробежного колеса при конечном числе лопаток

Для определения коэффициента  $\mu$  предложен ряд эмпирических формул. Одной из наиболее применяемых является формула академика Проскура

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{3,6 \sin \beta_2}{z \left[ 1 - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]}} \quad (4.6)$$

Для удобства записи и применения эту формулу записывают в виде

$$\mu = 1/(1+p),$$

где

$$p = \frac{3,6 \sin \beta_2}{z \left[ 1 - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]}. \quad (4.7)$$

Действительный напор, вследствие гидравлических потерь в каналах рабочего колеса, меньше теоретического. Он равен

$$H = \eta_r H_t, \quad (4.8)$$

где  $\eta_r$  – гидравлический КПД ( $\eta_r=0,95\dots0,97$ ).

Гидравлическая мощность насоса, кВт, при напоре, равном  $H_t$

$$N_H = \frac{\rho g Q H_t}{1000}. \quad (4.9)$$

Приводная мощность насоса

$$N_{Hпр} = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta_H}, \quad (4.10)$$

где  $\eta_H$  – общий КПД насоса (0,89–0,92).

Мощность, развиваемая турбиной при срабатываемом в ней напоре,  $H_t$

$$N_T = \frac{\rho g Q H_t \eta_T}{1000}, \quad (4.11)$$

где  $\eta_T$  – общий КПД турбины.

### 4.3 Определение основных размеров колес одноступенчатого гидротрансформатора I класса

Основные размеры колес гидротрансформатора можно определять двумя способами: расчетом по теоретическим зависимостям и по подобию.

Существуют различные аналитические методы расчета. Ниже приведен метод расчета, в основу которого положено основное уравнение лопастных машин (4.5).

Цель расчета каждого из колес гидротрансформатора состоит в определении их размеров (входного и выходного диаметров) ширины каналов на входе и выходе ( $b_1$  и  $b_2$ ), углов наклона лопаток ( $\beta_1$  и  $\beta_2$ ), числа лопаток  $z$ .

Принятые ранее обозначения (см. п. 3.1) оставляем без изменения. Буквенные индексы указывают на принадлежность параметров к тому или иному колесу гидротрансформатора: н – насос, т – турбина, р – реактор. Цифровые индексы обозначают: 1 – входные параметры, 2 – выходные.

Для расчета насосного колеса прежде всего нужно знать расход  $Q$  и напор  $H$ . При расчете центробежного насоса эти параметры являются известными. При расчете гидротрансформатора известными являются передаваемая им мощность и частота вращения. Известным следует считать также

и расчетное передаточное отношение  $i_p$ . Поэтому первым шагом при расчете насосного колеса является определение значений  $Q_n$  и  $H_n$ .

Для определения указанных параметров задаются типом насосного колеса, который в свою очередь зависит от параметра, называемого удельной частотой вращения

$$n_y = \frac{n_n \sqrt{Q_n}}{H_n^{3/4}}.$$

Вместо  $n_y$  можно пользоваться аналогичным ему параметром, называемым коэффициентом быстроходности

$$n_s = 3,65 n_y = \frac{3,65 n_n \sqrt{Q_n}}{H_n^{3/4}}. \quad (4.12)$$

Зависимость  $n_s = f(i_p)$  показана на рисунке 4.3. Так как значение  $i_p$  входит в число заданных параметров, то с помощью упомянутого рисунка можно найти значение  $n_s$  или  $n_y$  затем определить значение  $Q$  по формуле

$$Q_n = \frac{n_y^2 H_n^{1,5}}{n_n^2}.$$

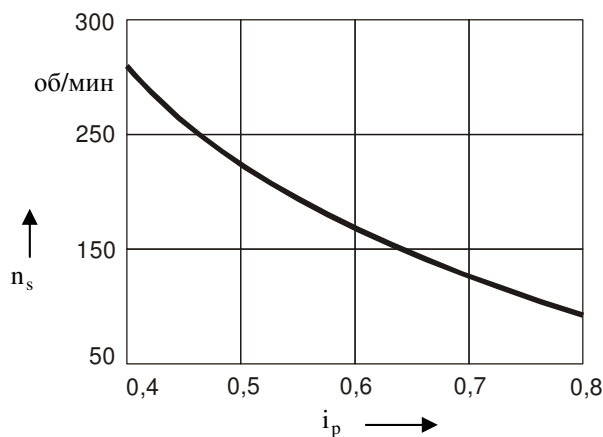


Рисунок 4.3 – Зависимость  $n_s = f(i_p)$

Подставив найденное значение  $Q_n$  в уравнение мощности (4.9) с учетом (4.8) и решив его относительно  $H_n$ , получим

$$H_n = \left( \frac{1000 N_n \eta_n^2}{\rho g n_y^2} \right)^{2/3}. \quad (4.13)$$

Расход насоса определяется из уравнения мощности насоса (уравнение 4.10) при найденном значении  $H_n$

$$Q_n = \frac{1000 N_n \eta_n}{\rho g H_n}. \quad (4.14)$$

#### 4.3.1 Расчет насосного колеса

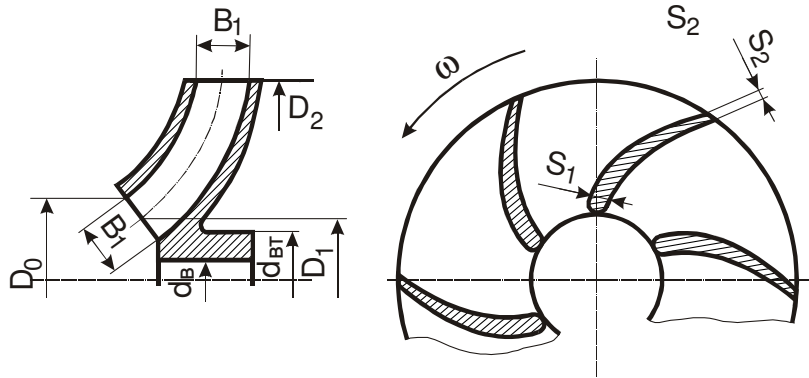


Рисунок 4.4 – Схема насосного колеса

Расчет насосного колеса начинают с определения диаметра вала, на котором оно установлено. Для этого по заданной мощности находят крутящий момент на его валу  $M_{кр}$  и затем диаметр вала  $d_n$  из уравнения прочности на кручение

$$\frac{M_{кр}}{W} \leq [\tau],$$

где  $W$  – момент сопротивления вала на кручение;  
 $[\tau]$  – допускаемое напряжение на кручение.

Так как  $W = 0,2[\tau]$ , то подставив это значение в уравнение прочности и решив его относительно  $d_n$ , получим

$$d_n \geq \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2[\tau]}} . \quad (4.15)$$

Диаметр ступицы насосного колеса принимают из соотношения

$$d_{ст} = (1,5 \dots 2,0)d_n .$$

Для определения диаметра насосного колеса на входе  $D_o$  предварительно находят меридиональную скорость подхода к нему рабочей жидкости по формуле

$$c_m = 0,0085n_s^{2/3} \sqrt{2gH_n} . \quad (4.16)$$

Составляя уравнение для расхода входного сечения, получим

$$Q = \frac{\pi}{4}(D_o^2 - d_{ст}^2)c_m .$$

Отсюда

$$D_o = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_m} + d_{ст}^2} . \quad (4.17)$$

Средний диаметр на входе в насосное колесо

$$D_{1н} = 0,5(D_o + d_{ст}) . \quad (4.18)$$

Диаметр на входе насосного колеса определяется с помощью основного уравнения лопастных машин (4.5), которое для насосного колеса имеет вид

$$\mu H_t = \frac{1}{g}(u_{2н}c_{2ин} - u_{1н}c_{1ин}) . \quad (4.19)$$

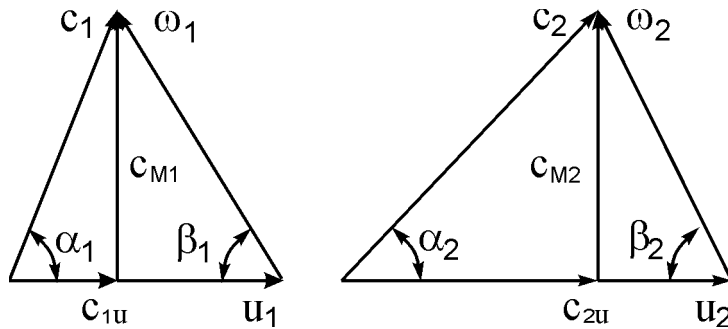


Рисунок 4.5 – Треугольники скоростей насосного колеса гидротрансформатора

Выразим в этом уравнении значения  $c_{1иH}$  и  $c_{2иH}$  через окружные и меридиональные скорости. Из треугольников скоростей (рисунок 4.5) имеем

$$c_{1иH} = u_{1H} - \frac{c_{M1H}}{\operatorname{tg}\beta_{1H}}; \quad c_{2иH} = u_{2H} - \frac{c_{M2H}}{\operatorname{tg}\beta_{2H}}. \quad (4.20)$$

Так как число лопаток на данной стадии расчета еще неизвестно, то приняв в первом приближении  $\mu = 1$  и выразив  $H_t$  через напор насоса  $H_H$  и гидравлический КПД насоса  $\eta_{гH} = 0,95 \dots 0,97$ , получим

$$H_t = \frac{H_H}{\eta_{гH}}.$$

Используя выражение для  $H_t$  и учитывая зависимости (4.20), уравнение (4.19) можно переписать в виде

$$\frac{H_H}{\eta_{гH}} = \frac{1}{g} \left[ u_{2H} \left( u_{2H} - \frac{c_{M2H}}{\operatorname{tg}\beta_{2H}} \right) - u_{1H} \left( u_{1H} - \frac{c_{M1H}}{\operatorname{tg}\beta_{1H}} \right) \right].$$

Отсюда имеем

$$u_{2H}^2 - u_{2H} \frac{c_{M2H}}{\operatorname{tg}\beta_{2H}} - \left( u_{1H}^2 - u_{1H} \frac{c_{M1H}}{\operatorname{tg}\beta_{1H}} + \frac{gH_H}{\eta_{гH}} \right) = 0. \quad (4.21)$$

Для решения этого уравнения относительно  $u_2$  необходимо знать углы лопаток  $\beta_{1H}$  и  $\beta_{2H}$ , меридиональные скорости  $c_{M1H}$  и  $c_{M2H}$ . Здесь поступают следующим образом.

В первом приближении принимают, что  $c_{M1H} = c_{M2H} = c_M$  и считают эти параметры известными. Но это возможно только в том случае, если каналы по ширине в направлении движения выполнены суживающимися. В некоторых случаях, например, при поворотных лопатках или же технологическим соображениям, они выполняются одинаковой ширины. При лопатках одинаковой ширины значение  $c_{M2H}$  определяется по формуле

$$c_{M2H} = c_M \frac{D_{1H}}{D_{2H}}.$$

Так как в этой зависимости  $D_{2H}$  также еще не известно, то им предварительно задаются, а затем уточняют. Углами лопаток также предварительно задаются, ориентируясь на значения этих углов в выполненных гидротрансформаторах и однотипных проектируемому. Их значения принимают в пределах  $40-100^{\circ}$ . Меньшим значениям  $i_p$  соответствуют и меньшие значе-

ния  $\beta$ . В некоторых случаях, когда абсолютная скорость входа потока на рабочее колесо направлено по радиусу (см. рисунок 4.1) и  $c_1 = c_{m1}$ , углы лопаток на входе определяют по формуле

$$\operatorname{tg}\beta_{1н} = \frac{c_1}{u_{1н}} = \frac{c_{m1}}{u_{1н}} = \frac{c_m}{u_{1н}}.$$

При прямых лопатках углы лопаток на входе в колесо и выходе из него связаны зависимостью

$$\cos\beta_{2н} = \frac{r_{1н}}{r_{2н}} \cos\beta_{1н}.$$

Обозначив предварительно принятые углы  $\beta'_{1н}$ ,  $\beta'_{2н}$  и используя равенство  $c_{m1н} = c_{m2н} = c_m$ , уравнение (4.21), можно переписать в виде

$$u_{2н}^2 - u_{2н} \frac{c_m}{\operatorname{tg}\beta'_{2н}} - \left( u_{1н}^2 - u_{1н} \frac{c_m}{\operatorname{tg}\beta'_{1н}} + \frac{gH_n}{\eta_{гн}} \right) = 0.$$

Решив это уравнение относительно  $u_{2н}$ , получим

$$u_{2н} = \frac{c_m}{2\operatorname{tg}\beta'_{2н}} + \sqrt{\frac{c_m^2}{4\operatorname{tg}^2\beta'_{2н}} + u_{1н}^2 - \frac{c_{m1}}{\operatorname{tg}\beta'_{1н}} u_{1н} + \frac{gH_n}{\eta_{гн}}}.$$

Диаметр на выходе из насосного колеса при найденном значении  $u_2$  определяется по формуле

$$D_{2н} = \frac{60u_{2н}}{\pi n_n}. \quad (4.22)$$

Используя предварительно принятые углы  $\beta'_{1н}$ ,  $\beta'_{2н}$  и полученное значение  $D_{2н}$ , следует определить напор насоса и потребляемую им мощность. Она должна соответствовать заданной. В противном случае предварительно принятые углы нужно соответствующим образом изменить.

По уточненным предварительным углам лопаток  $\beta'_{1н}$ ,  $\beta'_{2н}$  и диаметрам на входе в колесо (формула 4.18) и выходе (формула 4.22) определяется наивыгоднейшее число лопаток

$$z_n = (4...6,5) \frac{D_{2н} + D_{1н}}{D_{2н} - D_{1н}} \sin \frac{\beta'_{1н} + \beta'_{2н}}{2}.$$

Для определения  $z_n$  можно пользоваться также значениями относительного шага  $\bar{t}$  и относительной хорды  $\bar{l}$ , которые в зависимости от типа гидротрансформатора могут быть приняты по данным, приведенным в специальной литературе [1, таблица 8]. Число лопаток в этом случае определяется по формуле

$$z_n = \frac{\pi}{\bar{t}\bar{l}}, \quad (4.24)$$

где  $\bar{t}$  и  $\bar{l}$  для насосного колеса определяются по наибольшему диаметру.

Ширина канала в безлопаточном пространстве на входе в колесо определяется из уравнения расхода  $Q = \pi D_{1n} c_m b_{1n}$ :

$$b_{1n} = \frac{Q}{\pi D_{1n} c_m} \quad (4.25)$$

Толщины лопаток на входе в колесо  $s_{1n}$  и выходе из него  $s_{2n}$  принимаются по условиям прочности или же технологическим соображениям.

Меридиональная скорость после входа жидкости на рабочее колесо вследствие стеснения канала телом лопаток увеличивается. Значение ее определяется из условия равенства расходов до входа жидкости на рабочее колесо и на входе.

Расход до входа жидкости на рабочее колесо

$$Q = \pi D_{1n} b_{1n} c_m.$$

Расход жидкости при входе на рабочее колесо

$$Q = \left( \pi D_{1n} b_{1n} - b_{1n} z_n \frac{s_{1n}}{\sin \beta'_{1n}} \right) c_{m1n}.$$

Приравнивая правые части и решая относительно  $c_{m1n}$ , получим

$$c_{m1n} = \frac{1}{1 - \frac{s_{1n} z_n}{\pi D_{1n} \sin \beta'_{1n}}} c_m = a_{1n} c_m,$$

где  $a_{1n}$  – коэффициент стеснения каналов телом лопаток на входе в колесо,

$$a_{1n} = \frac{1}{1 - \frac{s_{1n} z_n}{\pi D_{1n} \sin \beta'_{1n}}}.$$



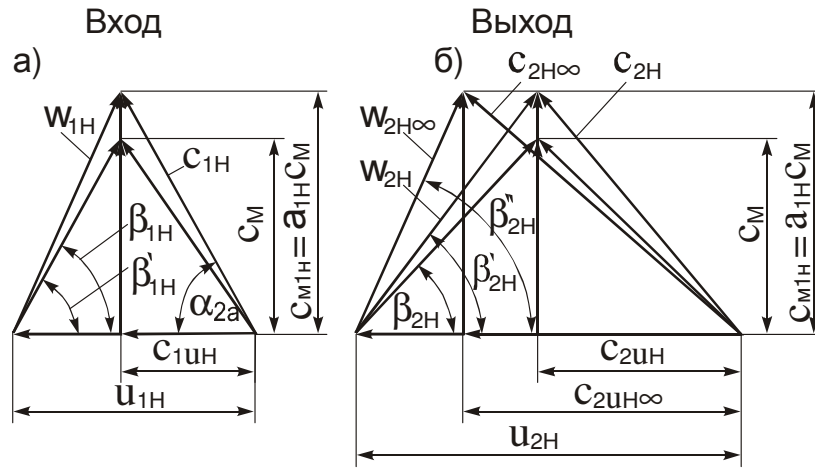


Рисунок 4.6 – Треугольники скоростей при входе в насосное колесо и выходе из него

Уточненный угол лопаток на входе в колесо, соответствующий найденному значению  $c_{M1H}$  рисунок (4.6, а) определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \beta_{1H} = \frac{c_{M1H}}{u_{1H} - c_{1uH}} = \frac{a_{1H} c_M}{u_{1H} - c_{1uH}} = a_{1H} \operatorname{tg} \beta'_{1H}.$$

Уточненный коэффициент стеснения каналов телом лопаток

$$a_{1H} = 1 / \left( 1 - \frac{s_{1H} z_H}{\pi D_{1H} \operatorname{tg} \beta_{1H}} \right).$$

Меридиональную скорость при движении жидкости по межлопаточным каналам от входа до выхода принимают постоянной, т.е.  $c_{1MH} = c_{2MH}$ .

Соответствующий этой скорости угол (см. рисунок 4.6, б) лопаток на выходе из насосного колеса

$$\operatorname{tg} \beta_{2H} = \frac{c_{M2H}}{u_{2H} - c_{2uH}} = \frac{a_{1H} c_M}{u_{2H} - c_{2uH}} = a_{1H} \operatorname{tg} \beta'_{2H}.$$

Угол лопаток на выходе из насосного колеса без учета влияния конечного числа лопаток определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \beta_{2H} = \frac{c_{1M}}{u_{2H} - c_{2uH\infty}} = \frac{a_{1H} c_M}{u_{2H} - c_{2uH\infty}}.$$

Так как  $c_{2\text{мн}\infty} = (1+p)c_{2\text{мн}} = (1+p)\left(u_{2\text{н}} - \frac{c_{\text{м}}}{\text{tg}\beta'_{2\text{н}}}\right)$ , то

$$\text{tg}\beta_{2\text{н}} = \frac{a_{1\text{н}}c_{\text{м}}}{u_{2\text{н}} - (1+p)\left(u_{2\text{н}} - \frac{c_{\text{м}}}{\text{tg}\beta'_{2\text{н}}}\right)},$$

где  $p$  – коэффициент, определяемый по формуле (4.7).

Ширина канала насосного колеса на выходе определяется из уравнения расхода, составленного для сечения каналов на выходе

$$Q = \left(\pi D_{2\text{н}} - \frac{z_{\text{н}}s_{2\text{н}}}{\sin\beta_{2\text{н}}}\right)b_{2\text{н}}c_{2\text{мн}}.$$

Откуда, принимая во внимание, что  $c_{1\text{мн}} = c_{2\text{мн}}$ , находим

$$b_{2\text{н}} = \frac{Q}{\left(\pi D_{2\text{н}} - \frac{z_{\text{н}}s_{2\text{н}}}{\sin\beta_{2\text{н}}}\right)c_{1\text{мн}}}. \quad (4.26)$$

Меридиональная скорость за насосным колесом  $c_{\text{м}3\text{н}}$  определяется из уравнения расхода для сечения за насосным колесом  $Q = \pi D_{2\text{н}}b_{2\text{н}}c_{\text{м}3\text{н}}$ , откуда имеем

$$c_{\text{м}3\text{н}} = \frac{Q}{\pi D_{2\text{н}}b_{2\text{н}}}.$$

Подставляя сюда значения  $b_{2\text{н}}$  по уравнению (4.26), получим

$$c_{\text{м}3\text{н}} = \frac{Q\left(\pi D_{2\text{н}} - \frac{z_{\text{н}}s_{2\text{н}}}{\sin\beta_{2\text{н}}}\right)c_{\text{м}1\text{н}}}{\pi D_{2\text{н}}Q} = \frac{c_{\text{м}1\text{н}}}{\left(1 - \frac{z_{\text{н}}s_{2\text{н}}}{\pi D_{2\text{н}}\sin\beta_{2\text{н}}}\right)^{-1}} = \frac{a_{1\text{н}}}{a_{2\text{н}}}c_{\text{м}} = \chi_{1\text{н}}c_{\text{м}},$$

где  $\chi_{1\text{н}}$  – коэффициент скорости за насосным колесом.

$$\chi_{1\text{н}} = \frac{a_{1\text{н}}}{a_{2\text{н}}},$$

$a_{2\text{н}}$  – коэффициент стеснения сечения каналов на выходе из насосного колеса.

$$a_{2н} = 1 / \left( 1 - \frac{z_n s_{2н}}{\pi D_{2н} \sin \beta_{2н}} \right)$$

### 4.3.2 Расчет турбинного колеса

Ограничимся рассмотрением методики расчета только центробежной турбины, имеющей наиболее частое применение гидропередачах тепловозов. Схема рабочего колеса такой турбины представлена на рисунке 4.7.

Диаметр колеса  $D_{1т}$ , мм, и ширина каналов на входе в турбину  $b_{1т}$ , мм, определяются по выходным размерам насосного колеса:

$$D_{1т} = D_{2н} + (10 \dots 20)$$

$$b_{1т} = b_{2н} + 2,0$$

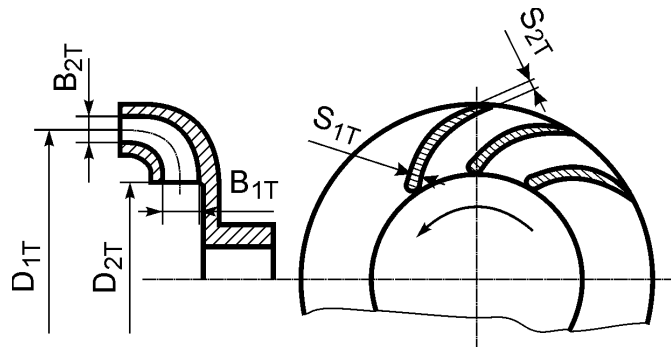


Рисунок 4.7 – Схема рабочего колеса турбины

Предварительный угол наклона лопаток на входе в турбинное колесо при расчетном значении передаточного колеса определяется при условии,

что  $c_{м1т} = c_{м3н}$ ,  $c_{1ут} = c_{2ун} \frac{D_{2н}}{D_{1т}}$  и  $u_{1тп} = u_{2н} \frac{D_{1т}}{D_{1н}} i_p$ , т.е.

$$\operatorname{tg} \beta'_{1т} = \frac{c_{м3н}}{u_{1тп} - c_{1ут}} = \frac{\chi_{1н} c_m}{u_{1тп} - c_{1ут}}$$

Толщину лопаток на входе в турбинное колесо  $s_{1T}$  и выходе из нее  $s_{2T}$  принимают из уравнения прочности и принятой технологии их изготовления.

Число лопаток определяют по значениям относительного шага  $\bar{t}$  и относительной хорды  $\bar{l}$  по формуле

$$z_T = \frac{\pi}{\bar{l}}.$$

Значения  $\bar{t}$  и  $\bar{l}$  принимаются в зависимости от типа гидротрансформатора по справочным данным [1, таблица 8].

Меридиональная скорость при входе жидкости на лопатки турбинного колеса с учетом стеснения канала телом лопаток определяется из уравнения равенства расходов перед колесом и на входе в колесо

$$Q = \pi D_{1T} b_{1T} c_{м3н} = \left( \pi D_{1T} - \frac{z_T s_{1T}}{\sin \beta'_{1T}} \right) b_{1T} c_{м1T}.$$

Откуда

$$c_{м1T} = \frac{\pi D_{1T} b_{1T}}{b_{1T} \left( \pi D_{1T} - \frac{z_T s_{1T}}{\sin \beta'_{1T}} \right)} c_{м3н} = \frac{1}{1 - \frac{z_T s_{1T}}{\pi D_{1T} \sin \beta'_{1T}}} c_{м3н} = a_{1T} c_{м3н},$$

где  $a_{1T}$  – коэффициент стеснения канала телом лопаток на входе в турбинное колесо.

$$a_{1T} = \frac{1}{1 - \frac{z_T s_{1T}}{\pi D_{1T} \sin \beta'_{1T}}}.$$

Так как  $c_{м3н} = \chi_{1н} c_m$ , то  $c_{м1T} = a_{1T} \chi_{1н} c_m = \frac{a_{1н} a_{1T}}{a_{2н}} c_m = \chi_{1T} c_m$ ,

где  $\chi_{1T}$  – коэффициент скорости на входе в турбинное колесо.

Уточненный угол лопаток на входе

$$\operatorname{tg} \beta_{1T} = \frac{c_{м1T}}{u_{1T} - c_{1уT}} = \frac{a_{1T} c_{м3н}}{u_{1T} - c_{1уT}} = a_{1T} \operatorname{tg} \beta'_{1T}.$$

Конструктивный угол входа в турбинное колесо

$$\beta_{1TK} = \beta_{1T} - \Delta \beta_1 \frac{\partial^2 \Omega}{\partial v^2},$$

где  $\Delta\beta_1$  – поправка, учитывающая отклонение потока от направления выходной кромки лопатки вследствие обратного циркулярного движения жидкости в межлопаточных каналах и влияния взаимного вращения колес,  $\Delta\beta_1 = 2...4^\circ$ .

Расчетный угол лопаток на выходе определяется с помощью уравнения моментов на колесах гидротрансформатора

$$M_T = kM_H.$$

Подставляя сюда значения  $M_T$  и  $M_H$ , получим

$$\rho Q(r_{1T}c_{1иТ} - r_{2T}c_{2иТ}) = k\rho Q(r_{2H}c_{2иH} - r_{1H}c_{1иH}).$$

Решая это уравнение относительно  $c_{2иТ}$ , найдем

$$c_{2иТ} = \frac{r_{1T}c_{1иТ} - k(r_{2H}c_{2иH} - r_{1H}c_{1иH})}{r_{2T}}. \quad (4.27)$$

Неизвестным в этом уравнении является значение  $r_{2T}$ . Оно определяется из отношения  $r_{2T}/r_{1T}$ , которое принимается по справочным данным [1, таблица 8].

Определив значение  $r_{2T}$ , можно найти окружную скорость на выходе из турбинного колеса при расчетной частоте его вращения  $n_{тр} = n_H i_p$ ,  $\omega_{тр} = \omega_H i_p$

$$u_{2тр} = \pi D_{2T} \omega_{тр}. \quad (4.28)$$

Приняв меридиональную скорость на выходе из турбины  $c_{м2Т} = c_{м1Т}$  и определив соответственно по формулам (4.27) и (4.28) значения  $c_{2иТ}$  и  $u_{2тр}$ , находят угол лопаток на выходе из турбинного колеса построением треугольника скоростей (рисунок 4.8) или по формуле

$$\operatorname{tg}\beta_{2Т} = \frac{c_{3мТ}}{u_{2Т} - c_{2иТ}}.$$

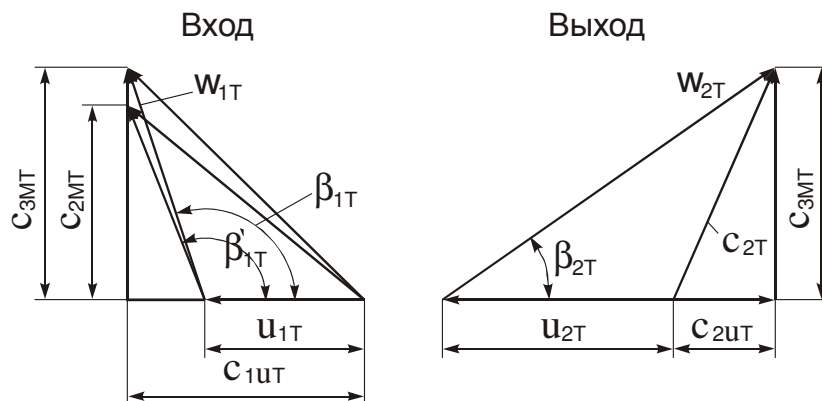


Рисунок 4.8 – Треугольники скоростей на входе в турбинное колесо и выходе из него

Для определения ширины каналов принимают, что меридианальная скорость при движении жидкости вдоль каналов не изменяется, т.е.

$c_{2MT} = c_{1MT}$ . Составив уравнение расхода  $Q = \left( \pi D_{2T} - \frac{z_T s_{2T}}{\sin \beta_{2T}} \right) b_{2T} c_{2MT}$  и решив его относительно  $b_{2T}$ , получим

$$b_{2T} = \frac{Q}{\left( \pi D_{2T} - \frac{z_T s_{2T}}{\sin \beta_{2T}} \right) c_{3MT}} \quad (4.29)$$

Меридианальная скорость за турбинным колесом  $c_{4MT}$  определяется из равенства расходов на выходе из турбинного колеса и за ним

$$Q = \pi D_{2T} b_{2T} c_{4MT} = \left( \pi D_{2T} - \frac{z_T s_{2T}}{\sin \beta_{2T}} \right) b_{2T} c_{2MT}$$

Отсюда

$$c_{4MT} = \frac{\left( \pi D_{2T} - \frac{z_T s_{2T}}{\sin \beta_{2T}} \right) b_{2T} c_{2MT}}{\pi D_{2T} b_{2T}} = \frac{c_{2MT}}{1 - \frac{1}{\frac{z_T s_{2T}}{\pi D_{2T} \sin \beta_{2T}}}} = \frac{c_{3MT}}{a_{2T}},$$

где  $a_{2T}$  – коэффициент стеснения каналов на выходе из турбины,

$$a_{2T} = \frac{1}{1 - \frac{z_T s_{2T}}{\pi D_{2T} \sin \beta_{2T}}}.$$

Так как  $c_{4MT} = \frac{c_{3MT}}{a_{2T}} = \frac{a_{1H} a_{1T}}{a_{2H} a_{2T}} c_M$ , то  $c_{M3T} = \frac{a_{1H} a_{1T}}{a_{2H} a_{2T}} c_M = \chi_{2T} c_M$ ,

где  $\chi_{2T}$  – коэффициент скорости за турбинным колесом,

$$\chi_{2T} = \frac{a_{1H} a_{1T}}{a_{2H} a_{2T}}.$$

### 4.3.3 Расчет реактора

Схема реактора представлена на рисунке 4.9.

Диаметры реактора  $D_{1P}$  и  $D_{2P}$  принимают конструктивно исходя из геометрии круга циркуляции.

Ширина каналов на входе в реактор определяется из уравнения расхода по меридиальной скорости за турбинным колесом, т.е. принимают  $c_{M1P} = c_{M3T}$ . При этом условии уравнение расхода имеет вид  $Q = \pi D_{1P} b_{1P} c_{4MT}$ , откуда

$$b_{1P} = \frac{Q}{\pi D_{1P} c_{4MT}}.$$

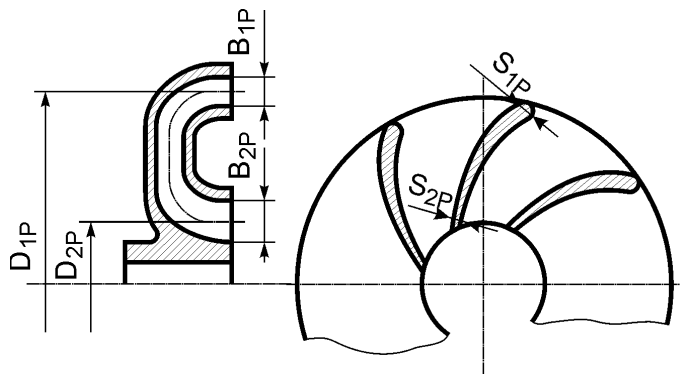


Рисунок 4.9 – Схема реактора

Предварительный угол наклона лопаток на входе в реактор определяется при условии, что  $c_{м1р} = c_{м3т}$ .

$$\operatorname{tg} \alpha'_{1р} = \frac{c_{4мт}}{c_{1мр}} = \frac{c_{4мт}}{\frac{r_{2т}}{r_{1р}} c_{2мт}}.$$

Число лопаток в реакторе определяется по относительному шагу  $\bar{t}$  и относительной хорде  $\bar{l}$ , значение которых в зависимости от типа гидротрансформатора принимаются по справочным данным [1, таблица 8]:

$$z_p = \frac{\pi}{\bar{t} \bar{l}}.$$

Толщина лопаток на входе  $s_{1р}$  и выходе  $s_{2р}$  принимается по условию прочности и принятой технологии изготовления.

Меридиональная скорость на входе в реактор с учетом стеснения каналов телом лопаток определяется из условия равенства расходов за турбинным колесом и на входе в реактор, т.е.

$$Q = \pi D_{1р} b_{1р} c_{4мт} = \left( \pi D_{1р} - \frac{z_p s_{1р}}{\sin \alpha'_{1р}} \right) b_{1р} c_{1мр}, \text{ откуда}$$

$$c_{1мр} = \frac{\pi D_{1р} b_{2р} c_{4мт}}{\pi D_{1р} - \frac{z_p s_{1р}}{\sin \alpha'_{1р}}} = \frac{1}{1 - \frac{z_p s_{1р}}{\pi D_{1р} \sin \alpha'_{1р}}} c_{4мт} = a_{1р} c_{4мт},$$

где  $a_{1р}$  – коэффициент стеснения каналов телом лопаток на входе в реактор,

$$a_{1р} = \frac{1}{1 - \frac{z_p s_{1р}}{\pi D_{1р} \sin \alpha'_{1р}}}$$

$$\text{Так как } c_{4мт} = \frac{a_{1м} a_{1т}}{a_{2н} a_{2т}} c_{м}, \text{ то } c_{1мр} = \frac{a_{1н} a_{1т} a_{1р}}{a_{2н} a_{2т}} c_{м} = \chi_{1р} c_{м},$$

где  $\chi_{1р} = \frac{a_{1н} a_{1т} a_{1р}}{a_{1н} a_{2т}}$  – коэффициент скорости на входе в реактор.

Уточненный угол лопаток на входе в реактор, соответствующий меридиональной скорости  $c_{м1р}$



$$\operatorname{tg} \alpha_{1p} = \frac{c_{1mp}}{c_{1up}} = \frac{a_{1p} c_{4mT}}{\frac{r_{1T}}{r_{1p}} c_{2uT}} = a_{1p} \operatorname{tg} \alpha'_{1p}.$$

Поправка к углу  $\alpha_{1p}$  не вводится, так как она была введена для угла выхода из турбинного колеса.

Расчетный угол лопаток при выходе из реактора определяется из условия безударного входа потока жидкости в насосное колесо и равенства меридиональных скоростей при движении жидкости по межлопаточным каналам

$$\operatorname{tg} \alpha_{2p} = \frac{c_{2mp}}{c_{2un}} = \frac{c_{2mp}}{u_{1n} - \frac{c_{1m}}{\operatorname{tg} \beta'_{1n}}}.$$

Действительный угол с учетом поправки на взаимодействие вращающегося колеса насоса и невращающегося реактора

$$\alpha_{2pd} = \alpha_{2p} - (2...4)^\circ.$$

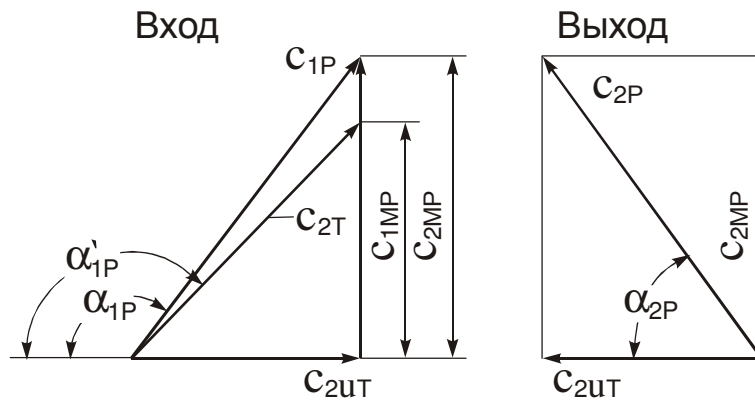


Рисунок 4.10 – Треугольники скоростей на входе в реактор и выходе из него

Ширина канала на выходе реактора определяется из уравнения расхода

$$Q = \left( \pi D_{2p} - \frac{z_p s_{2p}}{\sin \alpha_{2p}} \right) b_{2p} c_{2mp}, \text{ откуда}$$

$$b_{2p} = \frac{Q}{\left( \pi D_{2p} - \frac{z_p s_{2p}}{\sin \alpha_{2p}} \right) c_{2mp}} .$$

Входной и выходной треугольники скоростей для реактора представлены на рисунке 4.10

#### 4.4 Расчет гидромуфт

В гидропередачах тепловозов, как указывалось выше, применяются, главным образом, муфты с прямыми радиальными лопатками. Схема круга циркуляции и диаграммы скоростей гидромуфты такого типа показана на рисунке 4.11.

При их расчете необходимость в определении углов наклона лопаток отпадает и он сводится лишь к определению размеров круга циркуляции: входного  $D_1$  и выходного диаметров  $D_2$ , ширины каналов  $b_{1H}$  и  $b_{2H}$ , активного (наибольшего) диаметра  $D_a$ .

Исходными данными для расчета гидромуфты, так же как и трансформаторов являются мощность на насосном валу  $N_n$  и частота его вращения  $n_n$ .

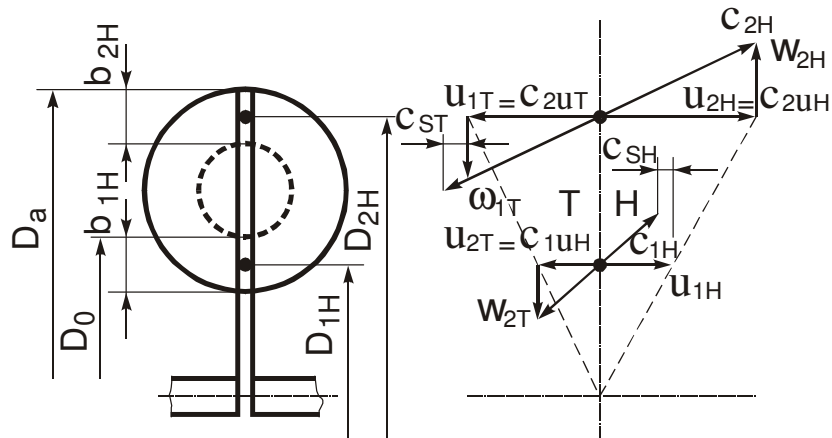


Рисунок 4.11 – Расчетная схема гидромуфты

Существуют различные методики расчета гидромуфт. Ниже изложен метод расчета по источникам [1,5]. Суть его состоит в следующем.

1. По заданным исходным данным определяются основные параметры для расчета насосного колеса: напор  $H_n$  и подача  $Q_n$ . Для этого задаются коэффициентом быстроходности  $n_s$  или удельной частотой вращения  $n_y$ . Принимают  $n_s=50\dots70$  об/мин. Далее используя принятое значение  $n_s$  или  $n_y$ , находят напор  $H_n$  по формуле (4.13) и подачу  $Q_n$  по формуле (4.14).

2. По заданному значению  $N_n$  и частоте вращения  $n_n$  определяют крутящий момент на валу насосного колеса  $M_{кр} = \frac{N_n}{\omega_n}$  и из условия прочности на кручение вала рассчитывают его диаметр по формуле (4.15).

3. Задаются отношением диаметра ступицы  $d_{ст}$  к диаметру вала  $\frac{d_{ст}}{d_v}$  в пределах 1,5–2,0 и находят диаметр ступицы.

4. Находят меридиональную скорость подхода потока жидкости к насосу  $c_m$  по формуле (4.16) и из уравнения расхода  $Q = \frac{\pi}{4}(D_0^2 - d_{ст}^2)c_m$  определяют наибольший диаметр на входе в насосное колесо (по формуле 4.17) и средний диаметр (по формуле 4.18).

5. Определяют диаметр на выходе из насосного колеса  $D_{2н}$ . Для этого используется основное уравнение лопастных машин (4.5). Так как для гидромуфты  $c_{2ин} = u_{2н}$ , а  $c_{1ин} = u_{2т} = u_{1н}\eta_{ГМ}$ , исходя из отношения  $\frac{u_{2т}}{u_{1н}} = \frac{\omega_t}{\omega_n} = \eta_{ГМ}$ , это уравнение применительно к гидромуфтам может быть записано в виде

$$H_{т\infty} = \frac{1}{g}(u_{2н}^2 - u_{1н}^2\eta_{ГМ}) \quad (4.30)$$

В первом приближении принимают коэффициент, учитывающий влияние числа лопаток на напор,  $\mu=1$ . Задавшись затем гидравлическим КПД насоса  $\eta_{ГМ}=0,95\dots0,97$ , находят  $H_{т\infty}$  по формуле  $H_{т\infty} \cong \frac{H_n}{\eta_{ГМ}}$ . Подставляя это выражение в формулу (4.30), и решая ее относительно  $u_{2н}$ , находят

$$u_{2н} = \sqrt{u_{1н}^2\eta_{ГМ} + \frac{gH_n}{\eta_{ГМ}}}. \quad (4.31)$$

Так как  $u_{2н} = \pi D_{2н}\omega_n$ , то отсюда следует

$$D_{2н} = \frac{u_{2н}}{\pi\omega_n}.$$

6. Из уравнения расхода для сечения на выходе из насосного колеса  $Q = \pi D_{2н} c_m b_{2н}$ , определяется ширина канала на выходе из насосного колеса и затем активный диаметр по формулам:

$$b_{2н} = \frac{Q}{\pi D_{2н} c_m}, \quad D_a = D_{2н} + b_{2н}.$$

7. По значению  $D_a$  определяется число лопаток насосного колеса  $z_n$  и затем турбинного  $z_t$ . Для этого применяются различные эмпирические формулы. Одной из них является следующая

$$z_n = 8,65 D_a^{0,279}.$$

Число лопаток турбинного колеса  $z_t = z_n - 2$ . Число лопаток принимают четным.

8. Зная число лопаток находят поправочный коэффициент  $\mu$  по формуле (4.6), принимая в ней  $\sin \beta_2 = 1,0$ , и затем уточненное значение  $H_{\infty} = \frac{H_n}{\eta_{гн} \mu}$ , которое подставляют в формулу (4.30) и повторяют все последующие расчеты.

9. По уточненному значению  $D_a$  определяют все остальные размеры круга циркуляции, выраженные в долях от  $D_a$ .

#### **4.5 Определение основных размеров гидротрансформаторов и гидромуфт методом подобия**

Метод подобия заключается в том, что для отработки конструкции проектируемого гидротрансформатора изготавливают несколько моделей небольшого размера, испытывают их, выбирают из них ту, которая в наибольшей мере отвечает заданным требованиям, и затем размеры модели пересчитывают на натуральный образец. В качестве модели может быть принят и выполненный гидротрансформатор, но отличающийся от проектируемого по мощности.

Для того чтобы размеры модельного образца «м» можно было пересчитать на натуральный «н», они должны удовлетворять условиям подобия. К числу их относятся:

а) геометрическое подобие, заключающееся в подобии геометрических размеров, включая подобие шероховатостей проточных каналов;

б) кинематическое подобие, для соблюдения которого должно иметь место подобие треугольников скоростей в сходственных точках, т.е.

$$\frac{u_M}{u_H} = \frac{w_M}{w_H} = \frac{c_M}{c_H} = \frac{(c_M)_M}{(c_M)_H}.$$

Так как  $u = \frac{\pi D n}{60}$ , то приведенные соотношения можно представить в виде

$$\frac{u_M}{u_H} = \frac{w_M}{w_H} = \frac{c_M}{c_H} = \frac{(c_M)_M}{(c_M)_H} = \frac{D_M}{D_H} \frac{n_M}{n_H} \quad (4.32)$$

в) динамическое подобие, заключающееся в равенстве чисел Рейнольдса для модели и натуре

$$Re_M = Re_H,$$

где  $Re = \frac{uD}{\nu}$ .

Составляя выражение для мощности модели и натуре, получим

$$N_M = \frac{\rho_M g Q_M H_M}{1000 \eta_M}; \quad N_H = \frac{\rho_H g Q_H H_H}{1000 \eta_H}. \quad (4.33)$$

Если обозначить площадь канала, перпендикулярную к меридиональной скорости  $c_M$  через  $F$ , то расход  $Q = F c_M$ .

Учитывая, что  $F \approx D^2$ , а в соответствии с зависимостью (4.32)  $c_M \approx D n$ , то получим

$$Q \approx D^3 n \quad (4.34)$$

Напор согласно основному уравнению лопастных машин  $H \approx u c_{2u}$ . Поэтому, учитывая зависимость (4.32), получим

$$H \approx D^2 n^2 \quad (4.35)$$

Подставляя зависимости для  $Q$  (4.34) и  $H$  (4.35), в уравнения (4.33), получим

$$N_M = C_M \frac{\rho_M g D_M^5 n_M^3}{\eta_M}; \quad N_H = C_H \frac{\rho_H g D_H^5 n_H^3}{\eta_H},$$

где  $D_H$  и  $D_M$  – активные (наибольшие) диаметры по кругам циркуляции модели и натуре;

$C_M$  и  $C_H$  – числовые множители.

При соблюдении условий подобия  $C_M = C_H$ . Поэтому составляя отношение мощностей для модели и натуре, получим

$$\frac{N_M}{N_H} = \frac{\rho_M D_M^5 n_M^3 \eta_H}{\rho_H D_H^5 n_H^3 \eta_M}.$$

Отсюда следует

$$D_{\text{н}} = D_{\text{м}} \sqrt[5]{\frac{N_{\text{н}} \rho_{\text{м}} n_{\text{м}}^3 \eta_{\text{н}}}{N_{\text{м}} \rho_{\text{н}} n_{\text{н}}^3 \eta_{\text{м}}}} \quad (4.36)$$

В этом выражении значения  $N_{\text{н}}$  и  $N_{\text{м}}$  заданы. Неизвестно только значение  $\eta_{\text{н}}$ . Поэтому в первом приближении принимают  $\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{м}}$ . Тогда

$$D_{\text{н}} = D_{\text{м}} \sqrt[5]{\frac{N_{\text{н}} \rho_{\text{м}} n_{\text{м}}^3}{N_{\text{м}} \rho_{\text{н}} n_{\text{н}}^3}}.$$

Найденное значение  $D_{\text{н}}$  затем уточняют. Для этого находят  $\eta_{\text{н}}$ , воспользовавшись, например, формулой Кудрявцева

$$\eta_{\text{н}} = 1 - (1 - \eta_{\text{м}}) \left( \frac{n_{\text{м}}}{n_{\text{н}}} \right)^{0,25} \left( \frac{D_{\text{н}}}{D_{\text{м}}} \right)^{0,5}.$$

Определив  $\eta_{\text{н}}$ , находят новое значение  $D_{\text{н}}$ , размер которого принимают за единицу. Остальные размеры круга циркуляции пересчитывают в соответствии с принятым масштабным коэффициентом. Углы лопаток модели и натуре принимаются одинаковыми.

Метод подобия применим также и по отношению к гидромуфтам. Он основан на том, что гидромуфты, удовлетворяющие условиям подобия, имеют и одинаковые показатели, характеризующие передаваемую мощность  $N$ , либо передаваемый момент  $M$ . Выразим значения  $N$  или  $M$  через эти показатели.

Так как гидромуфта представляет собой лопастную машину, то применяя к ней уравнение мощности лопастных машин ( $N = \frac{\rho g Q H}{1000}$ ) и учитывая зависимости для  $Q$  (формула 4.34) и  $H$  (формула 4.35), получим

$$N = \frac{\rho g n_{\text{н}}^3 D_{\text{а}}^5}{1000} = A \cdot 10^{-6} n_{\text{н}}^3 D_{\text{а}}^5, \quad (4.37)$$

где  $A$  – коэффициент мощности, который можно рассматривать как мощность гидромуфты, кВт, подобной проектируемой при  $D_{\text{а}}=1\text{м}$  и  $n_{\text{н}}=100\text{ об/мин}$ .

Наряду с коэффициентом мощности широко используется и более удобный для многих расчетов коэффициент момента  $\lambda_{\text{м}}$ . Так как  $M = \frac{N}{\omega} \approx \frac{N}{n}$ , то момент на насосном валу гидромуфты

$$M_{\text{н}} = \frac{\rho g Q H_{\text{н}}}{1000 n_{\text{н}}} \approx \lambda_{\text{м}} \frac{\rho g n_{\text{н}}^3 D_{\text{а}}^5}{n_{\text{н}}} = \lambda_{\text{м}} \rho g n_{\text{н}}^2 D_{\text{а}}^5. \quad (4.38)$$

где  $n_n$  – частота вращения насосного вала гидромфты, об/мин;

$D_a$  – активный диаметр гидромфты, м.

Выражения (4.37) и (4.38) позволяют определить активный диаметр гидромфты, если известны мощность или момент на насосном валу ( $N_n$  или  $M_n$ ), частота его вращения  $n_n$  и коэффициенты мощности  $A$ , либо момента  $\lambda_m$ . Решив их относительно  $D_a$  получим

$$D_a = \sqrt[5]{\frac{N_n 10^6}{A n_n^3}} \quad \text{или} \quad D_a = \sqrt[5]{\frac{M_n}{\lambda_m \rho g n_n^2}}. \quad (4.39)$$

Передаваемая мощность  $N_n$  и частота вращения  $n_n$  известны из технического задания на проектирование. Коэффициентами мощности  $A$ , либо момента  $\lambda_m$  необходимо задаваться.

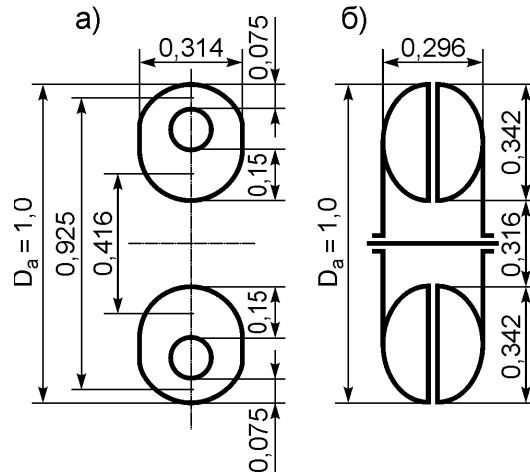


Рисунок 4.12 – Соотношение размеров гидромфты:  
а – с тором типа «Вулкан»; б – без тора

Коэффициент мощности  $A$  либо момента  $\lambda_m$  зависят от типа гидромфты (формы круга циркуляции), величины скольжения  $s$  и плотности рабочей жидкости. Поэтому сначала выбирают тип гидромфты, а затем значения  $A$  либо  $\lambda_m$  руководствуясь справочными данными, либо стандартами. При работе на масле с плотностью  $\rho = 897 \text{ кг/м}^3$  коэффициент момента должен быть  $\lambda_m = 1,1 \cdot 10^6$ , коэффициент мощности  $A = 1,0$ . Для гидромфт без тора при работе на масле «турбинное 22» и скольжении  $s = 2 \%$  коэффициент мощности  $A = 1,0 \dots 1,1$ . Для гидромфты с профилем завода «вулкан» при работе на масле и  $s = 4 \%$  коэффициент мощности  $A = 1,28$ .

Число лопаток в насосном колесе  $z_n$  выбирается в зависимости от активного диаметра по рисунку 4.13. В турбинном колесе устанавливают число лопаток на две меньше, чем в насосном колесе. Это делается для того, чтобы исключить появляющиеся при одинаковом количестве лопаток резонансные колебания.

Число лопаток принимают четным.

Активный диаметр гидромолы является основным ее размером. Все прочие размеры проточной части ее принято выражать в долях от  $D_a$ . Соотношение размеров некоторых типов гидромол представлено на рисунке 4.12.

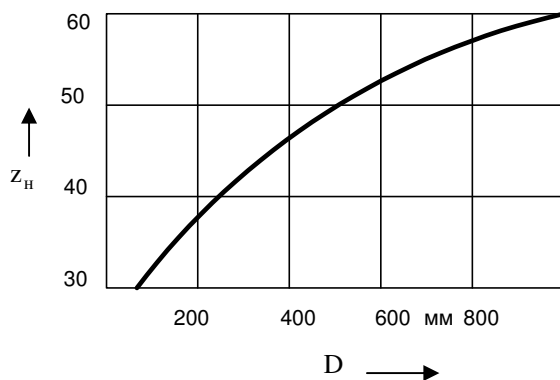


Рисунок 4.13 – зависимость числа лопаток насосного колеса гидромолы от его диаметра



## 5 БАЛАНС ЭНЕРГИИ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ И ГИДРОМУФТ

### 5.1 Баланс энергии гидротрансформатора I класса

При работе гидротрансформатора к валу насосного колеса подводится энергия в единицу времени равная  $N_n$ . С помощью жидкости она преобразуется в энергию на валу турбинного колеса, равную  $N_t$  и частично в количестве  $N_{пот}$  затрачивается на преодоление потерь разного рода.

Уравнение, связывающее потребляемую и расходуемую мощности, называется балансом энергии. Для гидротрансформатора оно имеет вид

$$N_n - N_t - N_{пот} = 0$$

Выражая мощности через расход и напор, получим

$$\rho g Q_n H_{тн} - \rho g Q_t H_{тт} - \rho g Q \sum h_{пот} = 0 \quad (5.1)$$

При движении потока жидкости могут иметь место утечки и перетечки. Утечки связаны с потерей части потока жидкости через неплотности. Перетечки обусловлены перетеканием некоторого количества жидкости из области высокого давления в область низкого давления. В сумме эти потери, относимые к числу объемных, невелики и поэтому можно считать, что  $Q_n = Q_t = Q$ . При этом условии уравнение (5.1) можно переписать в виде

$$H_{тн} - H_{тт} - \sum h_{пот} = 0, \quad (5.2)$$

где  $H_{тн}$  и  $H_{тт}$  – теоретический напор, развиваемый соответственно в насосном колесе и срабатываемый в турбинном;

$\sum h_{пот}$  – суммарная потеря напора в круге циркуляции.

Выразим все члены уравнения (5.2) через геометрические размеры колес, меридиональную скорость  $c_m$  и частоту вращения насосного  $n_n$  и турбинного колес  $n_t$ .

Согласно основному уравнению лопастных машин (4.3) теоретический напор, развиваемый насосом с учетом конечного числа лопаток, равен

$$H_{тн} = \frac{1}{g} (u_{2н} c_{2нн} - u_{1н} c_{1нн}), \quad (5.3)$$

где  $u_{2н} = \pi D_{2н} \omega_n$ ;  $u_{1н} = \pi D_{1н} \omega_n$ ;

$$c_{2нн} = u_{2н} - \frac{a_{1н} c_m}{\operatorname{tg} \beta_{2н}} = \pi D_{2н} \omega_n - \frac{a_{1н} c_m}{\operatorname{tg} \beta_{2н}}; \quad c_{1нн} = \frac{D_{2п}}{D_{1н}} c_{2пн} = \frac{D_{2п}}{D_{2н}} \cdot \frac{\chi_{1п} c_m}{\operatorname{tg} \alpha_{2п}}.$$

Подставляя эти значения в исходное уравнение (5.3), получим

$$H_{\text{н}} = \frac{1}{g} \left[ \pi D_{2\text{н}} \omega_{\text{н}} \left( \pi D_{2\text{н}} \omega_{\text{н}} - \frac{a_{1\text{н}} c_{\text{м}}}{\text{tg} \beta_{2\text{н}}} \right) - \pi D_{1\text{н}} \omega_{\text{н}} \cdot \frac{D_{2\text{п}}}{D_{1\text{н}}} \cdot \frac{\chi_{1\text{п}} c_{\text{м}}}{\text{tg} \alpha_{2\text{п}}} \right] = \quad (5.4)$$

$$= k_0 n_{\text{н}}^2 - k_1 n_{\text{н}} c_{\text{м}};$$

$$\text{где } k_0 = D_{2\text{н}}^2; \quad k_1 = \frac{\pi}{g} \left( \frac{D_{2\text{н}} a_{1\text{н}}}{\text{tg} \beta_{2\text{н}}} + \frac{D_{2\text{п}} \chi_{1\text{п}}}{\text{tg} \alpha_{2\text{п}}} \right).$$

Указанные здесь параметры рассматривались в подразделе 4.3. Теоретический напор, срабатываемый в турбинном колесе

$$H_{\text{г}} = \frac{1}{g} (u_{1\text{г}} c_{1\text{г}} - u_{2\text{г}} c_{2\text{г}}), \quad (5.5)$$

$$\text{где } u_{1\text{г}} = \pi D_{1\text{г}} \omega_{\text{г}}; \quad u_{2\text{г}} = \pi D_{2\text{г}} \omega_{\text{г}}; \quad c_{2\text{г}} = u_{2\text{г}} - \frac{c_{\text{м}2\text{г}}}{\text{tg} \beta_{2\text{г}}} = \frac{\pi D_{2\text{г}}}{60} n_{\text{г}} - \frac{\chi_{1\text{г}} c_{\text{м}}}{\text{tg} \beta_{2\text{г}}};$$

$$c_{1\text{г}} = \frac{D_{2\text{н}}}{D_{1\text{г}}} c_{2\text{н}} = \frac{D_{2\text{н}}}{D_{1\text{г}}} \left( u_{2\text{н}} - \frac{a_{1\text{н}} c_{\text{м}}}{\text{tg} \beta_{2\text{н}}} \right) = \frac{\pi D_{2\text{н}}^2}{D_{1\text{г}}} \omega_{\text{н}} - \frac{D_{2\text{н}} a_{1\text{н}} c_{\text{м}}}{D_{1\text{г}} \text{tg} \beta_{2\text{н}}}.$$

Подставляя эти значения в уравнение (5.5), получим

$$H_{\text{н}} = \frac{1}{g} \left[ \pi D_{1\text{г}} \omega_{\text{г}} \left( \frac{\pi D_{2\text{н}} \omega_{\text{н}}}{D_{1\text{г}}} - \frac{D_{2\text{н}} a_{1\text{н}} c_{\text{м}}}{D_{1\text{г}} \text{tg} \beta_{2\text{н}}} \right) - \pi D_{2\text{г}} \omega_{\text{г}} \left( \pi D_{2\text{г}} \omega_{\text{г}} - \frac{\chi_{1\text{г}} c_{\text{м}}}{\text{tg} \alpha_{2\text{п}}} \right) \right] = \quad (5.6)$$

$$= k_0 n_{\text{н}} n_{\text{г}} - k_2 n_{\text{г}}^2 + k_3 c_{\text{м}} n_{\text{г}},$$

$$\text{где } k_2 = D_{2\text{г}}^2; \quad k_3 = \frac{\pi}{g} \left( \frac{D_{2\text{г}} \chi_{1\text{г}}}{\text{tg} \beta_{2\text{г}}} - \frac{D_{2\text{н}} a_{1\text{н}}}{\text{tg} \beta_{2\text{н}}} \right).$$

Потери энергии в гидротрансформаторе подразделяются на следующие три вида: а) гидравлические; б) объемные; в) механические. Учет этих видов потерь производится соответствующими КПД: гидравлическим –  $\eta_{\text{г}}$ ; объемным –  $\eta_{\text{о}}$ ; механическим –  $\eta_{\text{м}}$ .

Так как при выводе уравнения баланса энергии объемные потери не учитывались, то сделанные ранее допущения оставляем в силе. Из механических потерь, относящихся к действующим в круге циркуляции, является только дисковое трение, которое принято учитывать введением поправок к значениям моментов, на насосном и турбинном колесах. Поэтому рассмотрим здесь только гидравлические потери.

Существует два основных метода учета гидравлических потерь: метод теории решеток, основанный на использовании результатов продувки плоских пакетов профилей и метод подсчета местных сопротивлений при движении жидкости по кругу циркуляции и их суммирования.

Первый из указанных методов обладает наибольшей общностью и может применяться при проектировании гидротрансформаторов, не имеющих прототипа. Второй из них обладает тем недостатком, что не учитывает взаимного влияния местных сопротивлений друг на друга. Однако при исследовании и доводке выполненных гидротрансформаторов, а также при проектировании гидротрансформаторов, имеющих прототип, он находит применение. Суть этого метода изложена ниже.

При движении жидкости по кругу циркуляции гидротрансформатора потери, возникающие в каждом из его колес, подразделяются на следующие виды:

- 1) на удар при входе на лопатки;
- 2) на внезапное сужение при входе в межлопастные каналы;
- 3) на трение по длине в межлопастных каналах;
- 4) на искривление каналов;
- 5) на внезапное расширение при выходе из межлопастных каналов.

Помимо перечисленных в межлопастных каналах могут иметь место еще и диффузорные потери. Но так как при профилировании лопаток колес гидротрансформатора диффузорность незначительна, то этими потерями можно пренебречь.

Найдем значения каждой из указанных выше потерь и выразим их через соответствующие коэффициенты и те же параметры, которые использовались при выводе уравнений (5.4) и (5.6).

Потеря на удар возникает в том случае, когда направление относительной скорости при входе на лопатки не совпадает с направлением касательной к входным их кромкам. Угол между этими направлениями называется углом атаки  $\Delta\beta_{уд}$ . При больших углах атаки происходит отрыв потока от лопатки с образованием вихревых зон, что и обуславливает возникновение соответствующей потери.

Различают положительный угол атаки  $+\Delta\beta_{уд}$  при ударе в рабочую поверхность лопатки и отрицательный  $-\Delta\beta_{уд}$  при ударе в нерабочую поверхность лопатки.

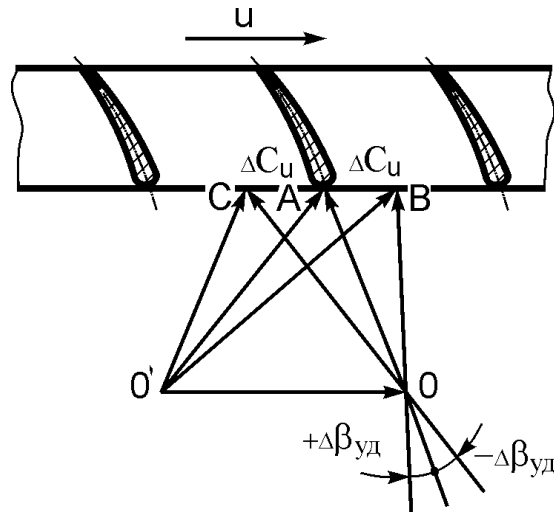


Рисунок 5.1 – Треугольники скоростей при безударном и ударном входах потока на лопатки

Из треугольников скоростей (рисунок 5.1) видно, что при входе потока на лопатки по направлению  $OA$  удар отсутствует. Такой характер натекания потока имеет место на расчетном режиме работы. Однако при изменении режима работы вместе с изменением окружной скорости изменяется и направление движения относительной скорости вследствие чего, в зависимости от знака  $\Delta\beta_{уд}$ , возникает удар в рабочую или нерабочую поверхности лопаток. В результате относительная скорость получает направление  $OB$  или  $OC$  не совпадающее с направлением касательной к входной кромке лопатки. Возникающая вследствие этого потеря определяется разностью проекций абсолютных скоростей на окружную  $\Delta c_u$ . При отсутствии удара проекция абсолютной скорости на окружную на входе в насосное колесо равна соответствующей скорости на выходе из реактора, т.е.  $c_{1ин} = c_{2ур}$ . При наличии удара  $c_{2ур} \neq c_{1ин}$ . Разность этих скоростей и определяет величину потери на удар, выражаемую формулой

$$h_{уд} = \frac{\varphi}{2g} (c_{2ур} - c_{1ин})^2,$$

где  $\varphi = 0,6 \dots 0,8$  – коэффициент потери при ударе в рабочую поверхность лопаток;

$\varphi = 1,2 \dots 1,4$  – тоже при ударе в нерабочую поверхность лопаток.

Так как  $c_{2np} = \frac{c_{m2p}}{\operatorname{tg}\alpha_{2p}} = \frac{\chi_{1p}c_m}{\operatorname{tg}\alpha_{2p}}$ ,  $c_{1nh} = u_{1h} - \frac{a_{1h}c_m}{\operatorname{tg}\beta_{1h}}$  и  $u_{1h} = \pi D_{1h}\omega_h$ , то подставив эти значения в формулу для  $h_{уд}$ , после элементарных преобразований получим

$$h_{уд} = \frac{\varphi}{2g} \left[ \left( \frac{\chi_{1p}}{\operatorname{tg}\alpha_{2p}} + \frac{a_{1h}}{\operatorname{tg}\beta_{1h}} \right) c_m - \pi D_{1h}\omega_h \right]^2 = k_4 c_m^2 - k_5 c_m \omega_h + k_6 \omega_h^2, \quad (5.7)$$

где  $k_4 = \frac{\varphi}{2g} \left( \frac{\chi_{1p}}{\operatorname{tg}\alpha_{2p}} + \frac{a_{1h}}{\operatorname{tg}\beta_{1h}} \right)^2$ ;  $k_5 = \frac{\varphi\pi D_{1h}}{g} \left( \frac{\chi_{1p}}{\operatorname{tg}\alpha_{2p}} + \frac{a_{1h}}{\operatorname{tg}\beta_{1h}} \right)$ ;  $k_6 = \frac{\varphi D_{1h}^2}{g}$ .

Потеря на внезапное сужение при входе на лопатки определяется разностью скоростей до входа на лопатки  $c_m$  и после входа, которая в связи со стеснением потока телом лопаток становится равной  $a_{1h}c_m$ , т.е.

$$h_{сн} = \varphi_1 \frac{(a_{1h}c_m - c_m)^2}{2g} = \frac{\varphi_1(a_{1h}-1)^2}{2g} c_m^2 = k_7 c_m^2, \quad (5.8)$$

где  $k_7 = \frac{\varphi_1(a_{1h}-1)^2}{2g}$ ,  $\varphi_1=0,4 \dots 0,5$  – коэффициент потерь на сужение.

Потеря от трения в межлопатных каналах определяется по формуле

$$h_{трн} = \lambda \frac{l_h}{4R} \cdot \frac{w^2}{2g},$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;

$l_h$  – длина лопатки по средней линии;

$R$  – гидравлический радиус межлопаточного канала;

$w$  – относительная скорость в межлопатном канале.

Так как гидравлический радиус изменяется по длине канала, то приближенно принимают, что трение в канале с переменным гидравлическим радиусом равно трению двух каналов половинной длины с постоянными гидравлическими радиусами, один из которых определяется по размерам межлопатного сечения на входе в канал, а другой – на выходе. При этом допущении будем иметь

$$h_{трн} = \frac{1}{2} \lambda_1 \frac{l_h}{4R_1} \cdot \frac{w_{1h}^2}{2g} + \frac{1}{2} \lambda_2 \frac{l_h}{4R_2} \cdot \frac{w_{2h}^2}{2g}.$$

Относительные скорости при условии, что меридиональная скорость жидкости при движении вдоль канала не изменяется, равны:

$$w_{1н} = \frac{c_{м1н}}{\sin \beta_{1н}} = \frac{a_{1н}c_{м}}{\sin \beta_{1н}}; \quad w_{2н} = \frac{a_{1н}c_{м}}{\sin \beta_{2н}}.$$

Подставляя значения  $w_{1н}$  и  $w_{2н}$  в формулу для  $h_{трн}$ , получим

$$h_{трн} = \frac{a_{1н}^2 l_{н}}{16g} \left( \frac{\lambda_{1н}}{\sin^2 \beta_{1н} R_{1н}} + \frac{\lambda_{2н}}{\sin^2 \beta_{1н} R_{2н}} \right) c_{м}^2 = k_8 c_{м}^2, \quad (5.9)$$

$$\text{где } k_8 = \frac{a_{1н}^2 l_{н}}{16g} \left( \frac{\lambda_{1н}}{\sin^2 \beta_{1н} R_{1н}} + \frac{\lambda_{2н}}{\sin^2 \beta_{1н} R_{2н}} \right).$$

Потери на искривление межлопастных каналов обусловлены двоякой их кривизной: искривлением меридионального сечения и искривлением самих лопаток. Но так как учет двоякой кривизны представляет собой сложную задачу, то ограничиваются учетом кривизны каналов только в меридиональном сечении [1]. При этом условии потеря напора на искривление каналов в меридиональном сечении выражается формулой

$$h_{ин} = \zeta m_{н} \frac{c_{м1}^2}{2g} = \zeta \frac{m_{н} a_{1н}^2 c_{м}^2}{2g} = k_9 c_{м}^2, \quad (5.10)$$

где  $k_9 = \zeta \frac{m_{н} a_{1н}^2}{2g}$ ,  $\zeta$  – коэффициент местных потерь колена.

$m_{н}$  – число колена в меридиональном сечении.

Потеря на внезапное расширение обусловлена тем, что при выходе потока в межлопастное пространство, где стеснение телом лопаток отсутствует, скорость его движения уменьшается. Так как в рабочем колесе скорость потока  $c_{м2} = c_{м1} = a_{1н} c_{м}$ , а в безлопаточном пространстве –  $\chi_{1н} c_{м}$ , то

$$h_{рн} = \frac{(a_{1н} c_{м} - \chi_{1н} c_{м})^2}{2g} = \frac{(a_{1н} - \chi_{1н})^2}{2g} c_{м}^2 = k_{10} c_{м}^2, \quad (5.11)$$

где  $k_{10} = \frac{(a_{1н} - \chi_{1н})^2}{2g}$ .

Аналогично вычисляются потери и при движении жидкости через турбинное и реакторное колеса.

Для турбинного колеса потери напора вычисляются по формулам.

На внезапное сужение при входе в турбинное колесо и вызванное этим увеличением скорости от  $\chi_{1н} c_{м}$  до  $\chi_{1т} c_{м}$

$$h_{ст} = \varphi_1 \frac{(\chi_{1н} c_{м} - \chi_{1т} c_{м})^2}{2g} = k_{11} c_{м}^2, \quad (5.12)$$

где  $k_{11} = \varphi_1 \frac{(\chi_{1H} - \chi_{1T})^2}{2g}$ .

На удар

$$h_{y\partial_m} = \frac{\varphi}{2g} (c_{2uH} - c_{1uT})^2 = \frac{\varphi}{2g} \left[ (u_{2H} - u_{1T}) + \left( \frac{\chi_{1T}}{\operatorname{tg}\beta_{1T}} - \frac{a_{1H}}{\operatorname{tg}\beta_{2H}} \right) c_M \right]^2 = \quad (5.13)$$

$$= k_{12}n_H^2 + k_{13}n_T^2 - k_{14}n_Hn_T + k_{15}n_Hc_M - k_{16}n_Tc_M + k_{17}c_M^2,$$

$$\text{где } k_{12} = \varphi \frac{D_{2H}^2}{2}; \quad k_{13} = \varphi \frac{D_{1T}^2}{2}; \quad k_{14} = \varphi D_{2H}D_{1T};$$

$$k_{15} = \frac{\pi\varphi D_{2H}}{g} \left( \frac{\chi_{1T}}{\operatorname{tg}\beta_{1T}} - \frac{a_{1H}}{\operatorname{tg}\beta_{2H}} \right); \quad k_{16} = \frac{\pi\varphi D_{1T}}{g} \left( \frac{\chi_{1T}}{\operatorname{tg}\beta_{1T}} - \frac{a_{1H}}{\operatorname{tg}\beta_{2H}} \right);$$

$$k_{17} = \frac{\varphi}{2g} \left( \frac{\chi_{1T}}{\operatorname{tg}\beta_{1T}} - \frac{a_{1H}}{\operatorname{tg}\beta_{2H}} \right)^2.$$

На трение в межлопаточных каналах

$$h_{\text{тр}\Gamma} = \frac{\chi_{1T}^2 l_T}{16g} \left( \frac{\lambda_{1T}}{\sin^2 \beta_{1T} R_{1T}} + \frac{\lambda_{2T}}{\sin^2 \beta_{2T} R_{2T}} \right) c_M^2 = k_{18} c_M^2, \quad (5.14)$$

$$\text{где } k_{18} = \frac{\chi_{1T}^2 l_T}{16g} \left( \frac{\lambda_{1T}}{\sin^2 \beta_{1T} R_{1T}} + \frac{\lambda_{2T}}{\sin^2 \beta_{2T} R_{2T}} \right).$$

На искривление межлопаточных каналов

$$h_{\text{ит}} = \zeta \frac{m_T \chi_{1T}^2}{2g} c_M^2 = k_{19} c_M^2, \quad (5.15)$$

$$\text{где } k = \zeta \frac{m_T \chi_{1T}^2}{2g}.$$

На внезапное расширение при выходе из колеса

$$h_{\text{пр}} = \frac{(\chi_{1T} c_M - \chi_{2T} c_M)^2}{2g} = k_{20} c_M^2, \quad (5.16)$$

$$\text{где } k_{20} = \frac{(\chi_{1T} - \chi_{2T})^2}{2g}.$$

Потери напора в реакторе определяются по формулам, приведённым ниже.

На внезапное сужение при входе в реакторе и изменение скорости от  $\chi_{2\tau}c_M$  до  $\chi_{1p}c_M$

$$h_{c_p} = \varphi_1 \frac{(\chi_{2\tau}c_M - \chi_{1p}c_M)^2}{2g} = k_{21}c_M^2, \quad (5.17)$$

где  $k_{21} = \varphi_1 \frac{(\chi_{2\tau} - \chi_{1p})^2}{2g} = k_{21}$ .

На удар

$$h_{удп} = \frac{\varphi}{2g} (c_{2и\tau} - c_{1иp})^2 = \frac{\varphi}{2g} \left[ \left( u_{2\tau} - \frac{\chi_{1\tau}c_M}{\text{tg}\beta_{2\tau}} \right) - \frac{\chi_{1p}c_M}{\text{tg}\alpha_{1p}} \right]^2 =$$

$$= \frac{\varphi}{2g} \left[ u_{2\tau} - \left( \frac{\chi_{1\tau}}{\text{tg}\beta_{1\tau}} + \frac{\chi_{1p}}{\text{tg}\alpha_{1p}} \right) c_M \right]^2 = k_{22}n_{\tau}^2 - k_{23}n_{\tau}c_M + k_{24}c_M^2, \quad (5.18)$$

где  $k_{22} = \frac{\varphi D_{2\tau}^2}{2}$ ;  $k_{23} = \frac{\varphi \pi D_{2\tau}}{g} \left( \frac{\chi_{1\tau}}{\text{tg}\beta_{2\tau}} + \frac{\chi_{1p}}{\text{tg}\alpha_{1p}} \right)$ ;  $k_{24} = \frac{\varphi}{2g} \left( \frac{\chi_{1\tau}}{\text{tg}\beta_{2\tau}} + \frac{\chi_{1p}}{\text{tg}\alpha_{1p}} \right)^2$ .

На трение в межлопастных каналах

$$h_{тpp} = \frac{\chi_{1p}^2 l_p}{16g} \left( \frac{\lambda_{1p}}{\sin^2 \alpha_{1p} R_{1p}} + \frac{\lambda_{2p}}{\sin^2 \alpha_{2p} R_{2p}} \right) c_M^2 = k_{25}c_M^2, \quad (5.19)$$

где  $k_{25} = \frac{\chi_{1p}^2 l_p}{16g} \left( \frac{\lambda_{1p}}{\sin^2 \alpha_{1p} R_{1p}} + \frac{\lambda_{2p}}{\sin^2 \alpha_{2p} R_{2p}} \right)$ .

На искривление межлопастных каналов

$$h_{up} = \zeta \frac{m_p \chi_{1p}^2}{2g} c_M^2 = k_{26}c_M^2, \quad (5.20)$$

где  $k_{26} = \zeta \frac{m_p \chi_{1p}^2}{2g}$ .

На внезапное расширение за колесом

$$h_{pp} = \frac{(\chi_{1p}c_M - c_M)^2}{2g} = \frac{(\chi_{1p} - 1)^2}{2g} c_M^2 = k_{27}c_M^2, \quad (5.21)$$

где  $k_{27} = \frac{(\chi_{1p} - 1)^2}{2g}$ .



Обозначения во всех приведенных выше формулах соответствует принятым ранее при расчете колес гидротрансформатора (см. П. 4.3).

В порядке напоминания приведем их еще раз:

$a_{1н}$  – коэффициент стеснения на входе в насосное колесо;

$\chi_{1н}$  – коэффициент скорости на выходе из насосного колеса;

$\chi_{1т}$  – коэффициент скорости на входе в турбинное колесо;

$\chi_{2т}$  – коэффициент скорости на выходе из турбинного колеса;

$\chi_{1р}$  – коэффициент скорости на входе в реактор.

Подставляя значения  $H_n$ ,  $H_t$  и  $\Sigma h_n$  в уравнение баланса энергии (5.2) и группируя члены по убывающей степени  $c_m$ , получим

$$Ac_m^2 + Bc_m + C = 0, \quad (5.22)$$

где  $A$ ,  $B$  и  $C$  – коэффициенты, выражающиеся через параметры, входящие в зависимости (5.5), (5.6) и (5.7 – 5.21).

Выражение для коэффициентов  $A$ ,  $B$  и  $C$  достаточно громоздки. Однако они могут быть существенно упрощены при определенных допущениях. Если принять коэффициент удара  $\varphi=1$  и пренебречь членами, учитывающими потери на внезапное сужение и внезапное расширение ввиду их малости, то зависимости для  $A$ ,  $B$  и  $C$  можно представить в виде

$$A = \frac{1}{2g} \left[ \frac{l_n a_{1н}^2}{8} \left( \frac{\lambda_{1н}}{\sin^2 \beta_{1н} R_{1н}} + \frac{\lambda_{2н}}{\sin^2 \beta_{2н} R_{2н}} \right) + \frac{\chi_{1т} l_t}{8} \left( \frac{\lambda_{1т}}{\sin^2 \beta_{1т} R_{1т}} + \frac{\lambda_{2т}}{\sin^2 \beta_{2т} R_{2т}} \right) \right] +$$

$$+ \frac{\chi_{1р} l_p}{8} \left( \frac{\lambda_{1р}}{\sin^2 \alpha_{1р} R_{1р}} + \frac{\lambda_{2р}}{\sin^2 \alpha_{2р} R_{2р}} \right) + \left( \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{2р}} + \frac{a_{1н}}{\operatorname{tg} \beta_{1н}} \right)^2 + \left( \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{1т}} - \frac{a_{1н}}{\operatorname{tg} \beta_{2н}} \right)^2 +$$

$$+ \left[ \left( \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{2т}} + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{1р}} \right)^2 + \zeta m_n a_{1н}^2 + \zeta m_t \chi_{1т}^2 + \zeta m_p \chi_{1р}^2 \right];$$

$$B = \frac{\pi}{g} \left[ \left( \frac{D_{1н}}{\operatorname{tg} \beta_{1т}} - \frac{a_{1н} D_{1н}}{\operatorname{tg} \beta_{1н}} \right) \omega_n - \left( \frac{D_{1т}}{\operatorname{tg} \beta_{1т}} + \frac{D_{2т}}{\operatorname{tg} \alpha_{1р}} \right) \omega_t \right];$$

$$C = \frac{1}{2} \left[ (D_{1н}^2 - D_{2н}^2) \omega_n^2 + (D_{1т}^2 - D_{2т}^2) \omega_t^2 \right].$$

Здесь  $n=60 \omega$ , т.е. частота вращения, равная числу оборотов за 1 минуту. Из выражений для коэффициентов  $A$ ,  $B$  и  $C$  видно, что первый из них зависит от геометрических размеров колес и для всех значений  $n_t$  и  $n_n$  остается постоянным. Коэффициенты  $B$  и  $C$  также зависят от геометрических

размеров колес и кроме того от частоты их вращения соответственно в первой и второй степенях.

Уравнение (5.22) позволяет установить зависимость меридиональной скорости  $c_m$  от передаточного отношения гидротрансформатора  $i = \omega_T / \omega_H = n_T / n_H$  и затем рассчитать моменты  $M_H$  и  $M_T$ , необходимые для построения внешней характеристики гидротрансформатора.

## 5.2 Баланс энергии гидромурфта

Уравнение баланса энергии гидромурфты в принципиальном отношении не отличается от баланса энергии гидротрансформаторов, поскольку гидромурфта является разновидностью гидротрансформатора, в котором удален реактор. Поэтому применяя к гидромурфте уравнение баланса гидротрансформатора I класса (5.22), получим

$$A_1 C_m^2 + B_1 C_m + C_1 = 0 \quad (5.23)$$

Тепловозные гидромурфты имеют, как правило, плоские радиальные лопатки. Так как углы лопаток  $\beta_{1H} = \beta_{2H} = \beta_{1T} = \beta_{2T} = 90^\circ$ , гидравлические радиусы на входе и на выходе равны, коэффициент  $B_1=0$ , то выражения для коэффициентов  $A_1$  и  $C_1$  с учетом того, что  $D_{1T}=D_{2H}$  и  $D_{2T}=D_{1H}$  принимают

$$A_1 = \frac{1}{2g} \left( \frac{2l_H \lambda_H}{4R_{1H}} + \zeta m_H \right);$$

$$C_1 = \frac{1}{2} (D_{2H}^2 - D_{1H}^2) (\omega_H^2 - \omega_T^2).$$

Подставляя значения  $A_1$  и  $C_1$  в уравнение (5.23) и решая его относительно  $c_m$ , получим

$$c_m = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{k} (D_{2H}^2 - D_{1H}^2) (\omega_H^2 - \omega_T^2)}, \quad (5.24)$$

$$\text{где } k = \frac{\lambda_H}{8R_{1H}g} + \frac{1}{2g} \zeta m_H.$$

Полученной формулой можно пользоваться для тепловозных гидромурфт в пределах номинального момента дизеля и работающих с небольшими скольжениями, т.е. при режимах при которых коэффициент удара  $\phi$  можно принимать равным единице.

## 6. ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ И ГИДРОМУФТ

### 6.1 Расчет и построение внешней характеристики гидротрансформатора

Для построения внешней характеристики гидротрансформатора нужно для каждого значения  $i=n_t/n_n$  рассчитать моменты  $M'$  на его колесах, передаваемые потоком жидкости. Выражая расход рабочей жидкости в каждом из колес гидротрансформатора по формуле  $Q=Fc_m$ , где  $F$  – площадь межлопастного канала, нормальная к меридиональной скорости  $c_m$ , получим

$$M'_H = \rho Q (r_{1H} c_{2Hn} - r_{1H} c_{1Hn}) = \rho F c_m \left[ r_{2H} \left( u_{2H} - \frac{a_{1H} c_m}{\text{tg} \beta_{2H}} \right) - r_{1H} \frac{\chi_{1P} c_m}{\text{tg} \alpha_{2P}} \right] \quad (6.1)$$

$$M'_T = \rho Q (r_{1T} c_{2Tt} - r_{2T} c_{1Tt}) = \rho F c_m \left[ r_{2H} \left( u_{2H} - \frac{a_{1H} c_m}{\text{tg} \beta_{2H}} \right) - r_{2T} \frac{\chi_{1T} c_m}{\text{tg} \beta_{2T}} \right] \quad (6.2)$$

Из приведенных выражений видно, что для подсчета выражений  $M'_H$  и  $M'_T$  нужно знать зависимость  $c_m=f(i)$ . Для этого пользуются уравнением баланса энергии (5.22), подсчитав предварительно для различных значений  $i$  коэффициенты  $A$ ,  $B$  и  $C$ .

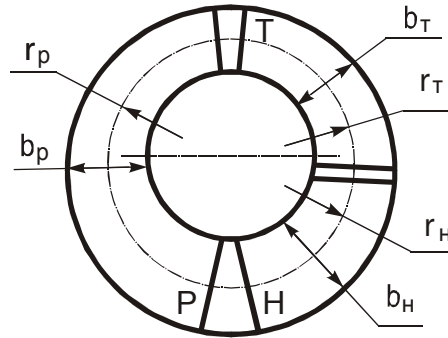


Рисунок 6.1 – Схема круга циркуляции гидротрансформатора

При определении этих коэффициентов используются известные из расчета гидротрансформатора геометрические размеры колес  $D_1$  и  $D_2$ , ширины каналов  $b_1$  и  $b_2$ , коэффициенты стеснения каналов  $a_1$  и  $a_2$ .

По этим данным вычерчивается схема круга циркуляции гидротрансформатора (рисунок 6.1), из которой в каждом из колес определяются средние ширины каналов ( $b_n, b_m, b_p$ ) и радиусы закруглений колен в меридиональном сечении ( $r_n, r_t, r_p$ ) и их число  $m$ . Прочие параметры рассчитываются по аналитическим зависимостям.

Гидравлические радиусы определяются по формуле

$$R = \frac{F}{\chi},$$

где  $F = b \cdot c$  – площадь сечения межлопаточного канала ( $b$  – ширина,  $c$  – нормальное расстояние между лопатками);  
 $\chi$  – смоченный периметр.

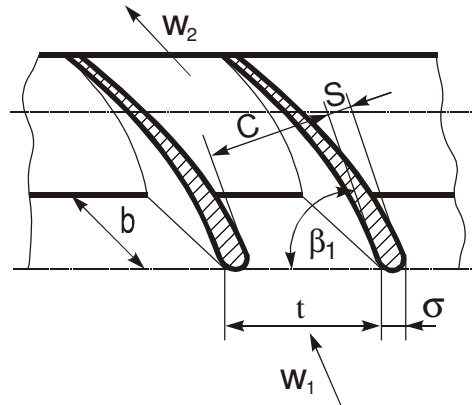


Рисунок 6.2 – Схема межлопаточного канала

Из схемы межлопаточного канала (рисунок 6.2) видно, что

$$c = (t - \sigma) \sin \beta; \quad \chi = 2(c + b) = 2[(t - \sigma) \sin \beta + b].$$

Следовательно

$$R = \frac{bc}{2(b+c)} = \frac{b(t-\sigma)\sin\beta}{2[b+(t-\sigma)\sin\beta]},$$

где  $t$  – шаг лопаток;

$\sigma$  – толщина лопаток по шагу.

Относительные скорости в первом приближении определяются по формулам

$$w = \frac{c_m}{\sin \beta} - \text{для насоса и турбины};$$

$$w = \frac{c_m}{\sin \alpha} - \text{для реактора.}$$

Помимо моментов, передаваемых потоком жидкости, в гидротрансформаторе имеют место и моменты, возникающие в результате дискового трения.

При вращении диска диаметром  $D$  в жидкости с частотой вращения  $\omega$  (рисунок 6.3) возникает сопротивление трения, которое для одной стороны диска выражается формулой

$$M_d = f_d \rho r^5 \omega^2,$$

где  $f_d$  – коэффициент трения;  
 $\rho$  – плотность жидкости.

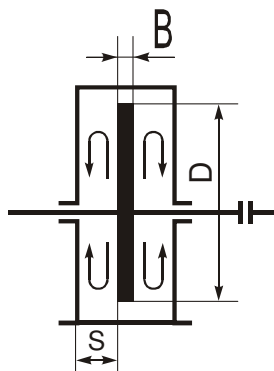


Рисунок 6.3 – К расчету дискового трения

Значение  $f_d$  зависит от числа Рейнольдса, определяемого в данном случае по формуле

$$Re = \frac{r^2 \omega}{\nu},$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость жидкости.

Для ламинарного режима  $Re \leq 2 \cdot 10^3$ .

$$f_d = \frac{\pi r}{\text{Re } s} + \text{Re} \left( \frac{s}{r} \right)^3 \left[ 0,0146 + 0,1256 \left( \frac{s}{r} \right)^2 \right],$$

где  $s$  – расстояние между диском и стенкой корпуса.

Для развитого турбулентного режима при  $\text{Re} > 2 \cdot 10^4$

$$f_d = \frac{0,0465}{\sqrt[5]{\text{Re}}}.$$

При переходном режиме

$$f_d = \frac{1,334}{\sqrt{\text{Re}}}.$$

Момент трения цилиндрической поверхности шириной  $b$  и радиусом  $r$  определяется по формуле

$$M_{\text{ц}} = \frac{0,062}{\sqrt[4]{\text{Re}}} \rho b \omega^2 r^4.$$

Дисковое трение, возникающее между насосным и турбинным колесами, передается турбинному колесу. В остальных случаях оно оказывает сопротивление вращению колес. Поэтому полный момент, нагружающий дизель без учета потерь в подшипниках и сальниках, выражается формулой

$$M_{\text{н}} = M_{\text{н}}' + M_{\text{д}} + M_{\text{сн}}, \quad (6.4)$$

где  $M_{\text{д}}$  – момент дискового сопротивления;

$M_{\text{сн}}$  – момент сопротивления насосного колеса.

$$M_{\text{д}} = f_d \rho r_{2\text{н}}^2 (\omega_{\text{н}} - \omega_{\text{т}})^2$$

$$M_{\text{сн}} = f_{\text{н}} \rho r_{2\text{н}}^5 \omega_{\text{н}}^2$$

Момент, развиваемый на валу турбинного колеса

$$M_{\text{т}} = M_{\text{т}}' + M_{\text{д}} - M_{\text{ст}}, \quad (6.5)$$

где  $M_{\text{ст}}$  – момент сопротивления турбинного колеса для двух боковых поверхностей вращения определяется по формуле:

$$M_{\text{ст}} = 2 f_{\text{т}} \rho r_{2\text{т}}^5 \omega_{\text{т}}^2$$

Мощности на насосном и турбинном валах:

$$N_{\text{н}} = M_{\text{н}} \omega_{\text{н}}; \quad N_{\text{т}} = M_{\text{т}} \omega_{\text{т}}.$$

КПД гидротрансформатора

$$\eta = \frac{N_T}{N_H} \quad (6.6)$$

По найденным значениям  $M_H$  (формула 6.4),  $M_T$  (формула 6.5) и  $\eta$  (формула 6.6) в функции от  $i$  строится внешняя характеристика гидротрансформатора (см. рисунок 3.2).

### 6.2 Универсальная характеристика гидротрансформатора и ее построение

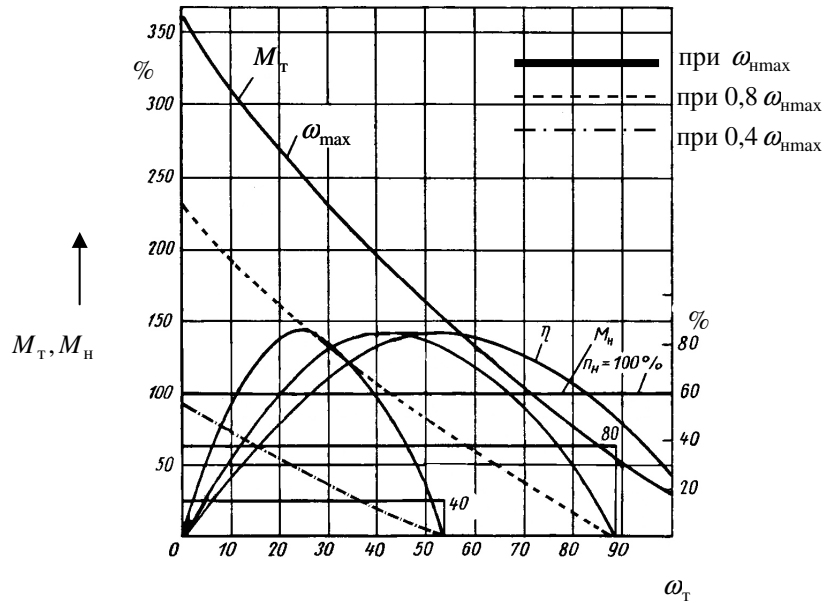


Рисунок 6.4 – Универсальная характеристика гидротрансформатора

Универсальной характеристикой называется графическая зависимость моментов на колесах гидротрансформатора и КПД не только от передаточного отношения, но и от частоты вращения вала насосного колеса.

Универсальная характеристика (рисунок 6.4) строится путем пересчета с внешней характеристики.

Пусть на внешней характеристике гидротрансформатора при частоте вращения вала насосного колеса  $\omega_{H1}$  и передаточном отношении  $i_1$  (рисунок 6.5) момент на турбинном валу равен

$$M_{T1} = \lambda_T \rho g D_T^5 \omega_{H1}^2.$$

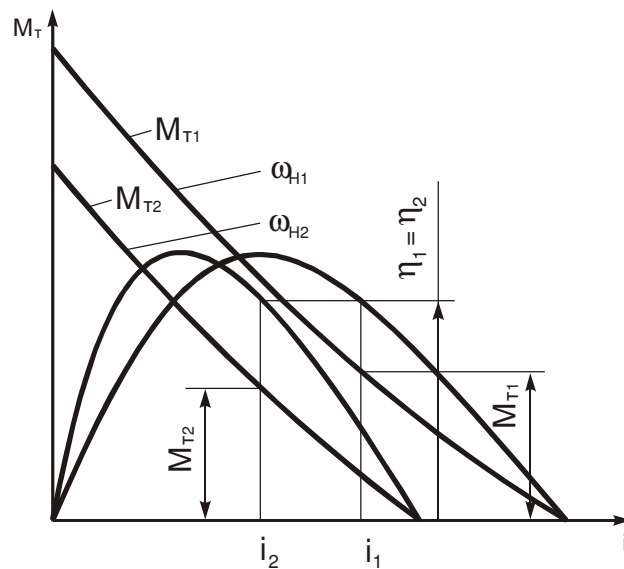


Рисунок 6.5 – Построение универсальной характеристики гидротрансформатора

Если изменить частоту вращения вала насосного колеса до значения  $n_{H2} < n_{H1}$ , то изменится и момент на валу турбинного колеса. Его значение станет равным

$$M_{T2} = \lambda_t \rho D_t^5 \omega_{H2}^2.$$

Составляя отношение моментов и решая его относительно  $M_{T2}$ , найдем

$$M_{T2} = M_{T1} \left( \frac{\omega_{H2}}{\omega_{H1}} \right)^2.$$

Передаточное отношение, при котором нужно отложить момент  $M_{T2}$ , определяется из условия, что при изменении частоты вращения вала насосного колеса КПД гидротрансформатора не изменяется.

Так как  $\eta_1 = \frac{M_{T1} \omega_{T1}}{M_{H1} \omega_{H1}}$ , а  $\eta_2 = \frac{M_{T2} \omega_{T2}}{M_{H2} \omega_{H2}}$ , то приравняв правые части этих выражений, получим



$$\frac{M_{т1}\omega_{т1}}{M_{н1}\omega_{н1}} = \frac{M_{т2}\omega_{н2}}{M_{н2}\omega_{н2}}.$$

Подставляя сюда значения  $M_{н1} = \lambda_{ч}\rho D_{н}^5 \omega_{н1}^2$ ,  $M_{н2} = \lambda_{ч}\rho D_{н}^5 \omega_{н2}^2$ ,  $M_{т1} = \lambda_{т}\rho D_{т}^5 \omega_{н1}^2$ ,  $M_{т2} = \lambda_{т}\rho D_{т}^5 \omega_{н2}^2$ , получим

$$\frac{\lambda_{т}\rho D_{т}^5 \omega_{н1}^2 \omega_{т1}}{\lambda_{ч}\rho D_{н}^5 \omega_{н1}^2 \omega_{н1}} = \frac{\lambda_{т}\rho D_{т}^5 \omega_{н2}^2 \omega_{т2}}{\lambda_{ч}\rho D_{н}^5 \omega_{н2}^2 \omega_{н2}}.$$

Отсюда

$$\frac{\omega_{т1}}{\omega_{н1}} = \frac{\omega_{т2}}{\omega_{н2}}, \quad \omega_{т2} = \omega_{т1} \frac{\omega_{н2}}{\omega_{н1}} \quad \text{и} \quad i_2 = \frac{\omega_{т2}}{\omega_{н2}}.$$

Аналогично определяются и другие моменты при изменении  $i$ .

Пересчет моментов на насосном колесе в зависимости от частоты вращения насосного вала производится по зависимости:

$$\frac{M_{н2}}{M_{н1}} = \left( \frac{\omega_{н2}}{\omega_{н1}} \right)^2, \quad \text{откуда} \quad M_{н2} = M_{н1} \left( \frac{\omega_{н2}}{\omega_{н1}} \right)^2.$$

КПД гидротрансформатора

$$\eta = \frac{M_{т}}{M_{н}} i.$$

### 6.3 Расчет и построение внешней характеристики гидромфты

Момент, передаваемый в гидромфте потоком жидкости в связи с равенством  $M_{н}=M_{т}$ , может определяться по величине момента на любом из колес. Если для этой цели воспользоваться величиной момента на валу насосного колеса, то получим

$$M_{н} = \rho Q (r_{2н} c_{2иn} - r_{1н} c_{1иn}).$$

Из треугольников скоростей для насосного колеса гидромфты (см. рисунок 4.11) имеем:  $c_{2иn} = u_{2н}$ ,  $c_{1иn} = u_{2т}$ . Поэтому, выразив расход по формуле  $Q = F c_m$ , где  $F$  – сечение, нормальное к меридиональной скорости и  $c_m$  – меридиональная скорость, получим

$$M_{н} = \rho F c_m (r_{2н} u_{2н} - r_{1н} u_{2т}).$$

Для определения  $M$  по приведенной формуле нужно, задаваясь рядом значений частоты вращения вала турбинного колеса  $n_t$  при постоянном значении частоты вращения насосного вала, равной  $n_{н\text{ ном}}$ , определить  $i = n_t/n_n$  и затем рассчитать зависимость  $c_m = f(i)$ . При работе гидромуфты с небольшими скольжениями  $s$  это можно сделать с помощью зависимости (5.24). При больших значениях  $s$  зависимость  $M = f(i)$  может быть рассчитана по результатам испытания модели или пересчетом характеристики гидромуфты, принятой за прототип.

Момент, передаваемый гидромуфтой посредством дискового трения, определяется зависимостью

$$M_d = f_d \rho \left( \frac{D_a}{2} \right)^5 (\omega_n - \omega_t)^2,$$

где  $D_a$  – активный диаметр гидромуфты.

Полный момент, передаваемый гидромуфтой

$$M = M_n + M_d.$$

Откладывая значения  $M$  и  $\eta$  в функции от  $i$ , строят внешнюю характеристику гидромуфты (см. рисунок 3.2).

#### 6.4 Универсальная характеристика гидромуфты и ее построение

Универсальная характеристика гидромуфты – это графическая зависимость передаваемого момента от передаточного отношения при различной частоте вращения вала насосного колеса. Кроме того, на нее наносят также кривые зависимости передаваемого момента от частоты вращения вала турбинного колеса при  $\eta = i = \text{const}$  (рисунок 6.6). Она может быть получена либо в результате специальных испытаний, либо построена путем пересчета с внешней характеристики.

Пусть при передаточном отношении  $i_1$  момент, передаваемый гидромуфтой при частоте вращения вала насосного колеса  $\omega_{н1}$ , равен  $M_1$  и  $\eta = \eta_1$  (рисунок 6.7). Найдем момент, передаваемый гидромуфтой при частоте вращения вала насосного колеса  $\omega_{н2}$ .

Составляя соответствующие уравнения моментов, получим

$$M_1 = \lambda_m \rho D_a^5 \omega_{н1}^2$$

$$M_2 = \lambda_m \rho D_a^5 \omega_{н2}^2.$$

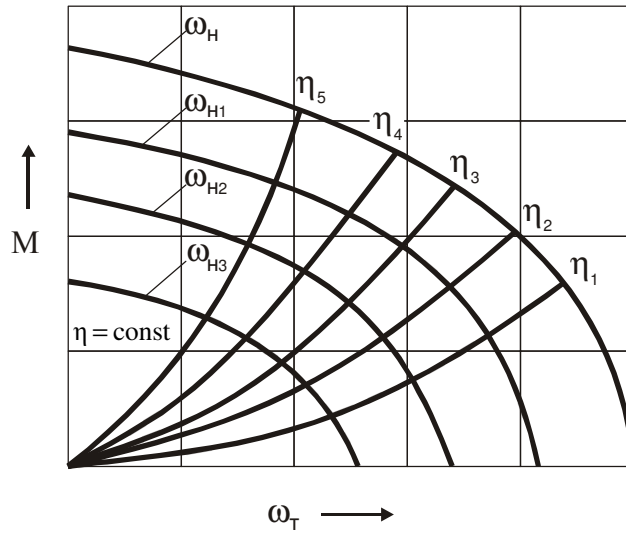


Рисунок 6.6 – Универсальная характеристика гидромuffты

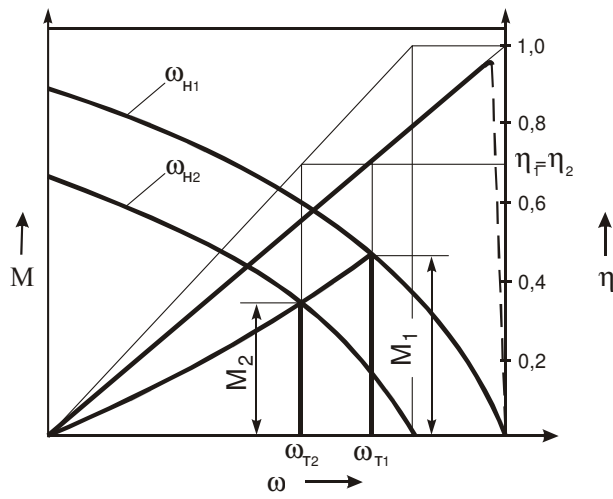


Рисунок 6.7 – Построение универсальной характеристики гидромuffты

Составляя отношение моментов и решая относительно  $M_2$ , получим

$$M_2 = M_1 \left( \frac{\omega_{н2}}{\omega_{н1}} \right)^2.$$

Передаточное отношение, соответствующее моменту  $M_2$  определяется из условия  $\eta_1 = \eta_2$ . Так как  $\eta_1 = \frac{\omega_{т1}}{\omega_{н1}}$ , а  $\eta_2 = \frac{\omega_{т2}}{\omega_{н2}}$ , то

$$\frac{\omega_{т1}}{\omega_{н1}} = \frac{\omega_{т2}}{\omega_{н2}}.$$

Отсюда находим

$$\omega_{т2} = \omega_{т1} \frac{\omega_{н2}}{\omega_{н1}}.$$

Найдем уравнение кривой  $M = f(n_t)$  при  $\eta = i = \text{const}$ .

Так как момент, передаваемый гидромуфтой  $M = \lambda_m \rho g D_a^5 \omega_n^2$ , то выразив в нем  $n_n$  через  $n_t$  и передаточное отношение ( $\omega_n = \frac{\omega_t}{i}$ ) при  $i = \text{const}$ , будем иметь

$$M = \lambda \rho g D_a^5 \left( \frac{\omega_t}{i} \right)^2 = C \omega_t^2,$$

где  $C$  – постоянный член уравнения.

Следовательно  $M = f(n_t)$  при  $i = \text{const}$  парабола, берущая начало в начале координат.

### 6.5 Тяговая характеристика гидромуфты и ее построение

Тяговой характеристикой гидромуфты называется графическая зависимость КПД и частоты вращения вала насосного колеса в зависимости от передаточного отношения при моменте, соответствующем моменту дизеля.

Построение тяговой характеристики производится путем соответствующего перестроения универсальной характеристики. Для этого на универсальную характеристику гидромуфты наносится моментная характеристика дизеля с учетом способа соединения валов дизеля и гидромуфты. Они могут быть соединены непосредственно, либо через повышающую передачу. В последнем случае моментная характеристика дизеля наносится с уче-

том передаточного отношения повышающего редуктора и его КПД. Точки пересечения построенной таким образом моментной характеристики дизеля с кривыми передаваемых моментов гидромуфты и определяют искомые параметры для построения тяговой характеристики.

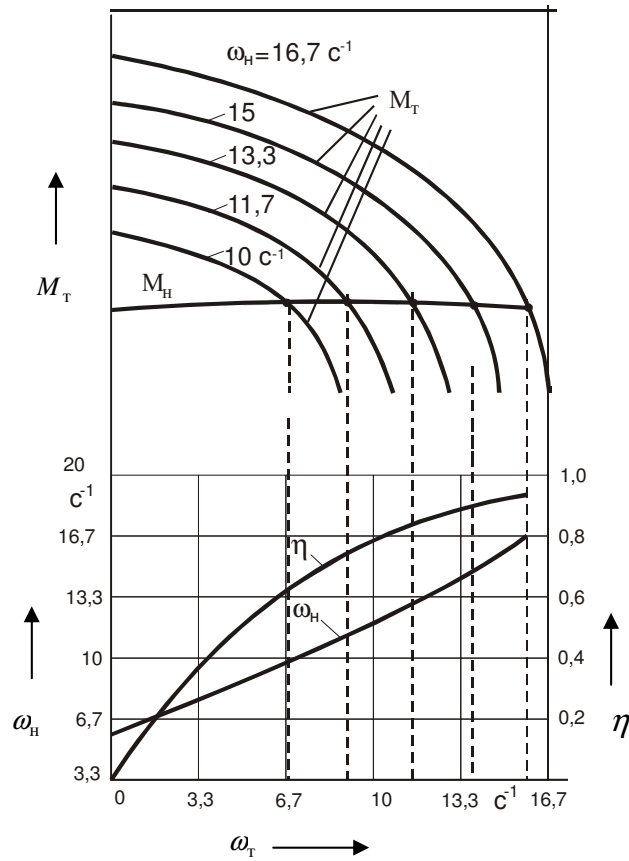


Рисунок 6.8 – Построение тяговой характеристики гидромуфты

Пусть 1, 2, 3, 4, и 5 (рисунок 6.8) – точки пересечения кривых моментов дизеля и гидромуфты. В каждой из этих точек частоты вращения вала насосного колеса известна. Поэтому снеся их на тяговую характеристику гидромуфты получим искомую кривую  $\omega_H = f(i)$ . Частота вращения вала турбинного колеса в этих же точках определяется соответствующими значениями  $i$

и  $\omega_n$ . Очевидно, что  $\omega_t = \omega_n i$ . КПД гидромурфты, если известны значения  $\omega_t$  и  $\omega_n$  определяется по формуле

$$\eta = \frac{\omega_t}{\omega_n}.$$

Значение  $\eta$  может быть определено также графическим построением, как показано на рисунке 6.8.

### 6.6 Приведенные характеристики гидромурфт и гидротрансформаторов

Если имеется несколько гидроаппаратов (гидромурфт либо гидротрансформаторов) подобных друг другу, но отличающихся по размерам, то для них можно построить общую характеристику, которая называется приведенной, либо безразмерной.

Построение приведенных характеристик основывается на зависимостях, выражающих передаваемый момент, либо мощность с помощью соответствующих коэффициентов: момента  $\lambda_m$ , либо мощности  $A(\lambda_N)$ .

Для гидромурфты передаваемый момент либо мощность с помощью указанных коэффициентов выражаются по формулам (4.38, 4.37):

$$M = \lambda_{m\rho} \omega_n^2 D_a^5; \quad N = A \cdot 10^{-6} \omega_n^3 D_a^5 \quad \text{или} \quad \text{обозначая} \quad A \cdot 10^{-6} = \lambda_N \rho, \\ N = \lambda_N \omega_n^3 D_a^5.$$

Аналогичные зависимости для моментов на валах гидротрансформатора или же им мощности имеют вид:

$$M_n = \lambda_{mn\rho} \omega_n^2 D_a^5, \quad M_t = \lambda_{mt\rho} \omega_n^2 D_a^5; \quad N = A \cdot 10^{-6} \omega_n^3 D_a^5 \quad \text{или} \quad N = \lambda_N \omega_n^3 D_a^5,$$

где  $\lambda_{mn}$  и  $\lambda_{mt}$  – коэффициенты моментов соответственно на валах насосного и турбинного колес.

Из приведенных зависимостей следует, что как для гидромурфты, так и для гидротрансформатора

$$\lambda_{m\rho} = \frac{M}{\omega_n^2 D_a^5}; \quad \lambda_N \rho = \frac{N}{\omega_n^3 D_a^5},$$

где  $M$  или  $N$  – соответственно момент или мощность, определяемые по размерной характеристике гидроаппарта.

Коэффициент  $\lambda_{m\rho}$  ( $\lambda_N \rho$ ) тем больше его значение при данной частоте вращения, чем больше передаваемая мощность. Поэтому он называется также энергоемкостью.

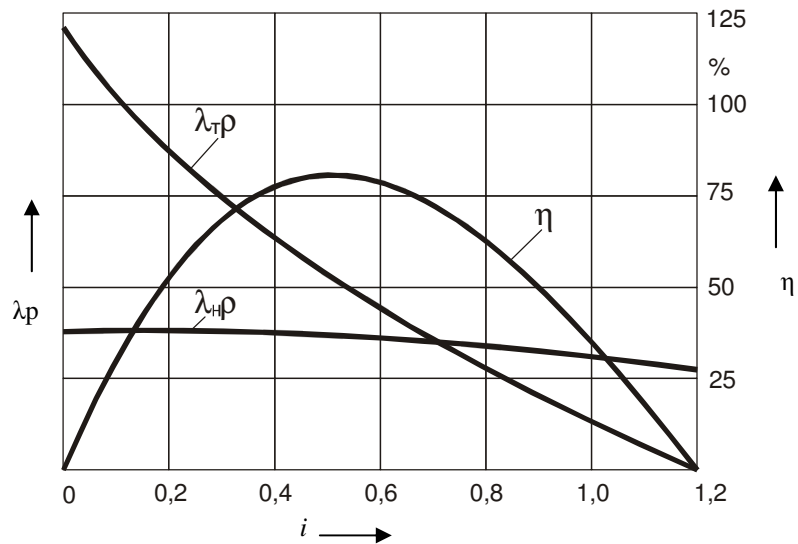


Рисунок 6.9 – Приведенная характеристика гидротрансформатора

Приведенная характеристика гидротрансформатора (рисунок 6.9) выражает зависимость  $\eta = f(i)$  и  $\lambda_{м\rho} = f(i)$  для каждого из колес (насосного и турбинного). Вместо кривой  $\lambda_{мт\rho} = f(i)$  на приведенной характеристике гидротрансформатора может быть изображена зависимость  $k = f(i)$ . В этом случае  $M_t = kM_n$ , где  $k$  – коэффициент трансформации момента. Для гидромолфты в связи с равенством  $M_n = M_t$  строится только одна кривая  $\lambda_{м\rho} = f(i)$ . Зависимость  $\eta = f(i)$  остается такой как и на размерной характеристике (рисунок 6.10).

Приведенные характеристики гидротрансформаторов, имеющих применение в гидропередачах тепловозов можно найти в [6]. На них приведены зависимости  $\lambda_{мн\rho}$  ( $\gamma\lambda$ ),  $k$  и КПД в функции от передаточного отношения  $i$ .

Пересчет параметров приведенной (безразмерной) характеристики в размерную для гидроаппарата, активный диаметр  $D_a$  которого известен, производится по формулам:

$$M_n = \lambda_{мн\rho} D_a^5 n_n^2 - \text{момент на насосном валу};$$

$$M_t = k M_n - \text{момент на турбинном валу};$$

$$\omega_t = i \omega_n - \text{частота вращения вала турбинного колеса};$$

$$\eta = \frac{M_T \omega_T}{M_H \omega_H} = ki - \text{КПД гидроаппарата.}$$

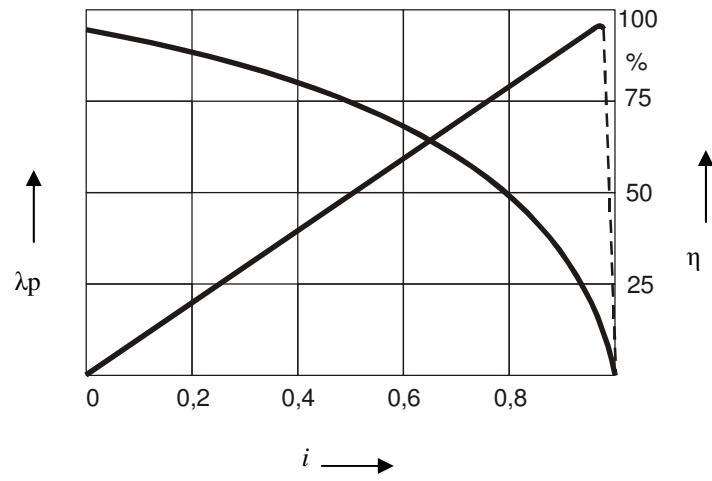


Рисунок 6.10 – Приведенная характеристика гидромолты



## 7. КОНСТРУКЦИИ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ И ГИДРОМУФТ

### 7.1 Одноступенчатые гидротрансформаторы

Основные данные по одноступенчатым гидротрансформаторам, выпускающимся в Российской Федерации (ранее в СССР) и странах Западной Европы приведены в таблице 7.1.

Таблица 7.1 – **Параметры одноступенчатых гидротрансформаторов**

Гидротрансформаторы	Расчетное передаточное отношение $i_p$	Энергоемкость $\lambda p g 10^4$	Максимальный КПД	Диапазон экономичной работы при $\eta \geq 0,8$	Коэффициент трансформации на стоповом режиме, $k_{ст}$	Коэффициент трансформации при $i_p$	Число рабочих колес
<b>Российские</b>							
ТП 1000	0,65	10,8	0,87	2,1	3,4	1,4	4
ТП 1000М	0,65	10,8	0,89	2,23	3,2	1,45	3
ТО 45	0,45	6,35	0,83	2,25	6,4	2,1	3
ТО 4	0,45	5,6	0,86	2,25	6,4	1,75	3
ТО 9	0,95	18,4	0,875	2,0	-	1,0	3
Т 911	0,9	16,2	0,87	2,0	-	1,0	3
ТГМ 1	0,4	4,2	0,76	1,8	4,4	1,94	3
ГТК II	0,65	15	0,875	2,25	4,2	1,25	3
<b>Западноевропейские</b>							
L 22	0,4	4,5	0,78	1,85	4,4	1,94	3
L 24	0,76	5,6	0,845	1,15	2,0	1,1	4
L 26	0,67	5,92	0,868	1,92	2,75	1,35	4
L 33	0,65	6,0	0,86	2,3	4,0	1,6	3
L 2171	0,45	6,35	0,875	2,3	6,5	2,0	3
K 2541	0,55	9,2	0,875	2,64	4,6	1,98	3

Рассмотрим конструктивное устройство некоторых типов гидротрансформаторов, применяемых в тепловозных гидропередачах.

Гидротрансформатор ТП 1000 применяемый в унифицированной гидропередаче УГП 750/1200, на тепловозах Людиновского тепловозостроительного завода ТГМ 4 и ТГМ 6, представлен на рисунке 7.1.

Активный его диаметр – 642 мм. Общее число рабочих колес равно четырем. Из них: одно насосное 2, одно турбинное, крепящееся к диску 3, и два ряда лопаток 4, образующих реактор.

Насосное колесо изготавливается из стали. Лопатки также стальные, приварные. Приводится во вращение от ведущего вала 5.

Турбинное колесо центробежного типа. Лопатки стальные, смонтированы в ободу, прикрепленному к диску 3, который в свою очередь соединен с ведомым валом 1.

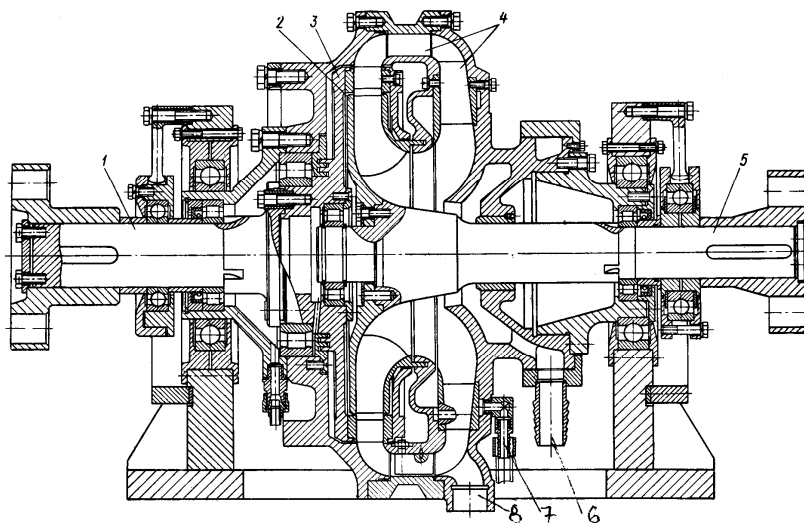


Рисунок 7.1 – Гидротрансформатор ТП1000:  
1 – ведомый вал; 2 – насосное колесо; 3 – диск; 4 – два ряда лопаток;  
5 – ведущий вал; 6,7,8 – патрубки

Колеса гидротрансформатора вместе с закрывающими их кожухами образуют рабочую полость, заполняемую во время работы рабочей жидкостью. Для этой цели предусмотрены специальные патрубки. В самой нижней части круга циркуляции располагается патрубок 8 для слива рабочей жидкости. Патрубок 6 предназначен для заполнения рабочей жидкостью. Между этими патрубками располагается еще один патрубок 7, служащий для непрерывного слива части рабочей жидкости с целью ее охлаждения.

Гидротрансформатор тепловоза ТГМ 1 представлен на рисунке 7.2. он имеет активный диаметр 510 мм. Состоит из насосного колеса 8, турбинного 5 и реактора 2.

Насосное колесо чугунное, лопатки пространственные. Привод колеса производится от ведущего вала 1. Соединение вала с колесом – шпоночное.

Турбинное колесо 5 центробежного типа. К ведомому валу 9 крепится с помощью диска 7. Материал – алюминиевый сплав. Последнее обусловлено необходимостью обеспечить требуемую прочность в связи с ростом частоты

его вращения при движении тепловоза с конструкционной скоростью на третьем гидроаппарате (гидромуфте).

Реактор 2 имеет пространственные лопатки, отливается из чугуна. Вместе с кожухом 4, насосным и турбинным колесами оно образует рабочую полость. Заполнение ее рабочей жидкостью производится через патрубок 10 и каналы 11. Слив – через патрубок в периферийной части круга циркуляции. Кроме того, предусмотрен также непрерывный слив части рабочей жидкости на охлаждение по двум каналам 3. Для предотвращения перетекания жидкости из области высокого давления в область низкого давления кромки насосного колеса и реактора перекрыты диском 6, который присоединяется к турбинному колесу и образует лабиринтное уплотнение.

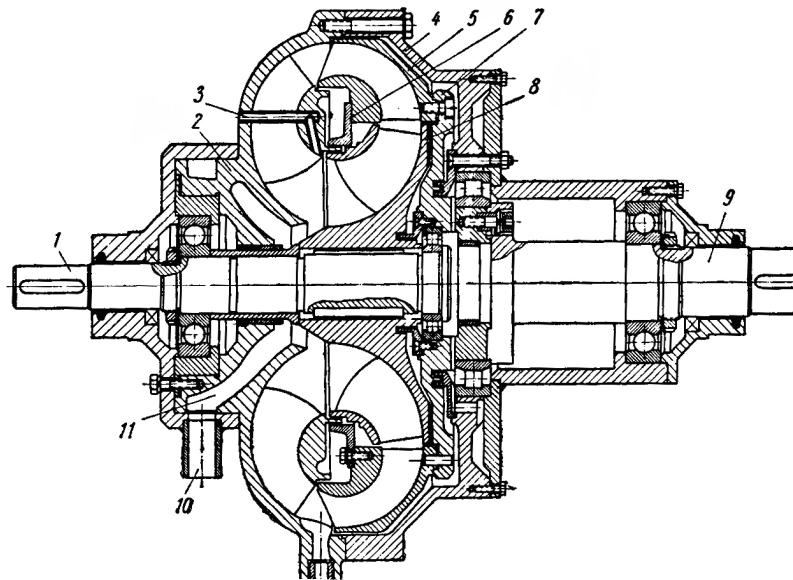


Рисунок 7.2 – Гидротрансформатор тепловоза ТГМ1:

1 – ведущий вал; 2 – реактор; 3, 11 – каналы; 4 – кожух; 5 – турбинное колесо;  
6, 7 – диски; 8 – насосное колесо; 9 – ведомый вал; 10 – патрубок

Гидротрансформатор зарубежного производства фирма Фойт L-26 представлен на рисунке 7.3. Он имеет активный диаметр  $D_a=455$  мм. Передаваемая им мощность равна 368 кВт (500 л.с.) при частоте вращения 2770 об/мин. Имеет четыре рабочих колеса. Насосное 9, турбинное 8, и два ряда лопаток реактора 5 и 4.

Насосное колесо 9 отлито из чугуна, лопатки на входе пространственные, установлено на ведущем валу 12.

Турбинное колесо стальное. Состоит из двух стальных дисков, между которыми крепятся лопатки аэродинамической формы изготавливаемые отдельно. Крепится колесо к диску 10, составляющему одно целое с полым ведомым валом 11. Реакторные лопатки первого ряда 5 залиты в кожух 6. Пространство между кожухами 3 и 6 образует рабочую полость. Заполнение ее рабочей жидкостью производится через канал 2, а отвод на охлаждение – через паз 1 и трубки реактора (на чертеже не показаны).

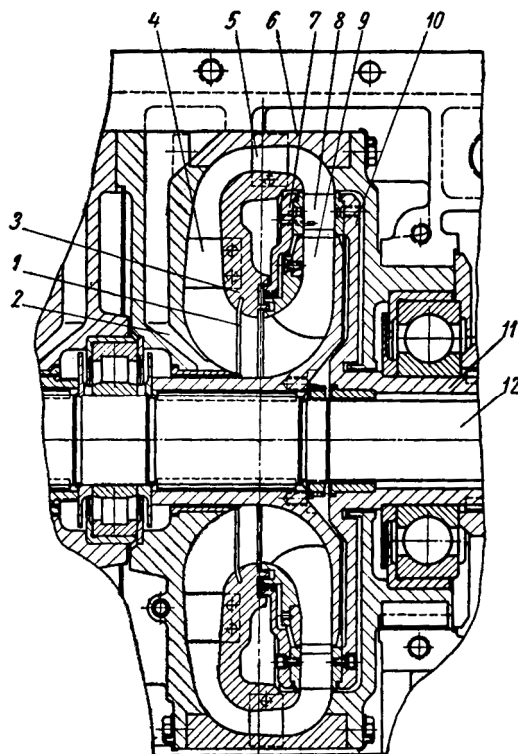


Рисунок 7.3 – Гидротрансформатор Фойт L -26  
1 – паз; 2 – канал; 3,6 – кожух; 4 – лопатки второго ряда; 5 – лопатки первого ряда;  
7,10 – диски; 8 – турбинное колесо; 9 – насосное колесо; 11 – полый вал

## 7.2 Многоступенчатые гидротрансформаторы

Основные данные многоступенчатых гидротрансформаторов приведены в таблице 7.2.

Таблица 7.2 – **Параметры многоступенчатых гидротрансформаторов**

Гидротрансформаторы	Расчетное передаточное отношение $i_p$	Энергоемкость $\lambda p g 10^4$	Максимальный КПД	Диапазон экономичной работы при $\eta \geq 0,8$	Коэффициент трансформации на стоповом режиме, $k_{ст}$	Коэффициент трансформации при $i_p$	Число рабочих колес
<b>Российские</b>							
ГПС-3	0,42	6,3	0,83	2,4	5,8	2,1	5
ГПС-5Г	0,35	4,4	0,82	1,52	7,3	2,3	5
ГПТ 0,35/10	0,34	11,4	0,814	2,44	6,51	2,3	5
T522-642	0,5	10,1	0,853	2,2	5,1	1,91	5
640-РН	0,125	7,1	0,8	1,0	18,2	7,1	9
X-20П	0,21	14,8	0,815	1,37	9	4	5
ВНИТИ	0,38	4,72	0,83	1,7	5,67	2,1	5
T521	0,45	7,8	0,815	1,71	7,15	1,75	4
<b>США и Англии</b>							
Двин-Диск 8800 (США)	0,44	5,1	0,82	1,5	4,3	1,92	6
Лисхольн-Смит (Англия)	0,45	5	0,85	1,43	5,5	1,9	6
Паккард (США)	0,45	11,8	0,88	2,45	2,5	1,9	4
Дженерал Моторс (США)	0,38	12,2	0,87	2,4	4,0	1,9	4

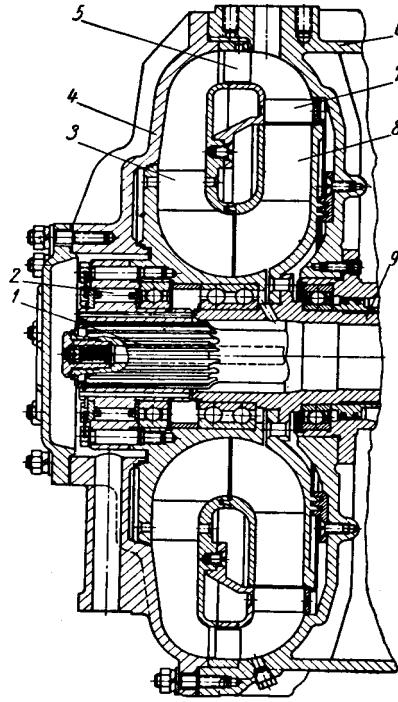


Рисунок 7.4 – Двухступенчатый гидротрансформатор НАМИ  
 1 – ведомый вал; 2 – муфта свободного хода; 3- турбинное колесо второй ступени;  
 4,6 –кожухи; 5 – лопатки реактора; 7 - турбинное колесо первой ступени;  
 8 – насосное колесо; 9 - ведущий вал

В качестве примера из советских многоступенчатых гидротрансформаторов рассмотрим двухступенчатый гидротрансформатор, спроектированный в НАМИ (рисунок 7.4)

Гидротрансформатор состоит из насосного колеса 8, двух турбинных колес (первой ступени 7 и второй ступени 3), лопаток реактора 5. Насосное колесо связано с ведущим валом 9, турбинные колеса связаны с ведомым валом 1 через муфту свободного хода 2. Корпус гидротрансформатора образован двумя кожухами 4 и 6, соединенных болтами. Лопатки реактора 5 прикреплены к кожуху 4 консольно.

Из зарубежных рассмотрим устройство трехступенчатого трансформатора Круппа (рисунок 7.5).

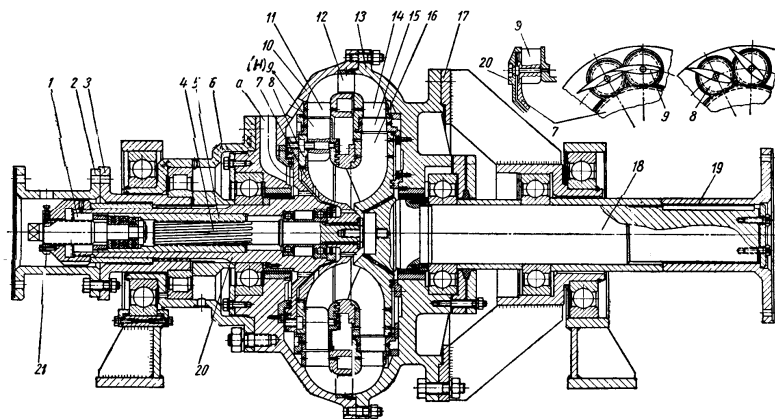


Рисунок 7.5 – Гидротрансформатор Круппа

1 – вал; 2,19 – полумуфта; 3,6,17 – втулка; 4 – регулировочный вал; 5 – полый вал; 7 – зубчатое колесо; 8 – круглые диски; 9 – поворотные лопатки; 10,13 – кожух; 11,14,16 – турбинное колесо; 12,15 – направляющий аппарат; 18 – вал турбинного колеса; 20 – вал насосного колеса; 21 – гайка

Гидротрансформатор имеет активный диаметр 524 мм. Состоит из насосного колеса 9, трех турбинных колес 11, 14 и 16 и реактора, состоящего из двух рядов лопаток 12 и 15. Насосное колесо установлено на ведущем валу 20. Турбинные колеса связаны с валом 18, оканчивающимся фланцем 19.

Насосное колесо имеет поворотные лопатки 9. Они установлены на цапфах, которые жестко закреплены в насосном колесе. С внутренней стороны лопаток на цапфы насажены круглые диски 8 с зубчатыми сегментами, которые сцеплены с зубчатым колесом 7, сидящим на регулировочном валу 4. В свою очередь регулировочный вал при помощи спиральных шлицев соединен с валом 5 насосного колеса. Регулировочный вал 4 при воздействии на него со стороны вала 1 получает осевое перемещение и при этом поворачивает зубчатое колесо 7 и связанные с ним поворотные лопатки. Этим самым обеспечивается высокий КПД гидротрансформатора в широком диапазоне режимов его работы.

Корпус гидротрансформатора образован кожухами 10 и 13. Они имеют болтовое соединение и образуют рабочую полость заполняемую через канал *a*. В нижней части корпуса имеются также отверстия для слива рабочей жидкости (на чертеже не показаны).

### 7.3 Комплексные гидротрансформаторы

Комплексный – это гидротрансформатор, у которого реактор установлен на муфте свободного хода. Устройство муфт свободного хода показано на рисунке 7.6.

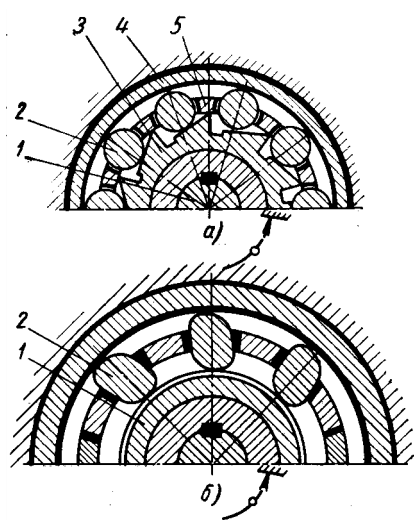


Рисунок 7.6 – Муфты свободного хода:  
а – роликовая; б – сухариковая

На рисунке 7.6 *a* показана муфта роликового типа. Наружное колесо ее 4 неподвижно соединено с корпусом. Вал 1 направляющего аппарата соединен со втулкой 3, имеющей наклонные поверхности. Между кольцом 4 и втулкой 3 помещены ролики 2, находящиеся в обойме 5. Если момент, действующий на вал 1 направлен по часовой стрелке, то реактор может вращаться относительно корпуса свободно и действия на поток жидкости оказывать не будет. Это соответствует работе гидротрансформаторов в режиме гидромуфты. При изменении знака момента, действующего на вал 1, возможность вращения реактора относительно корпуса исключается, и гидротрансформатор работает как редуктор.

Аналогичный принцип работы имеет и сухариковая муфта, показанная на рисунке 7.6 *б*. Здесь наклонные поверхности выполнены на сухариках 2, а втулка 1 выполнена цилиндрической. Вращению втулки 1 по часовой стрелке сухарики не препятствуют. Вращение ее в обратном направлении невозможно.



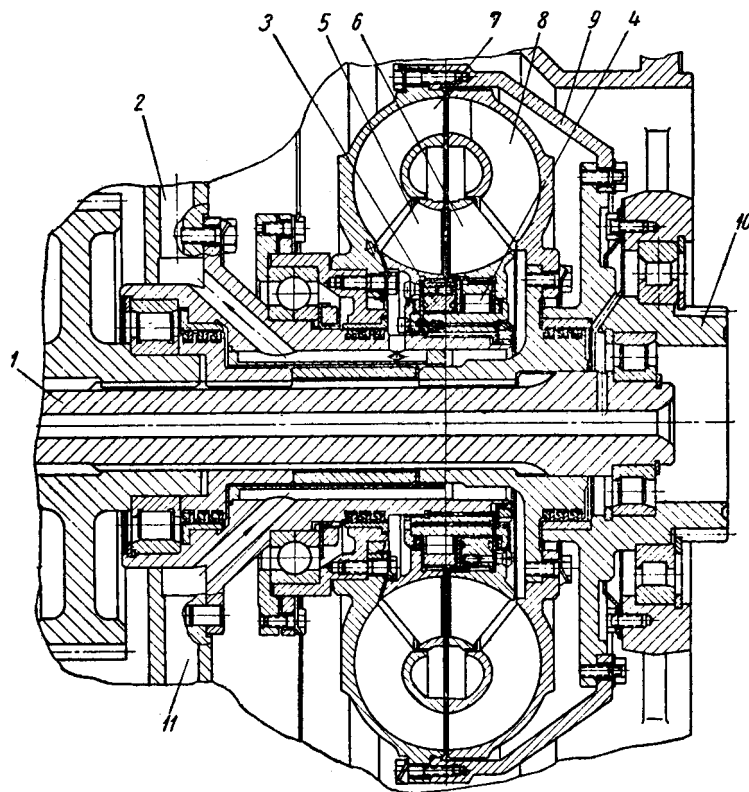


Рисунок 7.7 – Гидротрансформатор ГТК-I

1 – ведущий вал; 2,11 – каналы; 3,4 – механизмы свободного хода; 5,6 – направляющие аппараты; 7 – турбинное колесо; 8 – насосное колесо; 9 – кожух; 10 – ведомый вал

Рассмотрим устройство комплексных гидротрансформаторов ГТКК-I и ГТК-II, имеющих однотипную конструкцию и отличающихся в основном профилем лопаток турбинного колеса. Они применяются на тепловозах мощностью 110, 550 и 1100 кВт в двух секциях.

Гидротрансформатор ГТК-I (рисунок 7.7) имеет активный диаметр 466 мм. Состоит из насосного колеса 8 насаженного на ведущий вал 1, центробежного турбинного колеса, соединенного через кожух 9 с ведомым валом 10 и двух реакторных колес 5 и 6, соединенных с корпусом с помощью роликовых муфт свободного хода 3 и 4.

Наполнение гидротрансформатора рабочей жидкостью и слив ее производится соответственно по каналам 11 и 2.

## 7.4 Гидромуфты

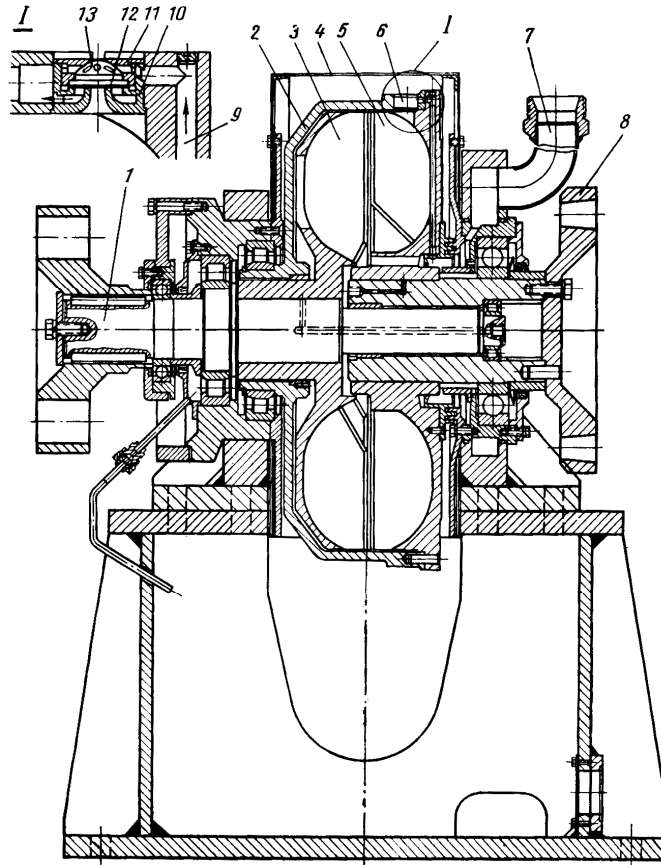


Рисунок 7.8 – Гидромуфта унифицированной гидропередачи:  
1 – вал; 2,4 – кожухи; 3 – насосное колесо; 5 – турбинное колесо; 6 – три клапана;  
7 – патрубок; 8 – ведомый вал; 9 – канал; 10 – корпус; 11 – крышки; 12 – мембрана;  
13 – отверстие

Гидромуфта унифицированной гидропередачи (рисунок 7.8) имеет активный диаметр  $D_a = 580$  мм. Она состоит из насосного колеса 3, насаженного на вал 1 и турбинного колеса 5, соединенного с одной стороны с кожухом 2, а с другой с ведомым валом 8. Все детали гидромуфты стальные.

Лопатки колес гидромуфты прямые радиальные. Насосное колесо имеет 45 лопаток, турбинное – 42.

Рабочая жидкость подается в гидромуфту по патрубку 7, а сливается на охлаждение в кожух 4 через два отверстия в кожухе 2. Быстрое опорожнение гидромуфты производится через три клапана 6, действующих автоматически.

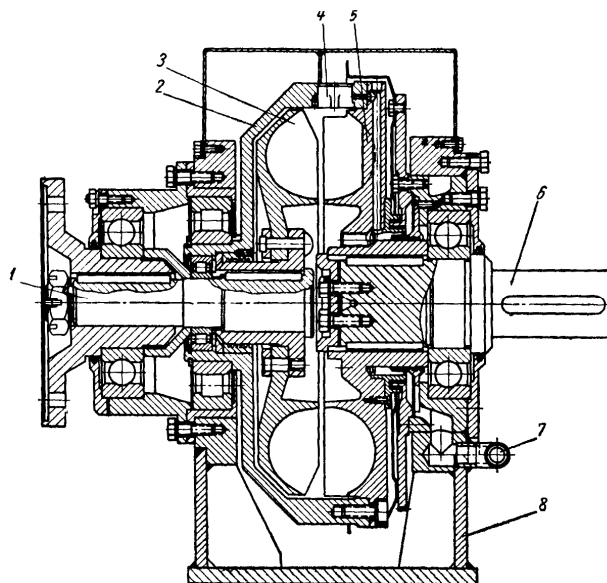


Рисунок 7.9 – Гидромуфта гидропередачи тепловоза МГ-1:

1 – ведомый вал; 2 – кожух; 3 – насосное колесо; 4 – автоматические клапаны;  
5 – турбинное колесо; 6 – вал; 7 – труба; 8 – корпус

Устройство клапана быстрого опорожнения показано на выноске I, он состоит из корпуса 10, крышки 11 и мембраны 12. Когда рабочая жидкость подается в гидромуфту, то одновременно по каналу 9 она попадает и к мембране 12, действуя на нее с двух сторон: со стороны крышки клапана и со стороны внутренней полости гидромуфты. Но так как площадь клапана со стороны крышки больше, чем со стороны полости гидромуфты, то мембрана 12 прижимается к седлу клапана 6 и перекрывает канал слива. Если подача жидкости в гидромуфту прекращается, то из радиального канала 9 рабочая жидкость сливается через постоянно открытое отверстие 13, мембрана под действием центробежных сил и сил давления рабочей жидкости из полости гидромуфты отбрасывается к крышке клапана и каналы слива всех

трех клапанов открываются. Рабочая полость гидромолоты быстро опорожняется от рабочей жидкости.

Гидромолот тепловоза МГ-1 (рисунок 7.9) имеет активный диаметр  $D_a=350$  мм, передаваемая мощность – 179 кВт (200 л.с.). Она состоит из насосного колеса 3 и турбинного 5. Насосное колесо насажено на ведомый вал 1, а турбинное связано с валом 6 и кожухом 2.

Подача рабочей жидкости в гидромолот производится по трубе 7, а быстрое опорожнение через автоматические клапаны 4, конструкции описанной выше. Для охлаждения рабочая жидкость сливается через два отверстия в кожухе 2.

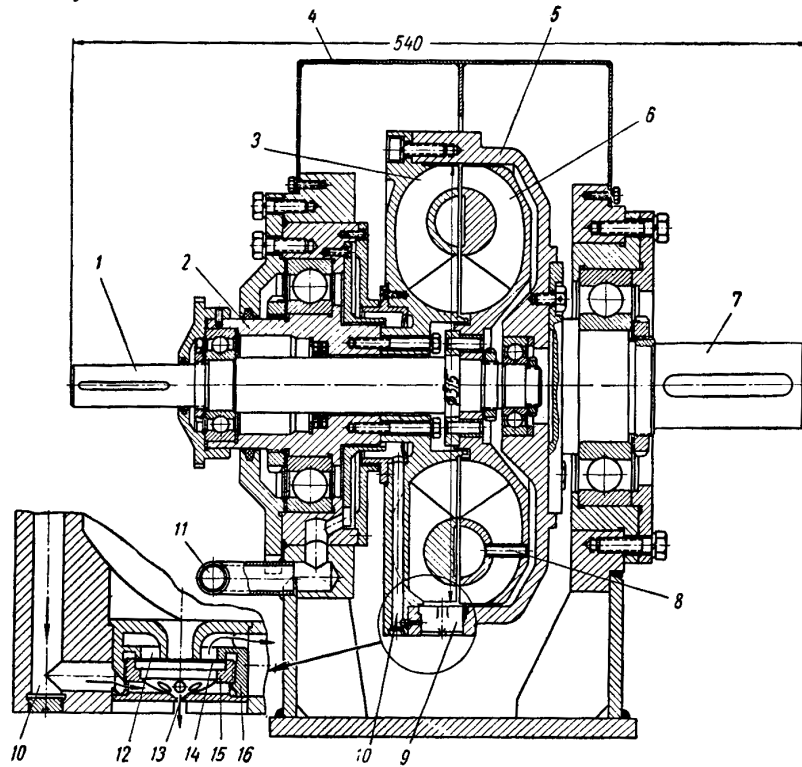


Рисунок 7.10 – Гидромолот фирмы Фойт:

- 1 – вал; 2 – втулка; 3 – турбинное колесо; 4,5 – кожух; 6 – насосное колесо;  
7 – ведомый вал; 8,11 – трубки; 9 – клапан опорожнения; 10 – радиальный канал;  
12 – клапан; 13 – отверстие; 14 – мембрана; 15 – крышка; 16 – корпус

Гидромолот смонтирован в корпусе 8. Колеса гидромолота без тора. Насосное отливо из алюминиевого сплава, турбинное колесо стальное. Ло-

патки прямые, радиальные. Число лопаток в насосном колесе 45, в турбинном 42.

Гидромуфта фирмы Фойт с тором показана на рисунке 7.10. Она имеет активный диаметр 315 мм и состоит из двух рабочих колес: насосного 6, связанного с ведущим валом 1, и турбинного 3, соединенного с одной стороны через кожух 5 с ведомым валом 7, а с другой стороны – со втулкой 2. Колеса выполнены с прямыми радиальными лопатками. Их число в насосном колесе равно 28, а в турбинном – 30.

Рабочая жидкость подается в муфту по трубе 11. Слив ее для охлаждения производится через два отверстия в кожухе 5 (на чертеже не показаны). Отвод воздуха из круга циркуляции производится через три трубки 8.

Быстрое опоражнивание гидромуфты производится через три автоматически действующих клапана 9, принцип действия которых такой же, как и в гидромуфте унифицированной гидропередачи.

## 8 РЕГУЛИРОВАНИЕ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ И ГИДРОМУФТ

### 8.1 Регулирование гидротрансформаторов

Под регулированием понимают изменение частоты вращения вала турбинного колеса или же развиваемого им крутящего момента.

Это может осуществляться следующими способами:

- а) изменением частоты вращения приводного двигателя;
- б) изменением наполнения рабочей полости;
- в) механическим воздействием на поток.

Рассмотрим каждый из этих способов.

Регулирование гидротрансформаторов изменением частоты вращения приводного двигателя возможно в том случае, если он регулируем по частоте вращения. Такой способ регулирования возможен на тепловозах и имеет здесь широкое применение.

С изменением частоты вращения вала приводного двигателя соответственно изменяется и частота вращения вала насосного колеса гидротрансформатора. Вместе с этим пропорционально квадрату частоты вращения вала насосного колеса изменяются и моменты на валах насосного и турбинного колес. Изменяется также и КПД, причем характер кривой КПД остается таким же как и при номинальной частоте вращения первичного двигателя, но смещается в сторону меньших передаточных отношений (см. рисунок 8.1).

При регулировании изменением наполнения, т.е. сливом части рабочей жидкости из объема круга циркуляции характер кривых моментов насосного и турбинного колес сохраняется таким же, как и при регулировании изменением частоты вращения первичного двигателя. Однако максимальное значение КПД при этом резко уменьшается. При сливе 20 % рабочей жидкости из объема круга циркуляции момент на валу турбинного колеса уменьшается до номинального значения на валу насосного колеса при  $n_1=0$ . Зависимость максимального значения КПД от частоты вращения вала турбинного колеса изменяется по параболическому закону (рисунок 8.1).

Регулирование изменением наполнения неэкономично и на тепловозах применяется только в гидроприводах вспомогательных механизмов.

Регулирование механическим воздействием на поток в круге циркуляции может производиться:

- а) поворотом лопаток в колесах гидротрансформатора;
- б) применением дроссельных заслонок.

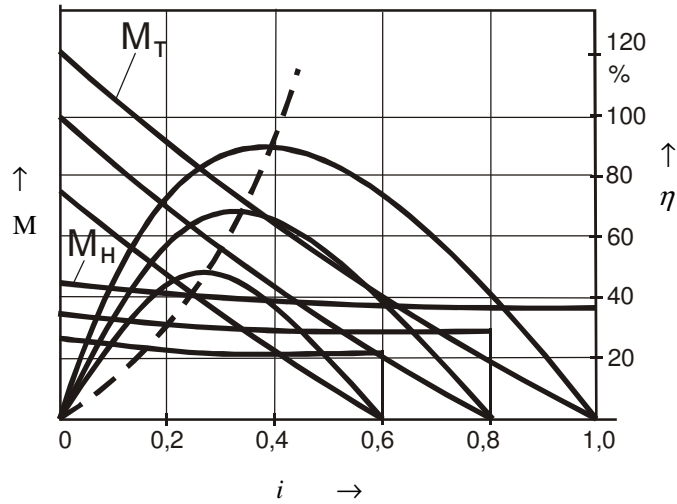


Рисунок 8.1 – Характеристика гидротрансформатора при регулировании изменением наполнения

Поворот лопаток может осуществляться в любом из колес гидротрансформатора. Однако в выполненных конструкциях поворотные лопатки имеют либо насосное колесо, либо реакторное.

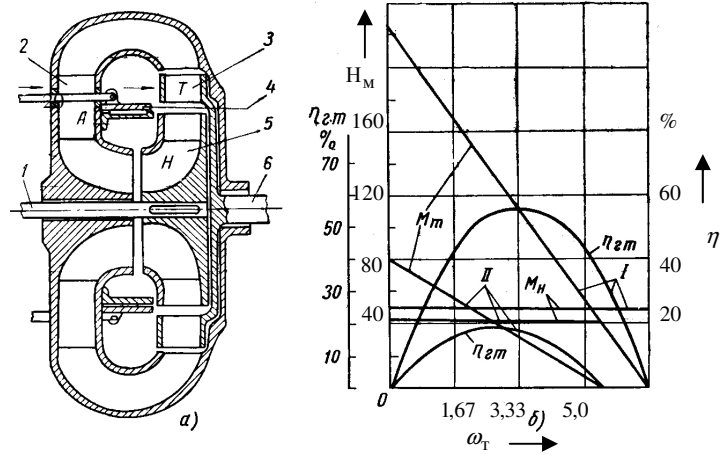


Рисунок 8.2 – Схема гидротрансформатора с регулированием заслонкой:  
1 – ведущий вал; 2 – реактор; 3 – турбинное колесо; 4 – круглая заслонка; 5 – насосное колесо; 6 – ведомый вал

Регулирование гидротрансформаторов поворотом лопаток в насосном колесе более экономично по сравнению с регулированием наполнения. Так при уменьшении передаваемой мощности до  $\frac{1}{2}$  от номинальной по первому из указанных способов КПД уменьшается на 12 % против уменьшения на 50 % при регулировании изменением наполнения.

Регулирование частоты вращения вала турбинного колеса при постоянной частоте вращения насосного колеса с помощью заслонок заключается в перекрытии потока жидкости заслонкой 4 при переходе ее из насосного колеса 5 в турбинное 3 (рисунок 8.2). Однако такой способ регулирования менее эффективен по сравнению с регулированием поворотом лопаток в насосном и реакторном колесах.

На тепловозах регулирование с помощью поворота лопаток в насосном колесе и дроссельных заслонок может применяться для переключения ступеней скорости гидропередач, состоящих из гидротрансформатора и коробки скоростей.

## 8.2 Регулирование гидромуфт

Перечисленные выше способы регулирования гидротрансформаторов (п. 8.1) остаются в силе и для гидромуфт.

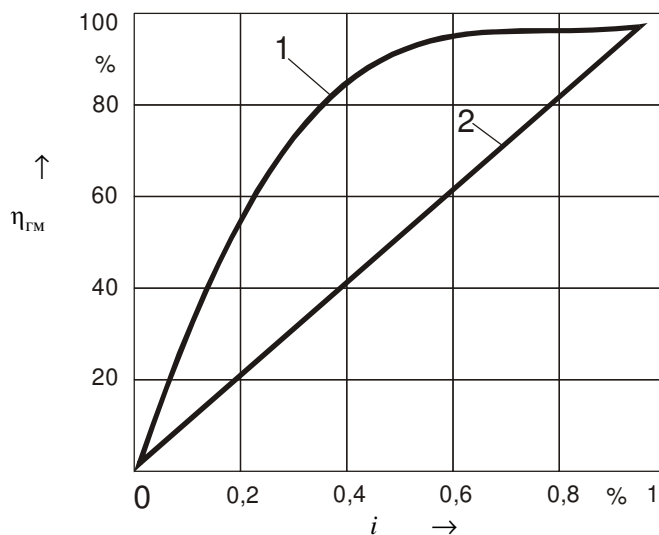


Рисунок 8.3 – Изменение КПД гидромуфты при регулировании:  
1 – изменением частоты вращения привоного двигателя; 2 – при постоянной частоте вращения вала насосного колеса



При регулировании изменением частоты вращения вала приводного двигателя момент, передаваемый гидромуфтой, изменяется прямо пропорционально квадрату частоты вращения вала насосного колеса. Изменяется также и КПД в сторону его снижения. Однако темп снижения при изменении частоты вращения приводного двигателя в возможных пределах (от 100 до 50 % от  $n_{ном}$ ) при этом сохраняется невысоким. Поэтому и снижение КПД оказывается несущественным (кривая 1 на рисунке 8.3).

При регулировании изменением наполнения частота вращения вала насосного колеса остается неизменной а КПД изменяется по зависимости  $\eta = \omega_T / \omega_H$ , т.е. находится в линейной зависимости от частоты вращения вала турбинного колеса (кривая 2 на рисунке 8.3).

Сравнение кривой 1, соответствующей регулированию изменением частоты вращения вала первичного двигателя с линией 2, характеризующей изменение КПД 2 при регулировании изменением наполнения, показывает, что первый из указанных способов регулирования имеет существенные преимущества перед вторым.

Этим и объясняется то, что на тепловозах регулирование гидромуфт изменением их наполнения не нашло применения.

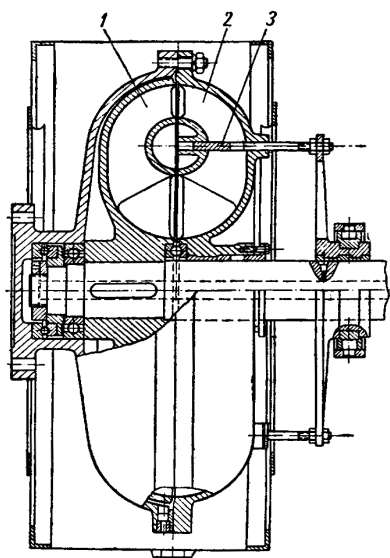


Рисунок 8.4 – Гидромуфта, регулируемая кольцевой заслонкой  
1 – насосное колесо; 2 – турбинное колесо; 3 – концевая заслонка

Регулирование механическим воздействием на поток может быть осуществлено либо с помощью выдвижной кольцевой заслонки (рисунок 8.4), либо с помощью лопаток специальной конструкции, которые в насосном колесе выполнены из неповоротной 1 и поворотной 2 частей (рисунок 8.5). В первом случае воздействие на поток достигается осевым перемещением концевой заслонки 3 и перекрытия таким путем канала между насосным колесом 1и турбинным 2. Во втором случае аналогичный результат достигается соответствующим вращением вокруг своих осей поворотных частей лопаток насосного колеса. Благодаря этому путь движению потока рабочей жидкости может быть полностью или частично перекрыт. Соответственно изменяется и величина передаваемой мощности.

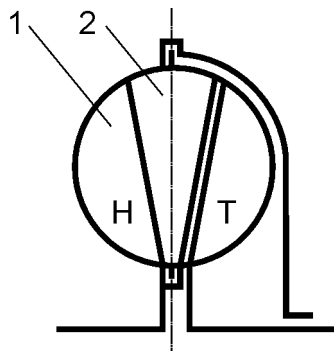


Рисунок 8.5 – схема гидромолты с поворотными полулопатками насосного колеса: 1 – неповоротная часть; 2 – поворотная часть

Способ регулирования механическим воздействием на поток более выгоден по сравнению с регулированием изменением наполнения, но уступает регулированию изменением частоты вращения вала насосного колеса (первичным двигателем). Может применяться в том случае, если первичный двигатель не регулируем по частоте вращения.

## 9 ГИДРОПЕРЕДАЧИ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ НА ТЕПЛОВОЗАХ

### 9.1 Классификация гидропередат

Передачи мощности тепловозов должны обеспечивать требуемую тяговую характеристику при возможно более высоком КПД на всем диапазоне скоростей их движения. Но как гидротрансформаторы, так и гидромуфты имеют высокий КПД только в сравнительно узком диапазоне передаточных чисел. Поэтому обеспечить высокие эксплуатационные качества на базе только одного гидроаппарата невозможно. В связи с этим гидропередачи выполняют не с одним, а с несколькими гидроаппаратами, или же с одним гидроаппаратом, чаще всего с гидротрансформатором, и механической коробкой скоростей.

Гидропередачи в зависимости от числа гидроаппартов, входящих в их состав, могут быть с одним, двумя или тремя кругами циркуляции.

В зависимости от способа передачи мощности на колеса тепловоза гидропередачи подразделяются на однопоточные, двухпоточные и смешанные.

В однопоточных передачах весь поток мощности передается на колеса тепловоза с помощью жидкости. При этом количество последовательно работающих гидроаппаратов может быть различным. В двухпоточных аппаратах часть мощности передается на колеса тепловоза с помощью жидкости, а часть – механическим путем.

Классификация гидропередат представлена на рисунке 9.1.

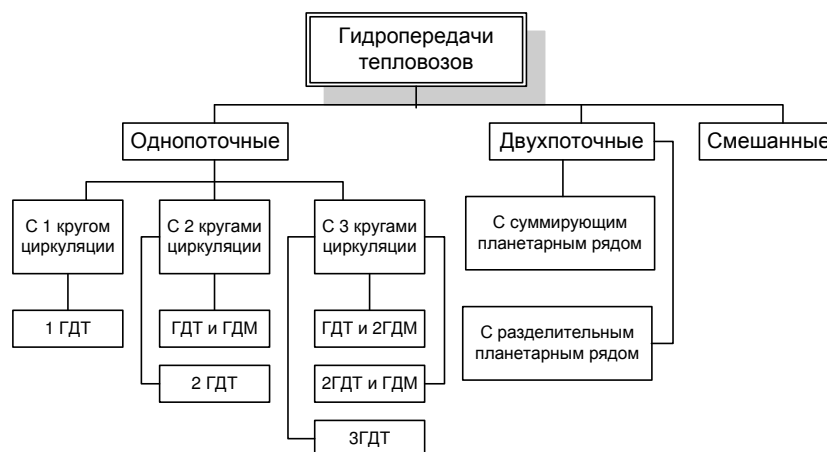


Рисунок 9.1 – Классификация гидропередат  
ГТР – гидротрансформатор; ГМ - гидромуфта

Схемы двухпоточных передач представлены на рисунке 9.2. Они могут быть выполнены с суммирующим планетарным рядом (рисунок 9.2 а), когда планетарный ряд установлен за гидравлическим аппаратом, и с разделительным планетарным рядом (рисунок 9.2 б), когда планетарный ряд установлен перед гидравлическим аппаратом.

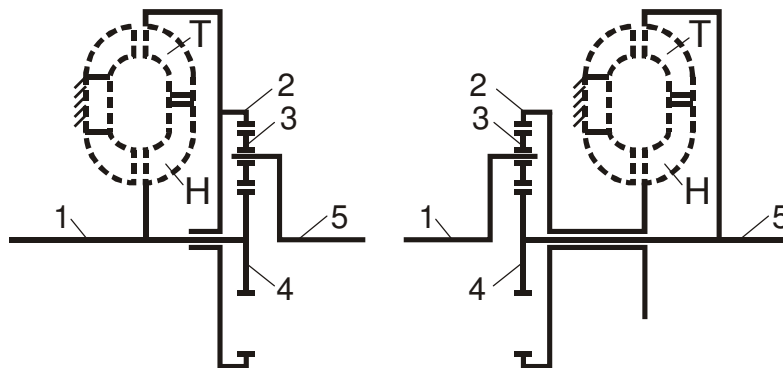


Рисунок 9.2 – Схемы двухпоточных гидромеханических передач:  
 а) с суммирующим планетарным рядом;  
 б) с разделительным планетарным рядом  
 1 – ведущий вал; 2 – коронное зубчатое колесо; 3 – сателлит;  
 4 – зубчатое (солнечное) колесо; 5 – ведомый вал

В схеме (рис.9.2,а) ведущий вал 1 соединен одновременно с насосным колесом гидротрансформатора и зубчатым (солнечным) колесом 4, которое в свою очередь находится в зацеплении с сателлитом 3. Турбинное колесо гидротрансформатора через коронное зубчатое колесо 2 также связано с сателлитом 3, а водило сателлита связано с ведомым валом 5. В результате на ведомом валу суммируется два потока мощности, один из которых передается гидравлическим путем через турбинное колесо гидротрансформатора, а другой путем через солнечное колесо 4.

В схеме (рис.9.2,б) ведущий вал 1 вращает водило сателлита 3 от которого часть потока мощности передается механическим путем через солнечное колесо 4 на ведомый вал 5 и часть потока мощности передается на этот же вал гидравлическим путем через гидротрансформатор.

Кроме описанных, существует и ряд других двухпоточных схем всего может быть 12 схем. Однако они широкого распространения не получили, ввиду ряда присущих им недостатков: а) не обеспечивают полное использование мощности дизеля; б) имеют жесткую связь с колесами тепловоза; в) содержат в своем составе планетарный редуктор, изготовление которого на большие мощности сопряжено с определенными трудностями.

Смешанные передачи – это передачи, у которых при разгоне и небольших скоростях передача мощности осуществляется гидравлическим путем (через гидротрансформатор или гидромфту), а при больших скоростях – через механическую коробку скоростей.

## **9.2 Гидропередача УГП 750/1200**

Предназначена для маневровых, промышленных и магистральных тепловозов от 550 до 880 кВт (750 – 1200 л.с.). Поэтому и называется унифицированной. Приспособление ее для передачи различных мощностей достигается соответствующим выбором передаточного отношения повышающей передачи.

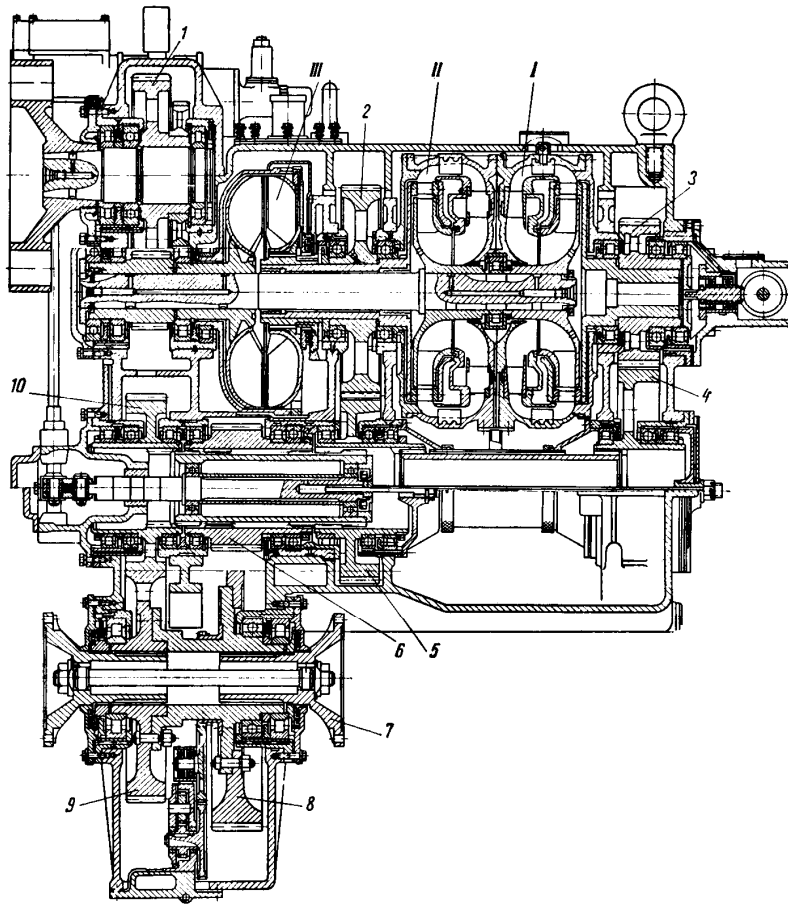


Рисунок 9.3 – Конструкция унифицированной гидропередачи  
 I – пусковой гидротрансформатор; II – маршевый гидротрансформатор; III – гидро-  
 муфта; 1 – 6, 8 – 10 – зубчатые колеса; 7 – раздаточный вал

Конструкция гидропередачи представлена на рисунке 9.3, а ее кинематическая схема на рисунке 9.4.

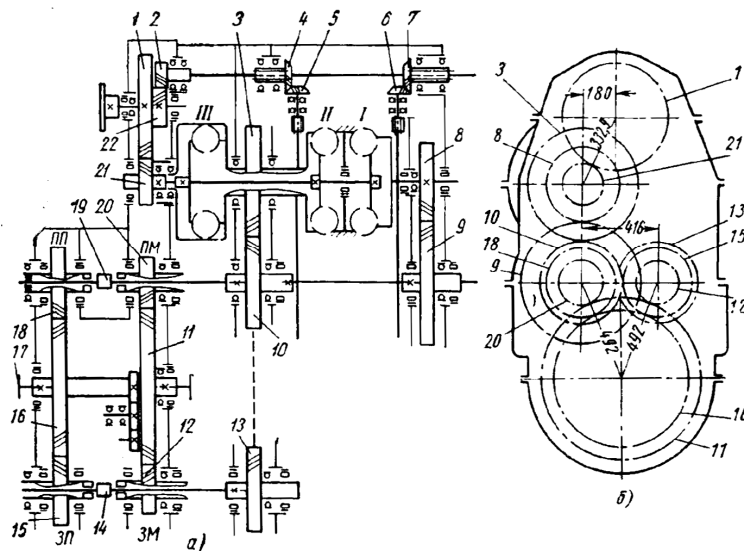


Рисунок 9.4 – Кинематическая схема унифицированной гидропередачи  
 а – гидропередача с режимной коробкой; б – схема соединения зубчатых колес  
 I – пусковой гидротрансформатор; II – маршевый гидротрансформатор; III – гидромуфта; 1-13,15,16,18,20-22 – зубчатые колеса; 14,19 – шлицевые валы реверса режимной коробки; 17 – раздаточный вал; ПП – передний ход поездного режима; ЗП – задний ход поездного режима; ЗМ – задний ход маневрового режима; ПМ – передний ход маневрового режима

Гидропередача состоит из пускового гидротрансформатора I, маршевого гидротрансформатора II и гидромуфты III. Насосные колеса всех трех гидротрансформаторов установлены на одном ведомом валу, называемом главным, который получает вращения от дизеля через зубчатые колеса 1 и 21 (см. рисунок 9.4). Турбинные колеса гидроаппаратов через пары зубчатых колес 8 ( $z = 35$ ) и 9 ( $z = 58$ ) или 3 ( $z = 52$ ) и 10 ( $z = 46$ ) приводят во вращение вторичный вал, который в свою очередь через раверс-режимную коробку приводит во вращение раздаточный вал 17.

При работающем дизеле и незаполненных рабочей жидкостью гидроаппаратах тепловоз движения не имеет. Включение того или иного гидроаппарата в работу осуществляется путем заполнения его рабочей жидкостью. Трогание с места и движение его на малых скоростях осуществляется на ГТР I. По мере дальнейшего увеличения скорости движение тепловоза

обеспечивается включением в работу сначала ГТР II а за тем гидромурфты ГМ III.

Режим движения тепловоза (поездной или маневровой), а также направление движения (вперед или назад) обеспечивается с помощью кулачковых муфт 14 и 19. Они имеют шлицевое соединение с валами на которых установлены и поэтому могут перемещаться в осевом направлении. В то же время зубчатые колеса 18, 20, 12 и 15 установлены на валах свободно. Для включения переднего поездного режима (ПП) муфта 19 соединяется с зубчатым колесом 18, а для включения переднего маневрового (ПМ) – с зубчатым колесом 20. Задний поездной (ЗП) и задний маневровой (ЗМ) режимы устанавливаются введением в зацепление кулачковой муфты 14 соответственно либо с зубчатым колесом 15, либо с колесом 12.

Вал отбора мощности для привода насосов, обслуживающих гидropередачу, производится во вращение от вала дизеля через зубчатые колеса 2 и 22 и от него через конические колеса 4 и 5 движение передается к валу питающего насоса, а через конические колеса 6 и 7 к валу откачивающего насоса.

Пусковой и маршевый гидротрансформаторы имеют одинаковую конструкцию и одинаковый активный диаметр  $D_a = 642$  мм, однако турбинные колёса передают вращение через зубчатые передачи с различным передаточным отношением. Реактор имеет два ряда лопаток. Турбинное колесо центробежного типа.

Гидромурфта имеет активный диаметр  $D_a = 580$  мм. Лопатки прямые, радиальные. Число лопаток в насосном колесе 45, в турбинном 42.

### 9.3 Гидropередача тепловоза ТГМ 1

Гидropередача предназначена для тепловозов мощностью 269–370 кВт (350–500 л. с.). На тепловозах ТГМ 1 передаваемая мощность – 294 кВт (400 л. с.).

Устройство передачи показано на рисунке 9.5.

Она состоит из гидрокоробки и реверс-режимной коробки, жестко соединенных между собой. В гидрокоробке размещается двухступенчатый гидротрансформатор 16 с активным диаметром  $D_a = 510$  мм и две гидромурфты: первая 14 и вторая 12. В реверс-режимной коробке располагаются зубчатые колеса 8, 9, 28 и 27.

Гидropередача работает следующим образом. От вала двигателя через упругую муфту 18 и повышающую пару зубчатых колес 17 и 19 получает вращение вал насосных колес 20. При работающем двигателе, но незаполненных рабочей жидкостью гидроаппаратах, тепловоз движения не имеет. При трогании с места и разгоне заполняется рабочей жидкостью сначала гидротрансформатор 16, а затем последовательно по мере разгона первая 14



и вторая 12 гидромуфты. При замедлении движения переключение гидроаппаратов происходит в обратном порядке. Передача крутящего момента от гидротрансформатора 16 и первой гидромуфты 14 к промежуточному валу 22 производится через зубчатые колеса 13 и 26, а от второй гидромуфты 12 – через зубчатые колеса 10 и 26. Заполнение-опорожнение гидроагрегатов рабочей жидкостью осуществляется автоматически с помощью вспомогательного питательного насоса 23, приводимого во вращение от дизеля.

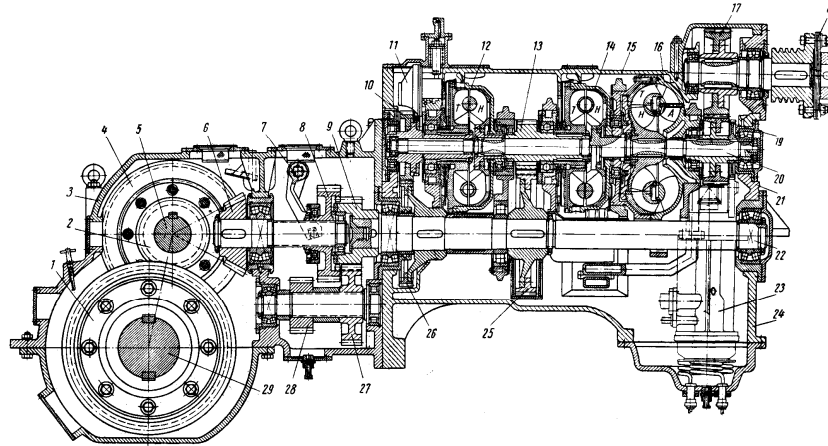


Рисунок 9.5 – Гидропередача тепловоза ТГМ1

1, 2, 4, 6, 8 – 10, 13, 17, 19, 25 – 28 – зубчатые колеса; 3, 15, 21 – корпус; 5, 22 – вал; 7 – рычаг; 11 – центробежный регулятор; 12, 14 – гидромуфты; 16 – гидротрансформатор; 18 – упругая муфта; 20 – вал насосных колес; 23 – питательный насос; 24 – картер; 29 – тяговый вал

Режим движения тепловоза (поездной или маневровой) задается с помощью зубчатых колес 8, 9, 27 и 28. В положении, показанном на рисунке 8 и 9, зубчатые колеса соединены между собой и поэтому движение от вала 22 передается без изменения частоты вращения к коническому зубчатому колесу 6 и от него на колеса тепловоза. Такой режим, при котором тепловоз развивает скорость 52 км/ч, называется поездным. Зубчатые колеса 17 и 28 при этом вращаются вхолостую. Для переключения на маневровый режим зубчатое колесо 8 с помощью рычага 7 разъединяется с колесом 9 и соединяется с зубчатым колесом 28. При этом движение от вала 22 передается коническому зубчатому колесу 6 и далее на колеса тепловоза через зубчатые колеса 9, 27, 28 и 8. Колеса тепловоза в этом случае вращаются в два раза медленнее.

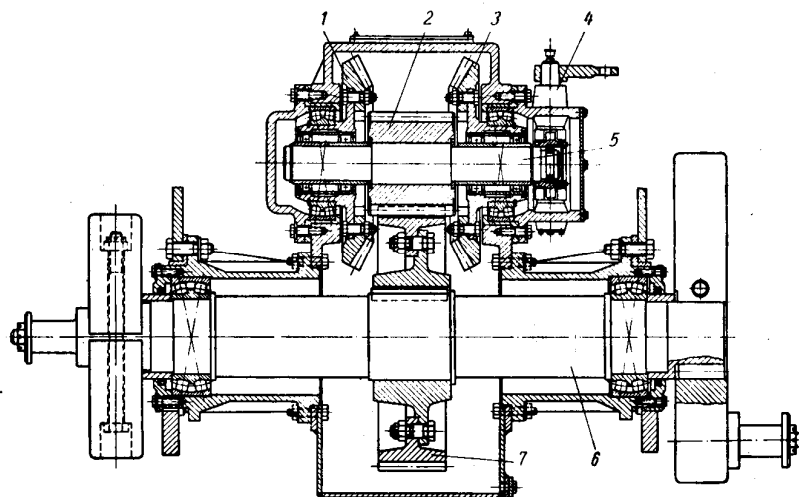


Рисунок 9.6 – Реверс гидропередачи тепловоза ТГМ1  
1,2,3,7 – зубчатые колеса; 4 – рычаг; 5 – вал; 6 – тяговый вал

Реверсивное устройство тепловоза (рисунок 9.6) состоит из двух конических зубчатых колес 1 и 3, свободно вращающихся в противоположных направлениях на валу 5. Последний, в свою очередь, через зубчатые колеса 2 и 7 связан с тяговым валом 6. Вал 5 вместе с насаженным на нем зубчатым колесом 2 может с помощью рычага 4 перемещаться в осевом направлении. В положении, показанном на рисунке, вал 5 находится в положении, при котором он ни соединен не с одним из зубчатых колес 1 или 3. Поэтому и передачи движения на вал 5 нет. При осевом перемещении вала 5 вместе с зубчатым колесом 2 последнее входит в зацепление с коническим колесом 1 либо 3. В зависимости, с каким из этих колес находится в зацеплении зубчатое колесо 2, тепловоз получает одно, либо другое направление движения.

#### 9.4 Гидропередача дизель-поезда ДР 1

Кинематическая схема гидропередачи показана на рисунке 9.7. Передаваемая мощность – 442 кВт (600 л. с.). Особенностью передачи является то, что все валы ее расположены в одной горизонтальной плоскости. Благодаря этому сокращаются размеры по вертикали и это создает возможность разместить силовую установку под вагоном поезда и увеличить, таким образом, его пассажировместимость.

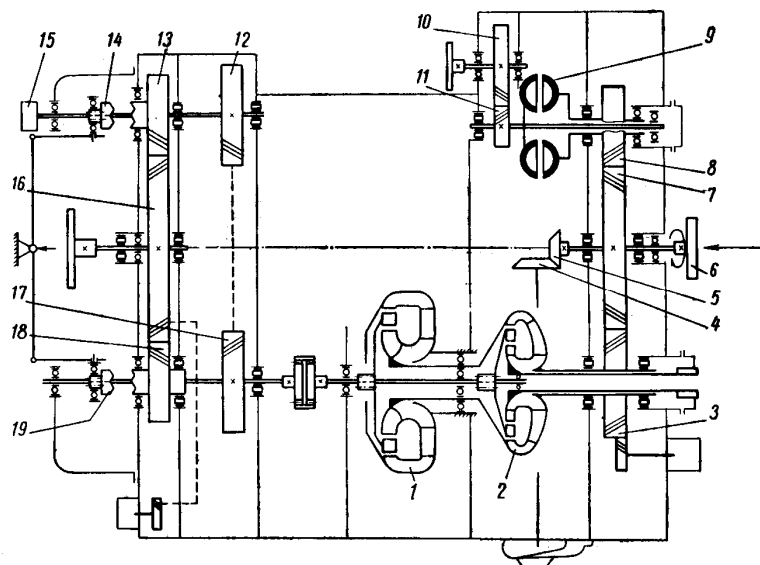


Рисунок 9.7 – Кинематическая схема гидропередачи дизель-поезда ДР1  
 1 – пусковой гидротрансформатор; 2 – маршевый гидротрансформатор; 3 – 5, 7, 8, 10 –  
 зубчатые колеса; 6 – зубчатая муфта; 9 – гидромуфта; 14, 19 – кулачковые  
 муфты; 15 – импульсный насос

По компоновке гидропередача разделяется на две основных части: собственно гидропередачу и понижающий редуктор. Гидравлическая часть состоит из пускового 1 и маршевого 2 гидротрансформаторов, вал насосных колес которых приводится во вращение от дизеля через повышающую пару зубчатых колес 7 и 3. Вал турбинных колес передает вращение через зубчатую муфту на промежуточные валы с помощью зубчатых колес 17 и 12. На этих же валах свободно установлены также зубчатые колеса 13 и 18.

Включение переднего либо заднего хода дизель-поезда производится с помощью кулачковых муфт 14 и 19, вращающихся вместе с валами, на которых они установлены. Так как эти валы вращаются во взаимно противоположных направлениях, то в зависимости от того какая из этих муфт включена, дизель-поезд получает то или иное направление движения. От одного из промежуточных валов приводится во вращение также и импульсный насос 15 системы автоматического регулирования.

Отбор мощности от вала дизеля для привода тормозного компрессора производится через зубчатые колеса 7 и 8, гидромуфту 9 и зубчатые колеса

10 и 11. Через конические зубчатые колеса 5 и 4 производится отбор мощности для привода вентилятора.

### 9.5 Гидропередача фирмы Фойт

Первые гидропередачи фирмой Фойт (Германия) были созданы в 1933 году. С тех пор фирма добилась значительных успехов в этой области. Ею создано большое количество локомотивных гидропередач с передаваемой мощностью от 110 до 3000 л.с. (80...2200 кВт).

Для обозначения гидропередач различных типов фирмой Фойт приняты следующие обозначения. Принадлежность передачи к тому или иному типу локомотива обозначается буквами: L – тепловозная, T – дизель-поезда. Цифры, следующие за буквенным обозначением имеют следующий смысл: первая цифра – число гидротрансформаторов, вторая – число гидромуфт, третья – величина активного диаметра круга циркуляции в мм, уменьшенная в 100 раз. Например, обозначение L 217 расшифровывается так: тепловозная гидропередача, состоящая из двух гидротрансформаторов и одной гидромуфты с активным диаметром круга циркуляции 700 мм. В настоящее время в гидропередачах активный диаметр указывается после буквы, обозначающей тип локомотива. Например, L 830 – тепловозная гидропередача с активным диаметром 800 мм и тремя гидротрансформаторами.

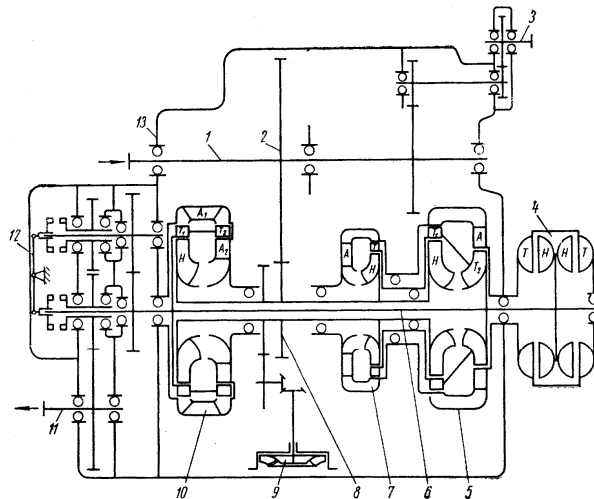


Рисунок 9.8 – Кинематическая схема гидропередачи L830

1 – входной вал; 2,8 – зубчатые колеса; 3 – вал вспомогательного привода; 4 – тормозная гидромуфта; 5,7,10 – гидротрансформаторы; 6 – турбинный вал; 9 – питательный насос; 11 – выходной вал; 12 – рычаг реверса; 13 – корпус

Кинематическая схема гидропередачи L 830 показана на рисунке 9.8.

Она состоит из трех гидротрансформаторов: пускового 10, промежуточного 5 и маршевого 7, работающих на общий турбинный вал 6. Вращение насосных колес производится от вала 1 через ускорительную пару зубчатых колес 7 и 8. Реверс осуществляется с помощью кулачковых муфт, включение которых на передний либо задний ход производится с помощью рычага 12. Передача мощности на колеса тепловоза производится от раздаточного вала 11.

Особенностью передачи является то, что она может работать в режиме гидротормоза. Для этой цели в ней установлена специальная сдвоенная тормозная гидромуфта 4, получающая вращение от колес тепловоза.

Недостатком любых гидропередач является достаточно длительное до 6 секунд время реверсирования. Оно затрачивается на слив рабочей жидкости из выключаемого гидроаппарата и заполнение включаемого. Чтобы избавиться от этого недостатка, фирмой Фойт разработаны, и с начала 70-х годов прошлого столетия на тепловозах начали применяться гидрореверсивные передачи. В таких гидропередачах предусмотрено наличие гидротрансформаторов переднего хода и гидротрансформаторов заднего хода. Реверс в этом случае производится сливом рабочей жидкости из гидротрансформатора одного направления движения и заполнение ею гидротрансформатора противоположного направления движения. При этом наполняемый гидротрансформатор работает как гидротормоз, что способствует быстрой остановке тепловоза и затем немедленное начало движения его в противоположном направлении. Благодаря этому сокращается время реверсирования и уменьшается износ тормозных колодок и колес локомотива.

### **9.6 Гидропередача Мекидро K184B**

Гидропередачи Мекидро появились в Германии в 1939 г. Они выпускаются нескольких типов. Обозначение их принято следующим. Например, в обозначении K184B буква K – начальная буква слова «силовая» (в немецком языке kraft), 18 – передаваемая мощность в л.с., уменьшенная в 100 раз; 4 – число передач; последняя буква – модификация (B – с тормозным гидроаппаратом).

Устройство гидропередачи показано на рисунке 9.9.

Гидропередача состоит из двух двухступенчатых гидротрансформаторов и четырехскоростной коробки передач. Для трогания тепловоза с места и движения на малых скоростях служит гидротрансформатор 7, на средних скоростях – гидротрансформатор 10.

Синхронизация частот вращения валов при включении механических ступеней скорости осуществляется при помощи гидромуфты 11. Она же используется и как гидротормоз при замедлении скорости движения тепло-

воза, поглощая энергию, соответствующую половине мощности дизеля. Если при торможении необходимо поглощать большую мощность, то применяют двойную гидромуфту 20.

Вращающий момент от дизеля передается к гидротрансформаторам через вал 2 и зубчатые колеса 8 и 9. После коробки скоростей мощность передается через зубчатые колеса 17 и 16 на выходной вал 15, имеющий два фланца.

Переключение зубчатых колес 1, 4, 6, 12, 14 и 19 в коробке скоростей производится с помощью кулачковых муфт 3, 5, 13 и 18.

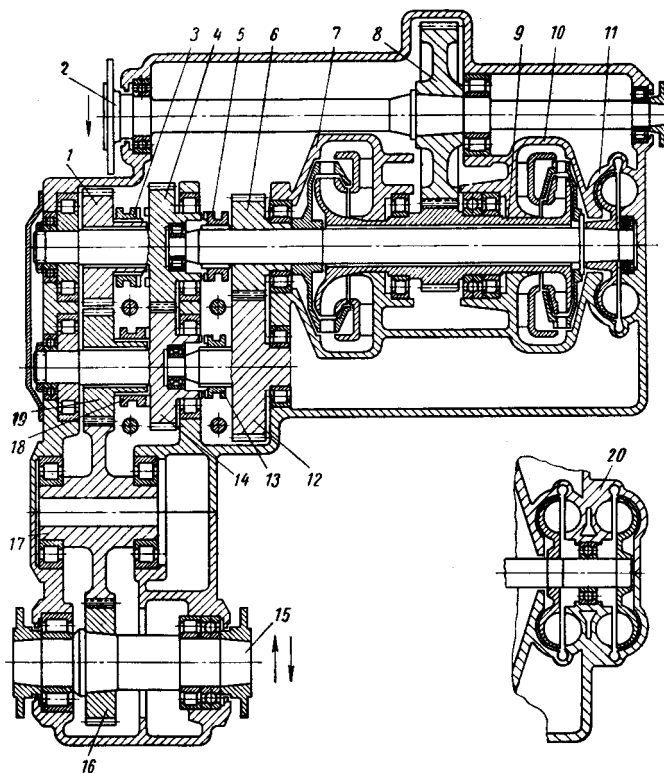


Рисунок 9.9 – Гидропередача Мекидро К184В  
 1,4,6,8,9,12,14,16,17,19 – зубчатые колёса; 2 – вал; 3,5,13,18 – кулачковые муфты;  
 7,10 – гидротрансформатор; 11 – гидромуфта; 15 – выходной вал;  
 20 – двойная гидромуфта

Тяговая характеристика и характеристика гидродинамического торможения передачи Мекидро K184В очень близки к идеальным гиперболическим, а КПД тепловоза в рабочем диапазоне скоростей составляет 83 %.

## 10 СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ (САР)

### 10.1 Назначение и выбор программы САР. Типы САР

Гидропередачи тепловозов содержат, как правило, не один гидроаппарат, а несколько. Это, как указывалось выше (п. 9.1), необходимо для обеспечения их возможно более высокого КПД. При движении тепловоза они включаются в работу в определенной последовательности и в определенных точках тяговой характеристики. Соответствующие переключения гидроаппаратов, называемые регулированием, могут производиться либо вручную, либо автоматическими средствами. Так как в последнем случае достигается не только более качественное регулирование, но и улучшаются условия труда, то все тепловозы оборудуются той или иной САР.

Всегда желательно, чтобы гидропередача обладала наилучшими тяговыми и экономическими показателями на всем диапазоне скоростей движения тепловоза. Однако на пути к этому имеются и определенные трудности. Суть их заключается в том, что для большинства транспортных дизелей режим наибольшей касательной мощности не является и самым экономичным и, наоборот, передача, обладающая максимальной экономичностью, не обеспечивает получение наибольшей тяги. Поэтому идут обычно по пути удовлетворения одного из требований в ущерб другому и выбирают программу САР так, чтобы обеспечивалась либо высокая экономичность, либо наилучшие тяговые качества.

Выбор точек переключения с одного гидроаппарата на другой, либо по другому ступеней скорости, зависит также и от типа гидротрансформатора. Для непрозрачных гидротрансформаторов в точках пересечения кривых силы тяги двух смежных ступеней скорости одинаковы и КПД. Поэтому оптимальная характеристика переключения ступеней скорости представляется квадратичной параболой. У прозрачных гидротрансформаторов в стыках двух смежных ступеней скорости КПД неодинаковы.

График, характеризующий зависимость силы тяги тепловоза с прозрачным гидротрансформатором от скорости его движения показан на рисунке 10.1. Из графика видно, что на режиме номинальной мощности (кривые 3-3 и 3'-3') наибольшая сила тяги имеет место при переключении ступеней скорости в точке А. На режимах частичных мощностей (кривые 1-1, 1'-1', 2-2, 2'-2') лучшие тяговые качества тепловоз имеет при переключении ступеней скорости в точках Б и В. Однако переключение передач в этих точках при переходе с низших ступеней скорости на высшие сопровождается падением КПД, величина которого определяется разностью ординат соответствующих кривых КПД. Но если переключение передач при переходе с низших ступеней скорости на высшие производится в точках А<sub>2</sub>, Б<sub>2</sub>, В<sub>2</sub>, а при переходе с высших на низшие – в точках А<sub>1</sub>, Б<sub>1</sub>, В<sub>1</sub>, то КПД тепловоза в точках пере-



ключения передач не изменяется. Сила тяги тепловоза в этом случае изменяется все же скачкообразно, но она значительно меньше, если бы переключение передач производилось при постоянной скорости, т.е. в точках  $A_3, B_3, B_3$  на пересечении линии постоянной скорости  $AA_2$  с соответствующими кривыми силы тяги на различных ступенях скорости. Наряду с этим при таких переключениях имеют место и значительные провалы КПД.

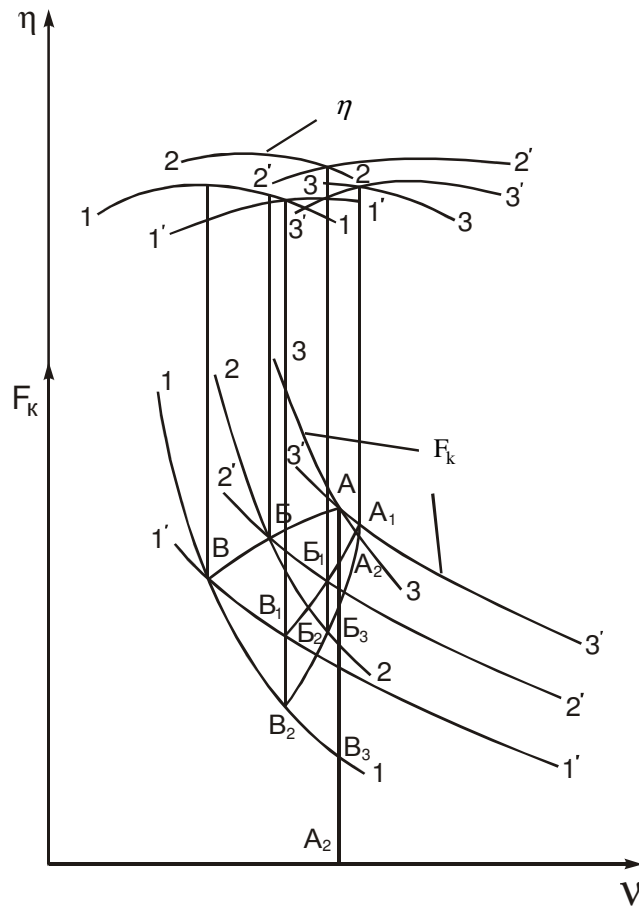


Рисунок 10.1 – Характеристика переключения передач  
 кривые 1-1, 1'-1', 2-2, 2'-2' – режим частичной мощности  
 кривые 3-3 и 3'-3' – режим номинальной мощности

Отсюда следует, что САР, осуществляющая переключение передач в зависимости только от скорости движения тепловоза не обеспечивает удовлетворительной его тяговой характеристики.

САР должна производить переключение передач в определенных точках тяговой характеристики. Поэтому в качестве сигнала для их переключения целесообразно было бы использовать величину силы тяги или тоже, что момента, передаваемого на колеса тепловоза. Однако изготовление датчиков вращающих моментов представляет собой сложную задачу. В связи с этим современные САР осуществляют переключение передач по сигналам (импульсам), косвенно характеризующим силу тягу тепловоза.

В зависимости от количества сигналов, используемых для выработки команды на переключение передач САР подразделяются на одноимпульсные и двухимпульсные.

В зависимости от типа чувствительных элементов различают САР: гидравлические, электрические и механические.

Кроме того, имеются еще и комбинированные системы автоматики: гидромеханические и электрогидравлические.

Одноимпульсные САР применялись в начальный период автоматизации. Они осуществляют переключение передач на всех мощностных режимах работы дизеля тепловоза при одной и той же скорости. Как указывалось выше, такие переключения сопровождаются провалами силы тяги и КПД.

Двухимпульсные САР осуществляют переключение передач от двух сигналов: частоты вращения вала дизеля и скорости движения тепловоза, или частоты вращения валов насосного и турбинного колес гидротрансформатора.

В качестве датчиков при устройстве САР используются обычно масляные насосы или механические регуляторы центробежного типа, в электрических – электрические машины (тахогенераторы) и другие аппараты.

## **10.2 Одноимпульсная гидромеханическая САР**

Типичная одноимпульсная САР гидромеханического типа, применяющаяся на тепловозах ТГМ 1 и ТГМ 23, показана на рисунке 10.2.

Переключение передач в ней осуществляется только от одного импульса – скорости движения тепловоза, а в качестве устройства, следящего за ней, используется центробежный регулятор 38, получающий вращение от зубчатых колес, связанных с колесами тепловоза.

Система работает следующим образом. При запуске двигателя вращение от его вала 9 через зубчатые колеса 10 и 11 повышающей передачи передается на главный вал гидropередачи 12, на котором установлены насосные колеса гидротрансформатора 8, первой гидромуфты 5 и второй гидромуфты 2. Одновременно через зубчатые колеса 13 и 14 приводится во вра-

щение центробежный питательный насос 23 и расположенный с ним на одном валу вихревой насос 22. Первым из этих насосов рабочая жидкость рабочая жидкость по трубопроводу 18 подается к золотниковой коробке 16 и от нее в холодильник 24 и на смазку зубчатых колес, а вторым (вихревым) рабочая жидкость по трубопроводу 27 через пластинчатый фильтр 40 подается в корпус центробежного регулятора. Но так как не один из гидроаппаратов при этом не заполнен рабочей жидкостью, тепловоз стоит на месте, хотя при нейтральном положении реверсивного устройства и возможно вращение ведомого вала за счет увлечения турбинных колес потоком воздуха, поступающего с лопаток турбинных колес (гидропередачу «ведет»).

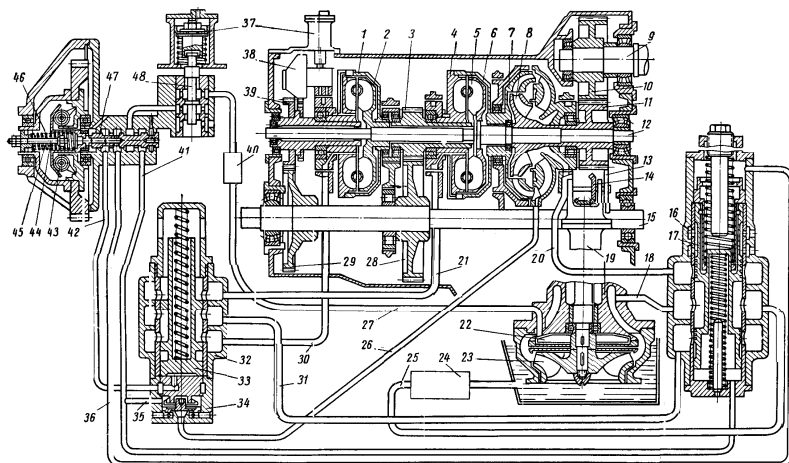


Рисунок 10.2 – Схема одноимпульсной САР

1,6,19 - корпус; 2,5 – гидромуфта; 3,10,11,13,14,28,29,39 – зубчатые колеса; 4,7 – турбинное колесо; 8 – насосное колесо; 9 – вал дизеля; 12 – главный вал; 15 – вал; 16,32 – золотниковая коробка; 17,33 – поршень; 18,20,21,25-27,30,31,36,41,42 – маслопровод; 22 – вихревой насос; 23 – центробежный питательный насос; 24 – холодильник; 37 – пневмоцилиндр; 38 – центробежный регулятор; 40 – пластинчатый фильтр; 43 – грузики; 44 – стержень; 45,46 – пружина; 47 – золотник; 48 – шток

Для трогания с места необходимо включить гидропередачу с поста управления нажатием кнопки «Гидропередача». При этом включается электропневматический вентиль и пропускает воздух в пневмоцилиндр 37, связанный с плунжером 48 пускового золотника. Под давлением воздуха поршень гидроцилиндра и плунжер пускового золотника опускаются вниз, открывая этим самым доступ рабочей жидкости по трубопроводу 41 под поршень 17 золотниковой коробки гидротрансформатора 16 и одновременно по трубопроводу 35 под клапан 34 золотниковой коробки гидромуфт 32. В ре-

зультате этого поршень 17 золотниковой коробки 16 поднимается вверх и открывает доступ рабочей жидкости по трубопроводам 18 и 20 к гидротрансформатору 8, а клапаном 34 закрывается трубопровод 26, предназначенный для слива рабочей жидкости из гидротрансформатора. Последний, благодаря этому, заполняется рабочей жидкостью и включается в работу, передавая развиваемый им крутящий момент через турбинное колесо 4 первой гидромуфты и зубчатые колеса 3 и 28 на промежуточный вал 15. В результате тепловоз, в зависимости от положения реверсивного устройства получает движение в ту или иную стороны.

При достижении тепловозом скорости 10,7 км/ч на маневровом режиме и 21,4 км/ч на поездном режиме центробежные силы грузов регулятора преодолевают натяжение регулировочной пружины 46 сдвигают золотник регулятора до упора в стержень 44, поджимаемый пружиной 45. При этом трубопроводы 41 и 26 сообщаются с корпусом гидропередачи (атмосферой) и одновременно рабочая жидкость получает доступ по трубопроводу 36 в камеру над поршнем 17 и передвигает его вниз, а по трубопроводу 42 под поршнем 33 и поднимает его вверх. В результате этого гидротрансформатор через клапан 34 опорожняется, а гидромуфта 5 по трубопроводам 18, 31 и 21 заполняется рабочей жидкостью и включается в работу, передавая крутящий момент через ту же пару зубчатых колес, что и при работе на гидротрансформаторе, на промежуточный вал 15.

При достижении тепловозом скорости 18,5 км/ч на маневровом режиме и 37,6 км/ч на поездном режиме под действием расходящихся грузов плунжер регулятора сдвигается в крайнее левое положение и этим самым закрывает доступ рабочей жидкости в трубопроводы 41 и 42 и оставляет открытым доступ рабочей жидкости только по трубопроводу 36 в полость под поршнем 17, удерживая его в крайнем нижнем положении. Канал 42 при этом сообщается с атмосферой, поэтому давление под поршнем 33 падает и он под действием пружины опускается вниз, сообщая между собой трубопроводы 30 и 31. В результате рабочая жидкость получает доступ в гидромуфту 2 и она включается в работу. Момент, развиваемый ей передается на вал 15 через зубчатые колеса 39 и 29. Одновременно гидромуфта 5 через автоматически действующие клапана опорожняется.

При работе на второй гидромуфте тепловоз развивает скорость до 30 км/ч в маневровом режиме и до 60 км/ч в поездном.

Обратные переходы осуществляются также автоматически в порядке противоположном изложенному выше.

### **10.3 Двухимпульсная электрогидравлическая САР**

Двухимпульсная САР применяется в трехциркуляционной гидропередаче УГП 750/1200, двухциркуляционных УГП 750/2Т и УГП 400/201, ГДП

1000. Они осуществляют переключение передач при определенном состоянии двух параметров: частоты вращения выходного вала гидропередачи (скорости тепловоза) и частоты вращения вала дизеля. Блок управления сравнивает эти параметры и при определенном соотношении их выдает команду на то или иное переключение.

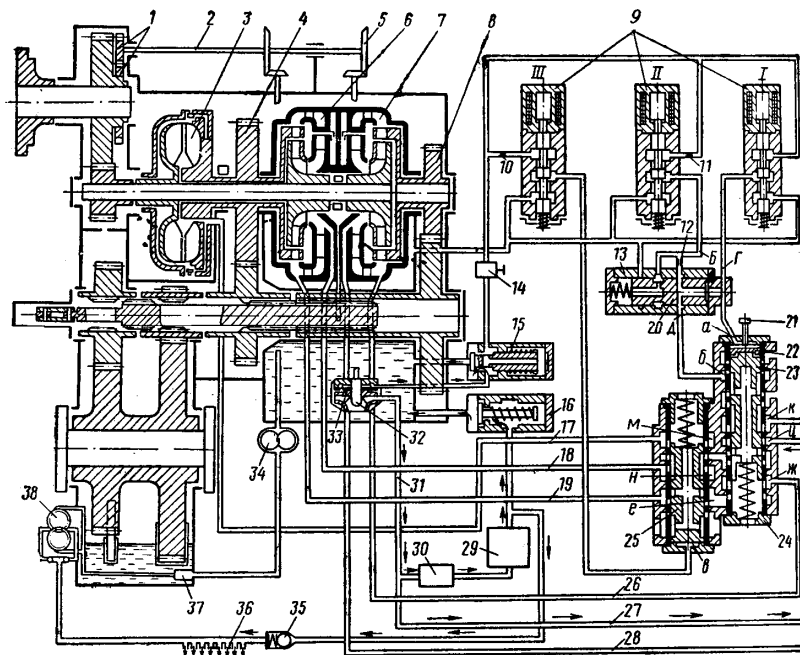


Рисунок 10.3 – Схема двухимпульсной электрогидравлической САР:

1 – зубчатая пара привода вала отбора мощности; 2 – вал отбора мощности; 3 – турбинное колесо гидромолоты; 4 – зубчатое колесо второй ступени передачи; 5 – ведущая шестерня привода питательного насоса; 6 – корпус ШГТР; 7 – корпус ПГТР; 8 – зубчатые колёса первой ступени передачи; 9 – золотники; 10, 11, 12 – жиклёры; 13 – золотник быстрого включения; 14 – щелевой фильтр; 15 – переливной клапан; 16 – подпорный клапан; 17, 18, 19 – каналы; 20, 23, 25 – золотники; 21 – шток поршня; 22 – поршень; 24 – корпус золотника; 26, 27, 28, 31 – каналы; 29 – теплообменник; 30 – фильтр; 32 – питательный насос; 33 – вихревой насос; 34 – маслооткачивающий насос; 35 – обратный клапан; 36 – подвод масла на смазку; 37 – фильтр; 38 – насос системы смазки

Схема САР гидропередачи УГП 750/1200 в нейтральном положении показана на рисунке 10.3. В гидравлическую часть ее входят: питательный

насос 32, вихревой насос управления 33, насос системы смазки при неработающем дизеле 38, маслоперекачивающий насос 34, золотниковая коробка с управляющими золотниками 23 и 25, клапан быстрого включения 13 с управляющим золотником 20, электрогидравлические вентили (ЭГВ) 9, фильтры 14, 30, 37, подпорный клапан 16, переливной клапан 15, обратный клапан 35, трубопроводы, масляные ванны (верхняя и нижняя). Электрическая часть состоит из задающего тахогенератора, вырабатывающего сигнал, пропорциональный скорости вращения выходного вала передачи (скорости движения тепловоза) и секционированного реостата (корректора), который корректирует напряжение тахогенератора пропорционально частоте вращения вала дизеля.

Рассмотрим принцип ее работы.

**Холостой ход.** При пуске дизеля приводятся во вращение два насоса: питательный 32 и расположенный с ним на одном валу вихревой 33. Питательный насос забирает рабочую жидкость из масляной ванны верхнего картера и подает ее по трубопроводу 31 к золотниковой коробке и к вихревому насосу 33. Так как расхода рабочей жидкости на передачу нет, то часть его через масляный фильтр 30, теплообменник 29 и подпорный клапан 16 сливается обратно в картер, другая часть через обратный клапан 35 отводится на смазку шестерен и подшипников гидропередачи и третья часть, поступающая к вихревому насосу, дополнительно сжимается в нем до 0,55 МПа и через переливной клапан 15, поддерживающей требуемое давление, а за тем фильтр 14 подается к ЭГВ 9.

Золотниковая коробка соединена наполнительными и сливными каналами 18, 19, 26, 28 с гидротрансформаторами, а трубопроводом 17 – с гидромурфтой. Золотники в золотниковой коробке находятся в таком положении, при котором сливные каналы из гидротрансформаторов открыты и поэтому они опорожнены. Опорожнена также и гидромурфта, так как она снабжена автоматически действующими сливными клапанами, открывающимися сразу же после прекращения поступления к ней рабочей жидкости.

При неработающем двигателе, но имеющем движении тепловозе (накатом) сохраняется необходимость смазки зубчатых колес и подшипников гидропередачи. Для этого предусмотрен встроенный в нижний картер насос 38, приводимый в движение от колес тепловоза. Чтобы исключить возможность перекачки этим насосом рабочей жидкости из нижнего картера в верхний при неработающем двигателе через подпорный клапан 16 на напорной его магистрали установлен обратный клапан 35.

При работающем дизеле и имеющем движением тепловозе параллельно с насосом 38 включается в работу и насос 34, забирающий рабочую жидкость через общий с насосом 38 фильтр 37 и перекачивающий ее из нижнего картера в верхний. Необходимость этого насоса обусловлена тем, что большинство зубчатых колес и подшипников гидропередачи расположено

ниже уровня рабочей жидкости в верхнем картере. Поэтому вся та часть ее, которая используется для смазочных целей, стекает в нижний картер при одновременном осушении верхнего картера. Последнее создает неприемлемые условия работы для питательного насоса и всей гидropередачи.

**Работа на первом гидротрансформаторе.** Для трогания тепловоза с места штурвал контроллера переводится на первую рабочую позицию. При этом подается напряжение на катушку ЭГВ I, золотник его смещается вниз и открывает доступ рабочей жидкости через клапаны быстрого включения в полость *a* золотниковой коробки. Золотник ее 23 при этом смещается вниз и устанавливается в таком положении, при котором канал слива из гидротрансформатора 7 перекрывается, а канал наполнения 28 сообщается с напорным трубопроводом 27 питательного насоса. Гидротрансформатор заполняется рабочей жидкостью и тепловоз в зависимости от положения реверса, может начинать движение в ту или иную стороны.

При работе гидротрансформатора рабочая жидкость нагревается. Чтобы исключить нагрев ее до температуры выше допустимой в гидротрансформаторе предусмотрены специальные каналы. Они служат для непрерывного слива части нагретой рабочей жидкости в картер и замещения ее поступающей от питательного насоса. Организованный слив устанавливается таким образом, чтобы при самых неблагоприятных условиях температура рабочей жидкости не превышала 115°C.

**Работа на втором гидротрансформаторе.** При достижении тепловозом скорости и частоты вращения дизеля значений, соответствующих переходу на второй гидротрансформатор, замыкается цепь ЭГВ II (первый ЭГВ включен). Золотник его смещается вниз и рабочая жидкость, поступая в полость *b* золотниковой коробки перемещает золотник 23 в положение, при котором канал слива из пускового гидротрансформатора 7 открывается, а канал слива из маршевого гидротрансформатора 6 закрывается. Подача рабочей жидкости в гидротрансформатор 7 прекращается, и он опорожняется, а канал 18 сообщается с питательным насосом и гидротрансформатор 6 заполняется. Тепловоз работает на втором гидротрансформаторе.

**Работа на гидромуфте.** По мере дальнейшего разгона тепловоза подается напряжение на катушку ЭГВ III (первый и второй ЭГВ включены). Золотник его смещается вниз и открывает доступ рабочей жидкости в полость в золотниковой коробки. Золотник ее 25 движется вверх и открывает канал слива из гидротрансформатора 6, закрывает канал наполнения его и открывает канал наполнения гидромуфты 17. Дальнейшее движение тепловоза осуществляется на гидромуфте.

Обратные переходы осуществляются также автоматически. При уменьшении скорости тепловоза снимается напряжение в ЭГВ III и полость *e* в золотниковой коробке сообщается со сливом, золотник 25 под действием

пружины смещается вниз и этим самым прекращает подачу рабочей жидкости к гидромуфте, закрывает сливной канал из гидротрансформатора 6 и открывает канал наполнения. Тепловоз работает на втором гидротрансформаторе.

Аналогичным образом при снятии напряжения с ЭГВ II осуществляется переключение на первый гидротрансформатор, а при снятии напряжения с катушек всех трех ЭГВ гидропередача выключается.

При переключении гидропередачи с одного гидроаппарата на другой возможны провалы тяги. Чтобы избежать этого опорожнение выключаемого гидроаппарата производится только частичного наполнения следующего. Это достигается тем, что в каналы, подающие рабочую жидкость от электрогидравлических вентилей, встроены жиклеры 10, 11 и 12, резко уменьшается сечения каналов. Благодаря этому обеспечивается медленное перемещение золотников в золотниковой коробке. Оно составляет 4...5 с. При переходе с первого ГТР на второй замедление движения золотника 23 достигается с помощью жиклеров 11 и 12, а при переходе со второго ГТР на первый рабочая жидкость вытесняется из полости *б* пружиной через жиклер 12. При переходе с гидромуфты на второй ГТР необходимости в замедлении движения золотника 25 нет так как она опорожняется более медленно, чем гидротрансформатор.

Наряду с этим предусмотрено наличие перекрыш в окнах золотниковой коробки, обеспечивающих сначала открытие канала на заполнение выключаемого в работу гидроаппарата, а затем слива из выключаемого гидроаппарата. Благодаря этому некоторое время оба гидроаппарата (включаемый и выключаемый) оказываются заполненными, и это предотвращает значительные падения тяги, хотя и не исключает его полностью.

При движении тепловоза со скоростью, соответствующей работе на втором ГТР возможно включение гидропередачи со второй ступени, минуя первую. Достигается это с помощью клапана быстрого включения 13.

Действие его заключается в следующем. Если скорость движения тепловоза соответствует работе на втором ГТР, то напряжение подается на катушку сразу двух ЭГВ, через которые рабочая жидкость поступает к золотнику 20 клапана быстрого включения и действует на его торцы с двух сторон одновременно. Но так как на левый торец золотника действует давление рабочей жидкости и усилие пружины, а на правый только давление рабочей жидкости, то он остается в крайнем правом положении. Благодаря этому рабочая жидкость, минуя жиклеры 11 и 12 получает доступ в полости *а* и *б* золотниковой коробки и быстро перемещает золотник 23 в положение включения второго ГТР. Первый ГТР при этом заполняется рабочей жидкостью не успевает и поэтому тормозящего действия на движение тепловоза не оказывает.



## 10.4 САР гидропередачи дизель-поезда ДР-1

Схема САР дизель-поезда ДР-1 мощностью 441 кВт (600 л. с.) представлен на рисунке 10.4.

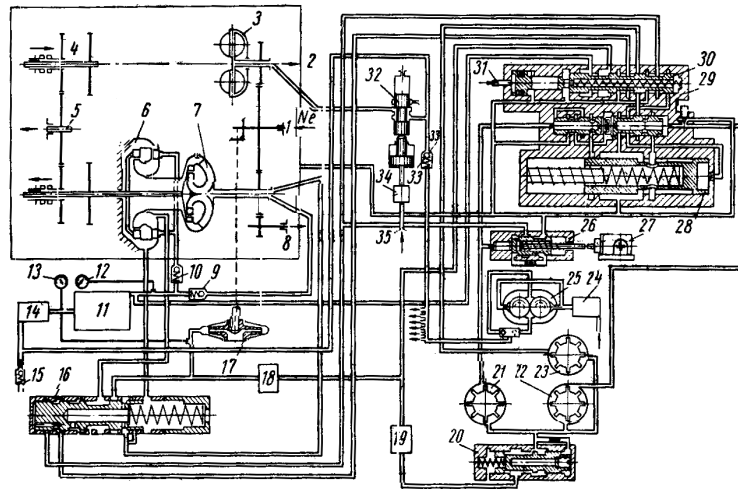


Рисунок 10.4 – Схема САР дизель-поезда ДР-1:

1 – выходной вал; 2 – привод компрессора; 3 – гидромуфта компрессора; 4 – реверсивная коробка; 5 – ведущий вал; 6 – пусковой гидротрансформатор; 7 – маршевый гидротрансформатор; 8 – привод вспомогательного генератора; 9,10 – обратные клапаны; 11 – теплообменник; 12 – термометр; 13 – манометр; 14 – фильтр; 15 – предохранительный клапан; 16 – золотниковая коробка; 17 – питательный насос; 18 – фильтр грубой очистки; 19 – фильтр тонкой очистки; 20 – клапан подпитки; 21 – вторичный импульсный насос; 22 – первичный импульсный насос; 23 – насос управления; 24 – фильтр; 25 – насос системы смазки; 26 – датчик максимальной скорости; 27 – конечный выключатель; 28 – золотник реле времени; 29 – блок управления; 30 – пусковой золотник; 31 – впускное отверстие для воздуха; 32 – золотник гидромуфты; 33 – обратный клапан системы смазки; 34 – регулятор давления; 35 – трубопровод от главного воздушного резервуара

По принципу работы и типу чувствительных элементов она относится к двухимпульсной САР гидравлического типа. В ее состав входят следующие насосы: питательный 17, импульсные 21 и 22, управления 23 и смазки 24.

Импульсный насос 22, называемый первичным, кинематически связан с двигателем, насос 21 (вторичный) – с колесами тепловоза. Поэтому переключение гидроаппаратов производится в зависимости от скорости движения поезда и от частоты вращения дизеля.

При пуске дизеля получает вращение и импульсный насос 22, который при этом подает рабочую жидкость к золотнику блока управления и удерживает его в левом положении. Но поезд стоит на месте, так как ни один из гидроаппаратов не заполнен рабочей жидкостью.

Трогание с места осуществляется путем подачи сжатого воздуха через впускное отверстие 31. При этом золотник 30 блока управления 29 смещается вправо и открывает доступ рабочей жидкости от насоса 23 к золотниковой коробке гидроаппаратов 16. Силой давления поступающей к ней рабочей жидкости золотник ее смещается вправо и сообщает напорную линию питательного насоса 17 с гидроаппаратом 6 и одновременно перекрывает канал слива из него. Гидротрансформатор заполняется рабочей жидкостью, и поезд приводится в движение.

При достижении скорости перехода с пускового трансформатора на маршевой давление вторичного импульсного насоса превышает давление первичного импульсного насоса, и это обуславливает соответствующее перемещение золотника 30 блока управления. В результате этого рабочая жидкость, поступающая от насоса управления 23, осуществляется дальнейшее перемещение золотника в золотниковой коробке 16, который при этом открывает канал наполнения маршевого гидротрансформатора 7 и перекрывает канал наполнения гидротрансформатора 6. Рабочая жидкость из пускового гидротрансформатора сливается, а маршевый, напротив, наполняется ею и принимает нагрузку на себя.

Управление гидромуфтой компрессора 3 также осуществляется автоматически с помощью золотника 32, управляемого регуляторами давления 24.

Смазка гидropередачи при движении поезда, но неработающем двигателе, осуществляется насосом 25, приводящегося в движение от колес тепловоза.

## 11 РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЗНЫХ ГИДРОПЕРЕДАЧ

### 11.1 Определение передаточного отношения повышающего редуктора

При увеличении частоты вращения входного вала (насосного) гидроаппарата увеличивается, как известно, и передаваемый им крутящий момент, либо мощность. И, напротив, если передаваемый момент либо мощность сохраняются неизменными, то при этом уменьшаются его габариты. А это, в свою очередь, облегчает процесс управления, так как с уменьшением габаритов уменьшается и объем жидкости, идущей на заполнение рабочей полости.

Наряду с этим повышающая передача за счет соответствующего подбора ее передаточного отношения позволяет одну и ту же гидропередачу устанавливать на тепловозах с дизелями различных мощностей и различными частотами вращения.

Отсюда следует, что повышение частоты вращения насосного вала гидропередачи всегда желательно. И так как тепловозные двигатели имеют сравнительно невысокую частоту вращения ( $12,5\text{--}25\text{ с}^{-1}$  или  $750\text{--}1500$  об/мин), то между выходным валом дизеля и входным валом гидропередачи принято, как правило, устанавливать повышающую передачу, позволяющую увеличить частоту вращения гидропередачи по сравнению с частотой вращения дизеля.

Значение передаточного отношения лучше всего принимать, возможно большим. Однако существуют ограничения на рост его значения. Они заключаются в следующем:

1) С ростом передаточного отношения, а следовательно, и частоты вращения насосного вала гидроаппарата возрастают и окружные скорости, которые, в конце концов, могут превысить допусковые для данного материала;

2) при значительном увеличении передаточного отношения возникают трудности с отводом от рабочей жидкости большого количества теплоты, выделяющегося в процессе работы от гидроаппаратов малых размеров.

Методика расчета передаточного отношения повышающего редуктора зависит от располагаемых исходных данных. Возможны несколько случаев:

1. Известной из технической характеристики является максимально допустимая частота вращения насосного колеса. Например, для гидротрансформатора тепловоза ГТМ1  $\omega_n = 55,5\text{ с}^{-1}$ , или  $n_n = 3330$  об/мин. Для гидротрансформаторов фирмы Фойт  $\omega_n = 58,3\text{ с}^{-1}$ , или  $n_n = 3500$  об/мин. В этом случае передаточное отношение повышающей передачи

$$i_{np} = \frac{\omega_n}{\omega_d}.$$

Понятно, что при найденном значении  $i_{np}$  должно выполняться условие

$$[M_n] \geq \frac{M_d(1-\beta)\eta_{np}}{i_{np}}, \quad (11.1)$$

где  $M_d$  – доля мощности, затрачиваемая на привод вспомогательных агрегатов;

$\eta_{np}$  – КПД повышающего редуктора;

$[M_n]$  – допускаемый крутящий момент на насосном валу гидроаппарата;

$\beta$  – доля мощности, затрачиваемая на привод вспомогательных механизмов.

2. Для гидроаппарата известно значение допускаемого для него крутящего момента на насосном валу

$$[M_n] = \lambda \rho n_u^2 D_a^5.$$

Подставив значение  $[M_n]$  в условие (11.1), получим

$$\lambda_n \rho \omega_n^2 D_a^5 \geq \frac{M_d(1-\beta)\eta_{np}}{i_{np}}.$$

Отсюда, решая относительно  $i_{np}$  и принимая во внимание, что  $\omega_n = \omega_d i_{np}$ , будем иметь

$$i_{np} \geq \sqrt[3]{\frac{M(1-\beta)\eta_{np}}{\lambda_{mn} \rho \omega_d^2 D_a^5}}$$

3. Если для гидроаппарата известна допускаемая окружная скорость  $[U]$ , то значение  $i_{np}$  определяется из условия

$$U \leq [U]. \quad (11.2)$$

Для гидромуфт и гидротрансформаторов отношение максимального диаметра  $D$  (с учетом фланцев) к активному диаметру обычно

$K = \frac{D}{D_a} = 1,17$ . Поэтому, используя формулу для окружной скорости и подставляя ее условие (11.2), получим

$$u = \pi D \omega_n = \pi D_a K \omega_n \leq [u].$$

Отсюда

$$D_a = \frac{[u]}{\pi \omega_n K}. \quad (11.3)$$

Выражая мощность на насосном валу через коэффициент мощности  $A$  и учитывая выражение для  $D_a$  (11.3), получим

$$N_n = A \cdot 10^{-6} \omega_n^3 D_a^5 = A \cdot 10^{-6} \omega_n^3 \left( \frac{[u]}{\pi n_n K} \right)^5.$$

Отсюда, приняв коэффициент мощности  $A=1,2\dots1,4$  для гидротрансформаторов и  $A=1,8\dots2,0$  для гидромуфт, и решив относительно  $\omega_n$ , получим значение  $i_{пр}$  соответственно для гидротрансформаторов и гидромуфт.

Допускаемые окружные скорости для колес из различных материалов можно принимать равными:

- чугунное литье  $[u] = 40$  м/с;
- стальное литье  $[u] = 50$  м/с;
- сталь  $[u] = 65$  м/с;
- литье из алюминиевого сплава  $[u] = 100$  м/с.

## 11.2 Выбор числа ступеней и скоростей перехода по ступеням

При определении числа ступеней передачи должны быть заданы:

- а) минимальная скорость движения тепловоза при движении на расчетном подъеме  $v_{\min}$  км/ч;
- б) максимальная скорость движения тепловоза на горизонтальном прямом участке  $v_{\max}$  км/ч.

Так как касательная мощность тепловоза, кВт, и мощность дизеля связаны зависимостью  $N_k = \frac{F_k v}{3,6} = N_d (1 - \beta) \eta_{дк}$ , то соответствующие касательные максимальная и минимальная силы тяги, кН, равны:

$$F_{k \max} = \frac{3,6 N_d (1 - \beta) \eta_{дк}}{v_{\min}};$$

$$F_{k \min} = \frac{3,6 N_d (1 - \beta) \eta_{дк}}{v_{\max}},$$

где  $N_d$  – мощность дизеля, кВт;

$\eta_{дк}$  – КПД передачи от дизеля к колесам тепловоза.

Максимальная сила тяги, кН, ограничивается условиями сцепления колес с рельсами

$$F_{k \max} = F_{к сц} = P_k \psi_k,$$

где  $P$  – сцепная масса тепловоза, т;

$\Psi_k$  – коэффициент сцепления.

Для магистральных тепловозов и дизель-поездов с гидропередачей

$$\Psi_k = 0,22 + \frac{10}{100 + 50v},$$

для промышленных тепловозов с гидропередачей

$$\Psi_k = 0,20 + \frac{10}{100 + 12v},$$

где  $v$  – скорость движения тепловоза, км/ч.

Реализация потребного диапазона скоростей движения тепловоза от  $v_{\min}$  до  $v_{\max}$  осуществляется путем соответствующего изменения передаточного отношения гидропередачи. Применяемые гидропередачи могут быть выполнены либо с одним гидроаппаратом в сочетании с механической коробкой скоростей либо с несколькими гидроаппаратами (двумя, тремя).

Рассмотрим конкретные, встречающиеся гидропередачи.

### **1. Гидропередача состоит из гидромuffты и механической коробки скоростей.**

Скорость движения тепловоза на каждой из ступеней передачи в этом случае может быть изменена только за счет изменения частоты вращения вала дизеля от  $\omega_{d \min}$  до  $\omega_{d \text{ ном}}$ . Отношение  $\delta = \frac{\omega_{d \text{ ном}}}{\omega_{d \max}}$  называется эластичностью двигателя.

На первой ступени скорости в конце процесса разгона на гидромuffте частота вращения вала двигателя равна  $\omega_{d \text{ ном}}$ , а скорость, соответствующая переходу на вторую ступень  $v_{1-2} = v_{\min}$ . При переходе на вторую ступень частота вращения вала дизеля сначала уменьшается до  $\omega_{d \min}$ , а затем возрастает к концу разгона на второй ступени до  $n_{d \text{ ном}}$  при одновременном увеличении скорости движения тепловоза от  $v_{1-2}$  до  $v_{2-3} = v_{1-2} \cdot \delta = v_{\min} \delta$ . Рассуждая аналогичным способом, найдем, что на последующих ступенях скорости движения тепловоза в переходных точках равны:

$$v_{3-2} = v_{2-3} \delta = v_{\min} \delta^2; v_{3-4} = v_{3-2} \delta = v_{\min} \delta^3; v_{\max} = v_{\min} \delta^{z-1}.$$

Здесь  $z$  – число ступеней в коробке передач.

Логарифмируя последнее равенство и решая полученное выражение относительно  $z$ , получим

$$z = \frac{\lg \left( \frac{v_{\max}}{v_{\min}} \right)}{\lg \delta} + 1$$

Найденное значение  $z$  округляется до целого числа, после чего уточняется величина  $\delta = \frac{\omega_{\text{д ном}}}{\omega_{\text{д min}}}$ , которая должна находиться в допустимых для данного двигателя пределах.

Передаточные отношения отдельных ступеней скорости определяются из зависимости, связывающей скорость движения тепловоза с общим передаточным отношением от дизеля к колесам тепловоза  $i_{\text{дк}}$ . Если диаметр колес тепловоза равен  $D_{\text{к}}$ , м, а частота их вращения  $\omega_{\text{к}}$ ,  $\text{с}^{-1}$ , то скорость тепловоза, км/ч, выражается формулой

$$v = \pi D_{\text{к}} \omega_{\text{к}} 3,6 = 11,3 D_{\text{к}} \omega_{\text{к}} . \quad (11.4)$$

Так как согласно принятому ранее определению  $i_{\text{дк}} = \frac{\omega_{\text{к}}}{\omega_{\text{д}}}$ , где  $\omega_{\text{д}}$  – частота вращения вала дизеля, то  $\omega_{\text{к}} = \omega_{\text{д}} i_{\text{дк}}$ . Подставив это значение в формулу (11.4), получим

$$v = 11,3 D_{\text{к}} \omega_{\text{д}} i_{\text{дк}} \quad (11.5)$$

Отсюда, принимая  $v=v_{\text{ст}}$  и учитывая, что при этом  $i_{\text{дк}}=i_{\text{дк ст}}$ , будем иметь

$$i_{\text{дк ст}} = \frac{v_{\text{ст}}}{11,3 D_{\text{к}} \omega_{\text{д}}} , \quad (11.6)$$

где  $v_{\text{ст}} = v_{\text{ст min}}$  при  $\omega_{\text{д}} = \omega_{\text{д min}}$  и  $v_{\text{ст}} = v_{\text{ст max}}$  при  $\omega_{\text{д}} = \omega_{\text{д ном}}$ .

Общее передаточное отношение ступени от дизеля к колесам тепловоза может быть выражено также и через произведение частных передаточных отношений. Для гидропередачи с гидромуфтой и коробкой скоростей соответствующая формула имеет вид.

$$i_{\text{дк ст}} = i_{\text{пр}} i_{\text{кп ст}} i_{\text{ор}} \quad (11.7)$$

где  $i_{\text{пр}}$ ,  $i_{\text{ор}}$ ,  $i_{\text{кп ст}}$  – передаточные отношения соответственно повышающего редуктора, осевого редуктора и коробки передач данной ступени.

Из зависимости (11.7) следует, что передаточное отношение  $i$ -й ступени коробки передач определяется выражением

$$i_{\text{кп ст } i} = \frac{i_{\text{дкст } i}}{i_{\text{пр } i_{\text{ор}}}} \quad (11.8)$$

**2. Гидропередача состоит из гидротрансформатора и механической коробки скоростей.**

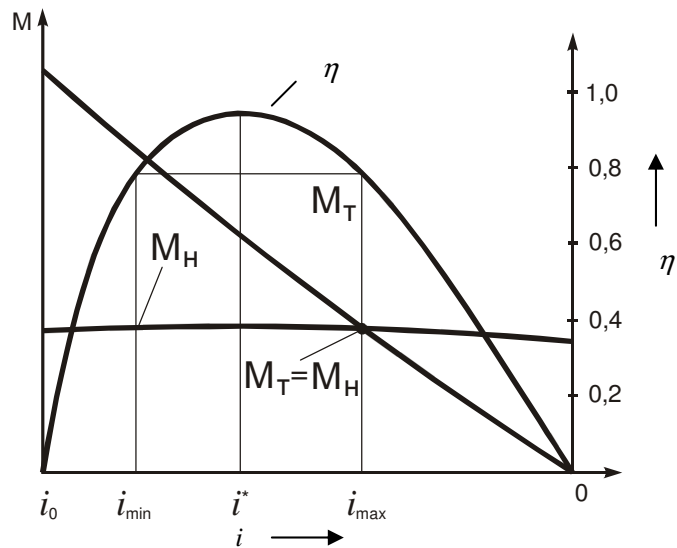


Рисунок 11.1 – Определение рабочего диапазона передаточных чисел гидротрансформатора

В данном случае в первую очередь необходимо установить диапазон передаточных отношений, реализуемых с помощью гидротрансформатора. Как правило, максимальное значение передаточного отношения гидротрансформатора принимают соответствующим равенству  $M_H = M_T$ . Минимальное значение  $i_{\min}$  принимают соответствующим тому же значению КПД, что и при  $i_{\max}$  (рисунок 11.1). В том случае, если равенству  $M_H = M_T$  соответствует очень низкое значение КПД, что для некоторых типов гидротрансформаторов иногда имеет место, то диапазон, реализуемых в гидротрансформаторе передаточных отношений может быть снижен от  $i_{\min}$  до  $i_{\max}$  (см. рисунок 11.1).

При трогании тепловоза с места на гидротрансформаторе скорость его изменяется от 0 до  $v_{\min}$  при  $i = i_{\min}$ , а затем за счет изменения передаточного



отношения гидротрансформатора возрастает до значения, соответствующего переходу на вторую ступень

$$v_{1-2} = v_{\min} \frac{i_{\max}}{i_{\min}}.$$

На последующих ступенях будем иметь

$$v_{2-3} = v_{1-2} \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = v_{\min} \left( \frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)^2; \quad v_{3-4} = v_{2-3} \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = v_{\min} \left( \frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)^3;$$

$$v_{\max} = v_{\min} \left( \frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)^z.$$

Логарифмируя последнее равенство и решая его относительно  $z$ , получим

$$z = \frac{\lg \left( \frac{v_{\max}}{v_{\min}} \right)}{\lg \left( \frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)}. \quad (11.9)$$

Найденное значение по формуле (11.9)  $z$  следует округлить до целого числа, а затем уточнить отношения  $\frac{i_{\max}}{i_{\min}}$  и диапазон передаточных отношений, реализуемых с помощью гидротрансформатора, т.е.  $i_{\min}$  и  $i_{\max}$ .

Используя скорости движения тепловоза в переходных токах ( $v_{1-2}$ ,  $v_{2-3}$  и т.д.) с помощью формулы (11.6) можно найти и соответствующие им общие передаточные отношения от дизеля к колесам тепловоза.

Для гидропередачи с гидротрансформатором и коробкой скоростей общее передаточное отношение выражается также формулой

$$i_{\text{дк ст}} = i_{\text{пр}} i_{\text{гдт}} i_{\text{кп ст}} i_{\text{ор}}. \quad (11.10)$$

Отсюда следует, что передаточное отношение  $i$ -ой ступени коробки передач определяется зависимостью

$$i_{\text{кп ст } i} = \frac{i_{\text{дк ст } i}}{i_{\text{пр}} i_{\text{гдт}} i_{\text{ор}}}. \quad (11.11)$$

При использовании формулы (11.1) следует иметь в виду, что в переходных точках  $i_{\text{гтр}} = i_{\text{гдт min}}$ .

### 3. Гидропередача состоит из двух гидротрансформаторов и гидромуфты.

Будем считать, что для каждого гидроаппарата известны приведенные характеристики работы с дизелем и определены диапазоны передаточных отношений, обеспечивающих требуемые показатели экономичности. Определим скорости перехода по ступеням и передаточные отношения механической части гидропередачи.

Расчет с указанной целью следует начинать с гидроаппарата, работающего при движении тепловоза с максимальной скоростью. В данном случае с гидромуфты.

#### Работа на третьем гидроаппарате.

Общее передаточное отношение от вала дизеля до колес тепловоза при максимальной скорости движения тепловоза, т. е. при работе на третьем гидроаппарате – гидромуфта

$$i_{\text{дк}3} = \frac{v_{\text{max}}}{11,3D_{\text{к}}\omega_{\text{д}}}.$$

Выразив  $i_{\text{дк}3}$  как произведение частных передаточных отношений, получим

$$i_{\text{дк}3} = i_{\text{пр}} i_{\text{га}3}^{\text{max}} i_{\text{мех}3}.$$

Отсюда следует, что передаточное отношение механической части гидропередачи от гидроаппарата до колес тепловоза

$$i_{\text{мех}3} = \frac{i_{\text{дк}3}}{i_{\text{пр}} i_{\text{га}3}^{\text{max}}}.$$

В свою очередь значение  $i_{\text{мех}3}$  в общем случае можно выразить формулой

$$i_{\text{мех}3} = i_{\text{ст}3} i_{\text{пр}p} i_{\text{пр}r} i_{\text{ор}}.$$

Отсюда имеем

$$i_{\text{ст}3} = \frac{i_{\text{мех}3}}{i_{\text{пр}} i_{\text{пр}p} i_{\text{ор}}},$$

где  $i_{\text{ст}3}$ ,  $i_{\text{пр}}$ ,  $i_{\text{пр}p}$ ,  $i_{\text{ор}}$  – передаточные отношения соответственно между главным и промежуточным валами, ревер-редуктора, промежуточного редуктора, осевого редуктора.

При отсутствии какого-либо из указанных элементов передачи на место соответствующих значений ставится единица.

**Работа на втором гидротрансформаторе.**

Скорость движения тепловоза, при которой происходит переход с третьего гидроаппарата на второй

$$v_{3-2} = 11,3 D_k \omega_{д \min} i_{пр} i_{га3}^{min} i_{мех3};$$

$$\omega_{д \min} = (0,7 \dots 0,75) \omega_{д ном},$$

где  $\omega_{д \min}$  – минимальная частота вращения вала дизеля, при которой происходит переключение гидроаппаратов.

$i_{га3}^{min}$  – минимальное передаточное отношение третьего гидроаппарата (гидромuffты).

Значение  $i_{га3}^{min}$  может быть принято равным 0,95. Более точно оно может быть определено по совмещенной характеристике работы дизеля с гидромuffтой. Точка совместной работы дизеля с гидромuffтой должна соответствовать принятому значению  $\omega_{д \min}$ .

Общее передаточное отношение от вала дизеля к колесам тепловоза, соответствующее переходной скорости  $v_{3-2}$

$$i_{дк2} = \frac{v_{3-2}}{11,3 D_k \omega_{д}},$$

где  $\omega_{д}$  – частота вращения дизеля по его совмещенной характеристике со вторым гидротрансформатором при  $i_{га3}^{min}$ .

Передаточное отношение механической части передачи от гидроаппарата до колес тепловоза

$$i_{мех2} = \frac{i_{дк2}}{i_{пр} i_{га2}^{max}}.$$

Передаточное отношение ступени между главным и промежуточным валами

$$i_{ст2} = \frac{i_{мех2}}{i_{пр} i_{пр} i_{ор}}.$$

Если при переходе с третьего гидроаппарата на второй выполняется приближенное равенство

$$n_{\text{д ном}} i_{\text{га}2}^{\text{ма}} = n_{\text{д мин}} i_{\text{га}3}^{\text{ма}},$$

то  $i_{\text{ст}3} = i_{\text{ст}2}$  и это означает, что второй и третий гидроаппараты могут работать на одну общую ступень.

Такую кинематическую схему передачи крутящего момента имеет, например, гидропередача УГП 750/1200.

#### **Работа на первом гидроаппарате.**

Скорость движения локомотива, при которой происходит переход со второго гидроаппарата на первый

$$v_{2-1} = 11,3 D_{\text{к}} \omega_{\text{д}} i_{\text{пр}} i_{\text{га}2}^{\text{мин}} i_{\text{мех}2}.$$

Общее передаточное отношение от вала дизеля к колесам тепловоза

$$i_{\text{дк}1} = \frac{v_{2-1}}{11,3 D_{\text{к}} \omega_{\text{д}}},$$

где  $\omega_{\text{д}}$  – частота вращения дизеля по его совмещенной характеристике с

первым гидротрансформатором при  $i_{\text{га}1}^{\text{ма}}$ .

Передаточное отношение механической части передачи

$$i_{\text{мех}1} = \frac{i_{\text{дк}1}}{i_{\text{пр}^{\text{га}1}}^{\text{ма}}}.$$

Передаточное отношение ступени между главным и промежуточными валами гидропередачи

$$i_{\text{ст}1} = \frac{i_{\text{мех}1}}{i_{\text{пр}} i_{\text{пр}^{\text{ор}}} i_{\text{ор}}}.$$

В том случае, когда пусковой и маршевой гидротрансформаторы имеют различные взаимно дополняющие характеристики, то для них  $i_{\text{мех}1} = i_{\text{мех}2}$  и это означает, что они могут работать на общий вал и необходимость в промежуточном вале отпадает.

#### **4. Гидропередача состоит из гидротрансформатора и двух гидромуфт**

Гидропередача такого типа работает следующим образом. Трогание с места и первоначальный разгон до скорости, которую обозначим через  $v_{\text{гтр}}^{\text{II}}$  всегда осуществляется на гидротрансформаторе. Дальнейший разгон до

скорости, которую обозначим  $v_{ГМ}^{\Pi}$  на первой гидромуфте, а от скорости  $v_{ГМ}^{\Pi}$  до скорости  $v_{маа}$  на второй гидромуфте. Обычно принимают следующие соотношения между указанными скоростями

$$\frac{v_{маа}}{v_{ГМ}^{\Pi}} = \frac{v_{ГМ}^{\Pi}}{v_{ГТ}^{\Pi}} = 1,45 \quad (1.6), \quad (11.12)$$

где 1,45 – для пассажирских тепловозов;  
1,6 – для маневровых и грузовых.

Из зависимости (11.12) следует, что скорость перехода с одной ступени на другую в зависимости от типа тепловоза определяется из зависимостей: с третьей на вторую

$$v_{3-2} = \frac{v_{маа}}{1,45(1,6)};$$

со второй на первую

$$v_{2-1} = \frac{v_{3-2}}{1,45(1,6)}.$$

Используя значения  $v_{маа}$ ,  $v_{3-2}$ ,  $v_{2-1}$  по зависимости (11.6) можно определить общие передаточные отношения от дизеля к колесам тепловоза  $i_{дк3}$ ,  $i_{дк2}$  и  $i_{дк1}$ , а затем  $i_{мех}$  для каждой ступени скорости и  $i_{ст}$  между главным и промежуточными валами аналогично тому, как изложено в п. 3.

Следует иметь в виду, что при работе на гидромуфте (первой и второй) передаточное отношение гидроаппарата изменяется мало, всего лишь в пределах 0,95...0,97. Поэтому изменение скорости движения тепловоза при работе на гидромуфте достигается, главным образом, изменением частоты вращения вала дизеля от  $\omega_{д\ min}=(0,7...0,75) \omega_{д\ ном}$  до  $\omega_{д\ ном}$ . При работе на гидротрансформаторе частота вращения дизеля сохраняется постоянной, а изменение скорости движения тепловоза достигается за счет изменения передаточного отношения гидротрансформатора.

### 11.3 Согласование работы дизеля с гидроаппаратом

Дизель при работе с гидроаппаратом на номинальной частоте вращения должен развивать свою полную мощность (номинальную). Если указанное условие не выполняется, то это означает, что дизель либо недогружен, либо перегружен. И то, и другое плохо, так как в обоих случаях номинальная мощность дизеля полностью использована быть не может. При недогрузке дизель выходит на номинальную частоту вращения при понижении мощно-

сти. При перегрузке дизель вообще не может выйти на номинальную частоту вращения, а следовательно, развить свою номинальную мощность.

Обеспечение условий, при которых гидроаппарат нагружает дизель до номинальной мощности при номинальной частоте вращения его вала, называется согласованием их работы.

Согласование работы дизеля и гидроаппарата производится путем построения их совмещенных характеристик. Для дизеля строится зависимость развиваемого им на выходном валу момента от частоты его вращения. Для гидроаппарата строится моментная кривая на входном валу (насосном), приведенная к частоте вращения дизеля.

Моментная характеристика дизеля  $M_d = f(\omega_d)$  принимается по паспортным данным завода-изготовителя и ее следует считать известной. Для гидроаппарата зависимость момента на входном валу от частоты его вращения выражается формулой (4.38)

$$M_n = \lambda_n \rho \omega_n^2 D_a^5,$$

где  $\lambda_n$  – коэффициент момента для насосного колеса, определяемый расчетным путем, либо принимаемый по приведенной характеристике гидроаппарата, принятого за прототип.

Если валы дизеля и гидроаппарата соединены непосредственно, то момент  $M_n$ , найденный по формуле (4.38) является одновременно и моментом, приведенным к частоте вращения вала дизеля. Если же дизель соединен с гидроаппаратом, как это обычно и бывает через повышающий редуктор, то при приведении моментов, должны быть учтены передаточное отношение повышающего редуктора  $i_{пр}$  и его КПД  $\eta_{пр}$ . При принятом в теории гидропередач понимании передаточного отношения как отношения частоты вращения ведомого вала к частоте вращения ведущего вала, момент насосного колеса гидроаппарата, приведенный к частоте вращения вала дизеля определяется зависимостью

$$M_n^d = M_n \frac{i_{пр}}{\eta_{пр}}.$$

Подставляя сюда значение  $M_n$  и учитывая, что  $\omega_n = \omega_d i_{пр}$ , получим

$$M_n^d = \frac{\rho \lambda_n \omega_d D_a^5 i_{пр}^3}{\eta_{пр}} \quad (11.13)$$

Для непрозрачного гидротрансформатора значение  $\lambda_n = \text{const}$ . Поэтому кривая  $M_d = f(\omega_d)$  в этом случае является единственной и пересекается с кривой  $M_n^d = f(\omega_d)$  для дизеля в одной точке, которая и характеризует ре-

жим совместной их работы (рисунок 11.2). Если эта точка отвечает номинальной частоте вращения дизеля, то это означает, что согласование его работы с гидроаппаратом достигнуто. В противном случае потребность в таком согласовании сохраняется.

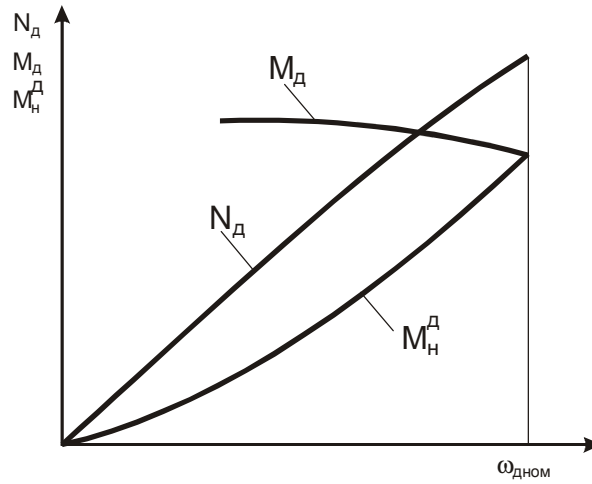


Рисунок 11.2 – Совмещенная характеристика дизеля и непрозрачного гидротрансформатора

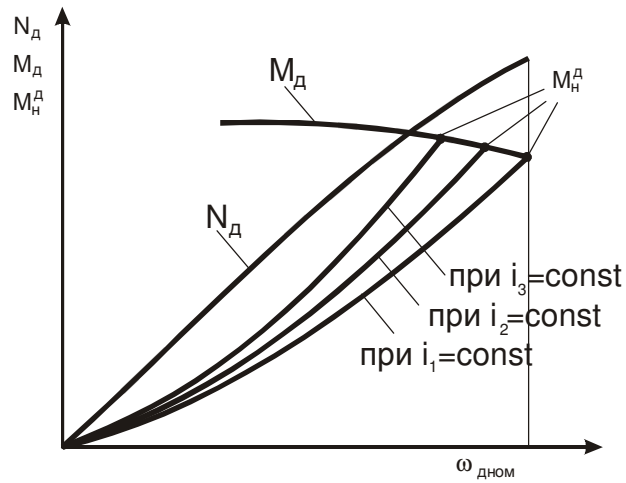


Рисунок 11.3 – Совмещенная характеристика дизеля и прозрачного гидротрансформатора

В случае прозрачного гидротрансформатора, а также гидромфты  $\lambda_n = f(i)$ . Поэтому строят не одну а несколько кривых  $M_n^d = f(\omega_d)$ . Обычно для пускового гидротрансформатора такие кривые (рисунок 11.3) строят при  $i=0$  (трогание с места),  $i_{\min} = i_{\max}$  – минимальное и максимальное передаточное отношения в рабочем диапазоне их изменения и  $i^*$  – передаточное отношение в точке, отвечающей  $\eta_{\max}$  гидротрансформатора (см. рисунок 11.1). Для гидромфты кривые  $M_n^d = f(\omega_d)$  строят при  $i = 0,9; 0,92; 0,94$  и  $0,97$  (рисунок 11.4).

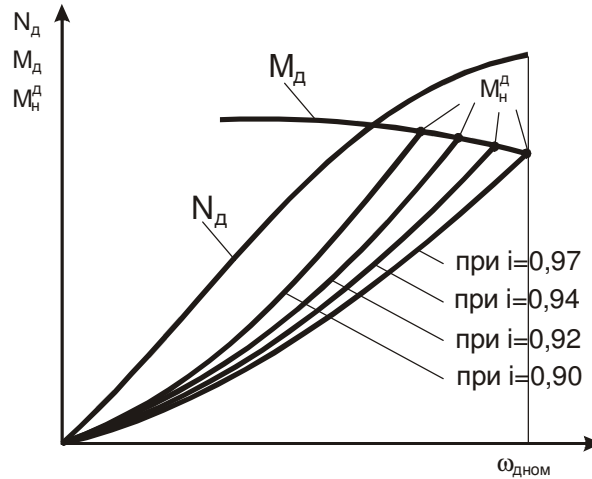


Рисунок 11.4 – Совмещенная характеристика дизеля и гидромфты

При согласовании работы дизеля и гидроаппарата возможны два случая: 1) согласование проводится для выполненного гидроаппарата, и 2) согласование проводится для проектируемого гидроаппарата.

В первом случае согласование может быть выполнено исключительно за счет изменения передаточного отношения повышающего редуктора исходя из условия:

$$M_d = M_n^d = \frac{\rho \lambda_n \omega_d^2 D_a^{5,3} i_{пр}}{\eta_{пр}}$$



$$\text{Отсюда} \quad i_{\text{пр}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{д}} \eta_{\text{пр}}}{\rho \lambda_{\text{н}} D_{\text{а}}^5 \omega_{\text{д}}^2}}. \quad (11.14)$$

Во втором случае согласование может быть произведено как за счет изменения передаточного отношения повышающего редуктора, так и за счет изменения активного диаметра гидроаппарата. Полагая, что значение  $i_{\text{пр}}$  выбрано с учетом достаточных обоснований (см. п.11.1) и зависимости (11.14) можно найти потребный активный диаметр гидроаппарата, удовлетворяющий условию полного использования мощности дизеля

$$D_{\text{а}} = \sqrt[5]{\frac{M_{\text{д}} \eta_{\text{пр}}}{\rho \lambda_{\text{н}} \omega_{\text{д}}^2 i_{\text{пр}}^3}}. \quad (11.15)$$

#### 11.4 Расчет и построение тягово-экономической характеристики тепловоза

Для построения тягово-экономической характеристики тепловоза нужно иметь:

- приведенные характеристики гидроаппаратов,
- совмещенные характеристики дизеля и гидроаппаратов,
- значения передаточных отношений зубчатых зацеплений механической трансмиссии передачи.

Текущее значение силы тяги выражается через текущий момент на ведущих колесах тепловоза формулой

$$F_{\text{ки}} = \frac{M_{\text{ки}}}{R_{\text{к}}} = \frac{2M_{\text{ки}}}{D_{\text{к}}}, \quad (11.16)$$

где  $R_{\text{к}}$  и  $D_{\text{к}}$  – радиус и диаметр ведущих колес тепловоза, м;

$M_{\text{ки}}$  – текущий крутящий момент на ведущих колесах тепловоза, Нм.

Выражая в приведенной зависимости крутящий момент на ведущих колесах через крутящий момент на валу дизеля, получим

$$M_{\text{ки}} = \frac{M_{\text{д}}(1-\beta)}{i_{\text{дкi}}} \eta_{\text{дкi}}, \quad (11.17)$$

где  $\beta$  – доля затрат энергии на привод вспомогательных агрегатов тепловоза;

$i_{\text{дкi}}$  и  $\eta_{\text{дкi}}$  – соответственно текущие значения передаточного отношения и КПД от дизеля к колесам тепловоза.

Найдем зависимости для определения  $i_{\text{дкi}}$  и  $\eta_{\text{дкi}}$ .

Передача крутящего момента от дизеля к ведущим колесам тепловоза с гидropередачей осуществляется через гидроаппарат (гидротрансформатор либо гидромuфту) с текущим передаточным отношением  $i_{га i}$  и систему зубчатых зацеплений с текущим передаточным отношением  $i_{мех i}$ . Поэтому общее передаточное отношение можно выразить формулой

$$i_{дк i} = i_{га i} i_{мех i} . \quad (11.18)$$

Значение  $i_{мех i}$  определяется в зависимости от конкретной кинематической схемы гидropередачи. В общем случае оно может быть выражено зависимостью

$$i_{мех i} = i_{пр} i_{ст i} i_{рр} i_{пр p} i_{ор} ,$$

где  $i_{пр}$ ,  $i_{ст i}$ ,  $i_{рр}$ ,  $i_{пр p}$ ,  $i_{ор}$  – передаточные отношения соответственно повышающего редуктора,  $i$ -ой ступени между главным и промежуточным валами гидropередачи, реверс-редуктора, промежуточного редуктора, осевого редуктора.

Следует иметь в виду, что приведенная зависимость для  $i_{мех i}$  не является всеобщей. Например, при дышловой передаче отсутствует осевой редуктор. Может отсутствовать и промежуточный редуктор. В этом случае на месте соответствующих передаточных отношений ставится единица.

КПД передачи от дизеля к колесам тепловоза можно также представить как произведение текущего КПД гидроаппарата  $\eta_{га i}$  на КПД всех прочих элементов передачи, куда входят зубчатые зацепления с числом пар цилиндрических колес  $z_1$  и числом пар конических колес  $z_2$ , карданные валы, а при дышловой передаче и спарника, т.е. по формуле

$$\eta_{дк i} = \eta_{га i} \eta_{ц}^{z_1} \eta_{к}^{z_2} \eta_{кп} , \quad (11.19)$$

где  $\eta_{ц}^{z_1}$ ,  $\eta_{к}^{z_2}$ ,  $\eta_{кп}$  – КПД соответственно зацеплений цилиндрических, конической и карданной передачи (спарника).

Подставляя выражения для  $i_{дк i}$  [формула (11.18)] и  $\eta_{дк i}$  [формула (11.19)] в зависимость для  $M_{ки}$  [формула (11.17)] затем в формулу (11.16), получим

$$F_{ки} = C \frac{M_{дл} \eta_{га i}}{i_{га i} i_{мех i}} , \quad (11.20)$$

где  $C$  – коэффициент, учитывающий постоянные члены

$$C = \frac{2}{D_{к пр} i_{пр}} \eta_{ц}^{z_1} \eta_{к}^{z_2} \eta_{кп} (1 - \beta) .$$

КПД элементов передачи можно принимать равными:  $\eta_{ц}=0,99$ ;  $\eta_{к}=0,985$ ;  $\eta_{кп}=0,98$ .

Текущее значение скорости тепловоза при движении на  $i$ -ом гидроаппарате

$$v_i = 11,3 D_k \eta_{дкi} i_{дкi}.$$

Текущее КПД тепловоза

$$\eta_{тi} = \frac{3600 N_{кi}}{G_{ei} Q_n^p},$$

где  $G_{ei} = g_e N_{ei}$  – часовой расход топлива, кг/ч, ( $g_e$  – удельный эффективный расход топлива, кг/(кВтч));

$Q_n^p$  – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$N_{ei}$  – текущее значение мощности дизеля при работе с  $i$ -м гидроаппаратом, кВт.

Текущее значение мощности дизеля определяется по формуле

$$N_{di} = M_{di} \omega_{di} / (1 - \beta).$$

Удельный эффективный расход топлива берется в зависимости от  $\omega_{di}$  по графику расхода топлива при работе дизеля по внешней характеристике дизеля.

## 12 ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ ДЛЯ ПРИВОДА ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ ТЕПЛОВОЗА

### 12.1 Устройство и принцип работы гидростатической передачи

Объемные гидропередачи по своему устройству весьма разнообразны. Однако любая из них содержит источник энергии – насос, гидродвигатель вращательного либо поступательного движения, регулиющую и предохранительную аппаратуру, вспомогательное оборудование (баки, фильтры, охладители, трубопроводы и пр.).

Применение объемных гидропередач обусловлено тем, что по сравнению с другими видами передач (механическими и электрическими), они обладают рядом существенных достоинств. К числу их относятся:

- возможность бесступенчатого регулирования скорости движения выходного звена и создание больших передаточных отношений;
- малая удельная масса (0,2...0,3 кг на 1 кВт);
- удобство компоновки при дистанционном расположении ведомых и ведущих звеньев, соединяемых трубопроводами;
- отсутствие шума и вибрации.

В тоже время необходимо считаться и с некоторыми недостатками гидропривода, а именно:

- более низкий КПД по сравнению с механическими и электрическими передачами, к тому же снижающийся в процессе регулирования.
- с изменением температуры рабочей жидкости изменяются и его характеристики;
- по мере выработки ресурса и увеличения зазоров возрастают утечки рабочей жидкости, и это ведет к снижению КПД.

На тепловозах гидростатические передачи в качестве главной, как уже указывалось выше, применения не нашли. Но они могут и применяются на тепловозах для привода вспомогательных агрегатов. Рассмотрим в качестве примера гидростатическую передачу, используемую для привода вентиляторов в системе охлаждения дизеля на тепловозах ТЭП-60 (рисунок 12.1).

Насос 1 приводится от дизеля с частотой вращения  $\omega = 12,5 \text{ с}^{-1}$ , или  $n = 750 \text{ об/мин}$ . Он забирает рабочую жидкость из гидробака 8 и под давлением 7,5...10 МПа подает к терморегуляторам 2, которые могут перепускать ее либо на гидромоторы вентиляторов 3, либо через фильтр 7 на слив. То или иное направление движения рабочей жидкости после терморегулятора зависит от температуры воды в системе охлаждения дизеля. Если необходимости в ее охлаждении нет, то жидкость от терморегуляторов перепускается на слив. В противном случае она направляется к гидромоторам вентиляторов.

Температура рабочей жидкости на выходе из гидронасоса должна быть не более  $90^{\circ}\text{C}$ . Для поддержания необходимой ее температуры предусматривается охлаждение в холодильнике б, включенном параллельно сливной линии. В этом случае через холодильник перепускается не весь поток рабочей жидкости, а только часть его. Для контроля за давлением и температурой рабочей жидкости предусмотрены дистанционные манометр 4 и термометр 5.

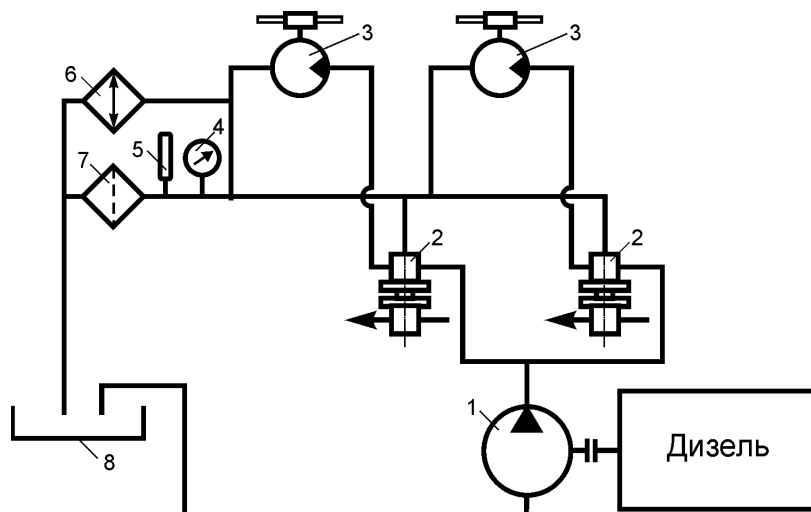


Рисунок 12.1 – Схема объемного гидропривода вентиляторов холодильника тепловоза ТЭП-60

1 – насос; 2 – терморегуляторы; 3 – гидромоторы вентиляторов; 4 – дистанционные манометр; 5 – термометр; 6 – холодильник; 7 – фильтр; 8 – гидробак

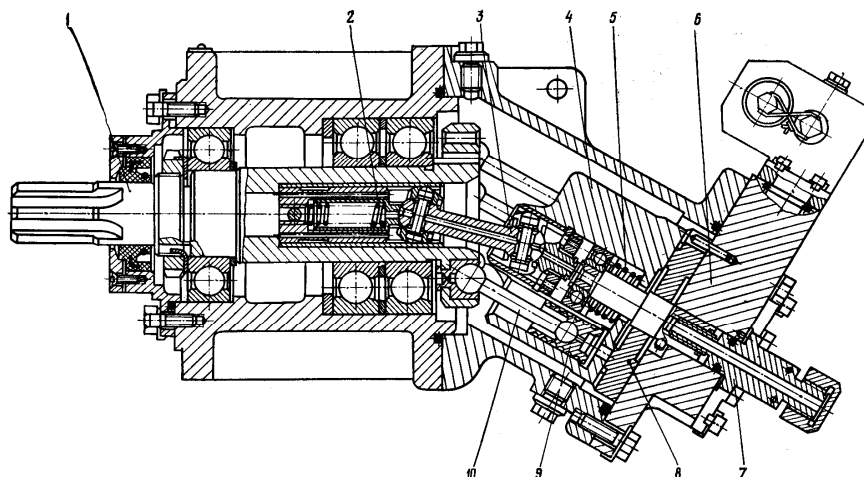


Рисунок 12.2 – Гидронасос аксиально-поршневого типа

1 – ведущий вал; 2,5 – пружины; 3 – кардан; 4 – блок цилиндров; 6 – каналы крышки; 7 – патрубок; 8 – распределитель; 9 – поршни; 10 – шатуны

Устройство гидронасоса рассматриваемой гидропередачи показано на рисунке 12.2. Гидромоторы имеют аналогичную конструкцию. Это гидромашинны аксиально-поршневого типа с наклонным блоком, нерегулируемые. При вращении ведущего вала 1 с помощью кардана 3 приводится во вращение и блок цилиндров 4. Ось блока цилиндров по отношению к оси ведущего вала располагается под углом  $\gamma$  (до  $30^\circ$ ). Поэтому при вращении ведущего вала поршни 9, соединенные шатунами 10 с фланцем ведущего вала совершают возвратно-поступательное движение, обеспечивая этим самым всасывание и нагнетание рабочей жидкости через каналы крышки 6 и кольцевые пазы в распределителе 8. Пружины 2 и 5 служат для создания постоянных прижимающих усилий. Патрубок 7 предназначен для отвода утечковой жидкости.

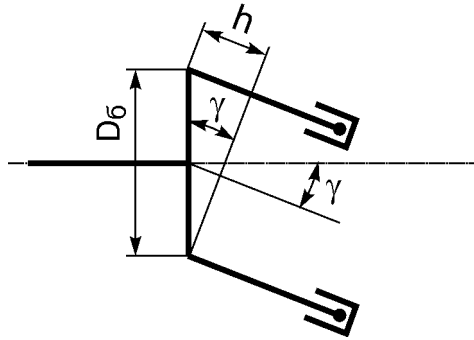


Рисунок 12.3 – Кинематическая схема гидромашины с наклонным блоком

Величина хода поршня, а, следовательно, и подача каждого поршня за один оборот ведущего вала определяется углом наклона блока  $\gamma$ . Из кинематической схемы, представленной на рисунке 12.3, видно, что если диаметр окружности, на которой располагаются оси поршней в блоке цилиндров равен  $D_\delta$ , то за один оборот ведущего вала каждый из поршней совершит один всасывающий и один нагнетательный ход, каждый из которых равен

$$h = D_\delta \sin \gamma.$$

Следовательно, подача одного поршня диаметром  $d$  за один оборот ведущего вала

$$q = \frac{\pi d^2}{4} h$$

Подача насоса имеющего  $z$  поршней частоту вращения  $n$   $^{\text{об}}/\text{сек}$  и объемный КПД  $\eta_0$

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} D_\delta \sin \gamma z n \eta_0.$$

При работе в режиме гидромотора аксиально-поршневая гидромашин с углом наклона  $\beta$  и КПД  $\eta_{\text{ГМ}}$  развивает на ведомом валу крутящий момент

$$M = \frac{\Delta p Q}{\omega} = \frac{1}{8} \Delta p d^2 D_\delta \sin \gamma z \eta_{\text{ГМ}}.$$

## 12.2 Расчет основных размеров гидронасоса и гидромотора

**Гидронасос.** Исходным параметром для расчета является его мощность  $N_n$ . Поэтому задавшись величиной перепада давлений в гидронасосе  $\Delta p$ , значением КПД ( $\eta_n = 0,89 \dots 0,92$ ), а затем, воспользовавшись формулой

мощности  $N_n = \frac{Q_{гн} \Delta p}{10^3 \eta_n}$ , можно найти теоретическую подачу насоса, м<sup>3</sup>/с, по формуле

$$Q_{гн} = \frac{10^3 N_n \eta_n}{\Delta p}. \quad (12.1)$$

С другой стороны теоретическая подача через основные параметры насоса выражается формулой

$$Q_{гн} = \frac{\pi d_n^2}{4} D_{бн} \sin \gamma z_n n_n. \quad (12.2)$$

Обозначив  $D_{бн} \sin \gamma = h_n$  – ход поршня и разделив на  $n_n$ , найдем параметр, называемый рабочим объемом насоса

$$q_n = \frac{Q_{гн}}{n} = \frac{\pi d_n^2}{4} h_n z_n. \quad (12.3)$$

Отношение хода поршня к диаметру в аксиально-поршневых насосах принимают  $i = \frac{h}{d_n} = 1 \dots 2$ . Число цилиндров принимают в зависимости от  $q_n$ , выраженным в м<sup>3</sup>/об:

$$q_n < 1 \cdot 10^{-4}, z_n = 7$$

$$q_n = (1 \dots 2) \cdot 10^{-4}, z_n = 9$$

$$q_n > 2,5 \cdot 10^{-4}, z_n = 11$$

Задавшись значением  $I = 1 \dots 2$  и числом поршней  $z$  из зависимости (12.3) будем иметь

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{4q_n}{\pi z_n i}}.$$

Диаметр блока определяется по зависимости

$$D_{бн} = (0,35 \dots 0,4) d_n z. \quad (12.4)$$

**Гидромотор.** Исходным параметром для расчета гидромотора является развиваемая им мощность  $N_{гм}$  (кВт). Теоретический расход рабочей жидкости через гидромотор  $Q_{ггм}$  определяется из уравнения мощности

$N_{гм} = \frac{\Delta p Q_{ггм} \eta_{ггм}}{1000}$ , в котором КПД гидромотора принимают  $\eta_{ггм} = 0,89 \dots 0,92$ , а перепадом давлений  $\Delta p$  задаются.



$$Q_{ггм} = \frac{10^3 N_{ггм}}{\eta_{ггм} \Delta p}.$$

С другой стороны теоретический расход через параметры гидромотора выражается формулой

$$Q_{ггм} = \frac{\pi d_{ггм}^2}{4} = D_{бггм} \sin \beta z_{ггм} n_{ггм}.$$

Обозначая  $D_{бггм} \sin \beta = h_{ггм}$ , принимая  $h_{ггм} = id_{ггм}$ , где  $i = \frac{h}{d_{ггм}} = 1 \dots 2$ , и

деля на  $n_{ггм}$ , найдем рабочий объем гидромотора

$$q_{ггм} = \frac{Q_{ггм}}{n} = \frac{\pi d_{ггм}^3}{4} iz_{ггм}.$$

Отсюда

$$d_{ггм} = \sqrt[3]{\frac{4q_{ггм}}{\pi z_{ггм} i}}.$$

Диаметр блока гидромотора принимаем по зависимости (12.4).

Передаточное отношение гидропередачи  $i = \frac{n_{н}}{n_{ггм}}$  определяется из условия

вия

$$Q_{н} = Q_{ггм}.$$

Подставляя в это равенство значение  $Q_{н} = Q_{т} \eta_{о}$  и  $Q_{ггм} = \frac{Q_{ггм}}{\eta_{оггм}}$  и решая

его относительно  $i$  получим

$$i = \frac{n_{н}}{n_{ггм}} = \frac{d_{ггм}^2 D_{бггм} z_{ггм} \sin \beta}{d_{н}^2 D_{бн} z_{н} \eta_{он} \eta_{оггм}} = c \frac{\sin \beta}{\sin \gamma},$$

где  $c = \frac{d_{ггм}^2 D_{бггм} z_{ггм}}{d_{н}^2 D_{бн} z_{н} \eta_{он} \eta_{оггм}}$  – постоянная для данного гидропривода,

$\eta_{он}$  и  $\eta_{оггм}$  – соответственно объемные КПД насоса и гидромотора.

## 13 РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ ГИДРОПРИВОДОВ

### 13.1 Свойства рабочих жидкостей

К числу основных показателей, по которым оценивается пригодность жидкостей для использования в гидropередачах являются следующие.

1. Вязкость – свойство жидкости оказывать сопротивление относительному сдвигу со слоев.

Согласно формуле Ньютона при скольжении одного слоя жидкости по другому возникает напряжение трения, величина которого определяется по формуле

$$\tau = \pm \mu \frac{du}{dh}, \quad (13.1)$$

где  $\frac{du}{dh}$  – градиент скорости или иначе – интенсивность изменения скорости

в направлении нормали к ней;

$\mu$  – динамический коэффициент вязкости.

Размерность коэффициента  $\mu$  – Па · с .

Отношение этого коэффициента к значению плотности жидкости при этой же температуре

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

называется кинематическим коэффициентом вязкости.

Для оценки вязкости жидкости используется также и условный коэффициент вязкости, обозначаемый символом  $ВУ_t^0$ , где нижний индекс  $t$  – температура, при которой определена вязкость.

При условном коэффициенте вязкости понимают отношение времени истечения через калиброванное отверстие определенного объема исследуемой жидкости ко времени истечения такого же объема воды при температуре  $t^0$ .

Между кинематическим  $\frac{м^2}{с}$  и условными коэффициентами вязкости существует зависимость

$$\nu_t = 10^{-6} \left( 7,31 ВУ_t^0 - \frac{6,31}{ВУ_t^0} \right).$$

Вязкость жидкости зависит от температуры и давления. С ростом температуры вязкость жидкости уменьшается, а с ростом давления – увеличивается.

При выборе рабочей жидкости для гидроаппаратов всегда желательно, чтобы вязкость ее была возможно меньшей. Чем меньше вязкость, тем меньше и потери от гидравлического трения и, следовательно, тем выше КПД. Однако нужно принимать во внимание и смазочные свойства рабочей жидкости. Поэтому влияние вязкости на работу гидроаппаратов весьма существенно.

2. Плотность – свойство, характеризующееся отношением массы  $m$  к занимаемому объему  $V$ . Измеряется в  $\text{кг/м}^3$ .

$$\rho = \frac{m}{V}.$$

Плотность рабочей жидкости также оказывает существенное влияние на работу гидроаппарата. С ростом плотности энергоемкость гидроаппарата увеличивается. При неизменной энергоемкости с ростом плотности уменьшаются его габариты.

3. Температура вспышки – показатель, характеризующий пожарную безопасность. Она должна быть не ниже  $160^{\circ}\text{C}$ .

4. Содержание водорастворимых кислот и щелочей – показатель, характеризующий антикоррозионные свойства рабочей жидкости. Содержание их в рабочей жидкости должно быть минимальным. Соприкосновение ее с деталями гидроаппаратов не должно вызывать их коррозии.

5. Содержание асфальтовых и смолистых веществ, которые под воздействием теплоты и кислорода воздуха могут осаждаться на стенках каналов. В результате этого их проходные сечения уменьшаются, а условия теплоотвода из-за снижения коэффициента теплопередачи ухудшаются. Поэтому содержание их в рабочей жидкости нежелательно.

6. Температура застывания – это температура, при которой жидкость теряет свою текучесть. Она должна быть не выше  $-30^{\circ}\text{C}$ . Для крайнего Севера и Заполярья не выше  $-50^{\circ}\text{C}$ .

7. Пенообразование – показатель, характеризующий наличие в рабочей жидкости мылообразующих жиров. Их наличие ведет к устойчивому пенообразованию и снижению передаваемой мощности. Уменьшение пенообразования может быть достигнуто применением присадок, например ПМС-200 А.

### 13.2 Выбор рабочей жидкости для гидротрансмиссии

При выборе рабочей жидкости необходимо в первую очередь учитывать является гидротрансмиссия гидродинамической или гидростатической.

Для гидродинамической трансмиссии желательно применение жидкости с возможно большей плотностью и с возможно меньшей вязкостью.

Наиболее тяжелой жидкостью является, как известно, ртуть. Однако пары ее ядовиты и по этой причине применение ее невозможно. Кроме того, она не смачивает поверхностей и поэтому не пригодна для смазки.

Из жидкостей с наименьшей вязкостью заслуживает внимание вода. Применение ее позволяет уменьшить габариты гидропередачи, снизить гидравлические потери. Ценным качеством воды является и то, что она не дает устойчивого пенообразования, ведущего к снижению передаваемой мощности. Поэтому в судовых гидропередачах она находит применение. На тепловозах же применения не нашла, так как в этом случае гидроаппараты должны были бы быть изготовленными из некоррозионных материалов и, кроме того, потребовалось бы тщательная изоляция подшипников от попадания в них воды. Последнее ведет к увеличению габаритов гидропередачи. Поэтому в качестве рабочей жидкости гидропередач тепловозов применяются исключительно минеральные масла и их смеси. Желательная вязкость  $\nu_{50}^0 = 2...3$ , или  $(11,4..20,5) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ .

Физико-химические свойства масел, применяемых в гидропередачах, приведены в таблице 13.1.

Рекомендованы для применения в гидродинамических гидропередачах также следующие смеси: 65 % АУ+35 % МС-14; 60 % МС-14+40 % АУ; 50 % АУ и 50 % солярового масла.

В гидростатических передачах применяются масла с вязкостью  $\nu_{50}^0 = 4...7$ , или  $(28,4-51,5) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ , т.е. большей чем в гидродинамических. Это обусловлено тем, что они работают при высоких давлениях рабочей жидкости. В этом случае при низкой вязкости были бы больше утечки и связанное с ними уменьшение КПД передачи.

Таблица 13.1 – Физико-химические свойства масел, применяемых в гидропередачах

Показатели	Индустрия-льные масла			Веретенное масло АУ	Турбинные масла		Трансформаторное масло	Авиационное масло МС-14
	12	20	30		22	30		
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	876-891	881-900	–	886-896	901	901	896	890
Вязкость при 50 <sup>0</sup> С а) кинематическая, 10 <sup>-6</sup> м <sup>2</sup> /с б) условие, ВУ <sup>0</sup>	10-14 1,86-2,26	17-23 2,6-3,31	27-33 3,81-4,59	12-14 2,05-2,26	20-23 2,9-3,2	28-32 3,5-4,5	9,6 1,8	18* -
Температура вспышки, <sup>0</sup> С	165	170	180	163	180	180	135	200
Температура застывания, <sup>0</sup> С	–30	–20	–15	–45	–15	–10	–45	–30

Кислотное число в мг КОН на 1 г масла (не более)	0,14	0,14	0,2	0,07	0,02	0,02	0,05	0,25
Содержание водорастворимых кислот и щелочей	О Т С У Т С Т В У Ю Т							
Количество кокса в % (не более)	–	–	0,3	–	–	–	–	0,45
Содержание механических примесей	отсутствуют		0,007	о т с у т с т в у ю т				
Содержание воды	О Т С У Т С Т В У Е Т							

Гидропередачи тепловозов хорошо работают на минеральных маслах. Однако желательно иметь и такие рабочие жидкости, которые имели бы большую плотность, сохраняя свою работоспособность в температурном интервале от  $-60^{\circ}\text{C}$  и до  $200\text{--}300^{\circ}\text{C}$ . Такими свойствами обладают синтетические жидкости, но они дороги и находят применение только в авиационных гидроприводах.

## 14 ИСПЫТАНИЕ ГИДРОМУФТ И ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ

### 14.1 Общие сведения об испытаниях гидропередат

Испытания как гидротрансформаторов, так и гидромуфт подразделяются на производственные и лабораторные. В первом случае испытания проводятся на выполненных образцах с целью проверки соответствия их фактических технических параметров запроектированным. Во втором случае испытываются опытные образцы с целью доводки их до оптимальных технических характеристик.

Испытания гидроаппаратов и гидропередат в целом производится также и для проверки стабильности технологических процессов изготовления. Обычно испытывают одну единицу изготавливаемой номенклатуры от месячной программы выпуска.

Лабораторные испытания обычно выполняются на модельных режимах с меньшей входной мощностью. Чтобы обеспечить в этих условиях динамическое подобие модельных и натуральных режимов используют рабочие жидкости с малым кинематическим коэффициентом вязкости.

Потребный кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости для модельных испытаний определяется из условия динамического подобия, заключающегося в равенстве чисел Рейнольдса для модельных испытаний «м» и натуральных испытаний «н», т.е. из условия

$$Re_m = Re_n \text{ или } \frac{l_n v_m}{\nu_n} = \frac{l_n v_n}{\nu_n}.$$

Отсюда, имея в виду, что геометрически размеры при модельных испытаниях  $l_m$  равны натурным  $l_n$ , получим

$$v_m = \frac{\nu_n v_m}{\nu_n} = \nu_n \frac{\omega_m}{\omega_n},$$

Обычно при испытаниях на модельных режимах в качестве рабочей жидкости используется дизельное топливо.

### 14.2 Испытание гидромуфт

Испытания гидромуфт проводят на специально оборудованном стенде схема такого стенда показана на рисунке 14.1.

Испытуемая гидромуфта 2 приводится во вращение первичным электродвигателем 1 постоянного или переменного тока. Для этой цели могут использоваться также и двигатели внутреннего сгорания. Нагрузка на выходном валу гидромуфты может быть создана с помощью любого из трех

типов тормозов: гидравлического 3, механического 4 и электрического 5. Для исследования режима работы гидромфты при разгоне больших масс предусмотрены также маховик 6 с изменяемым моментом инерции.

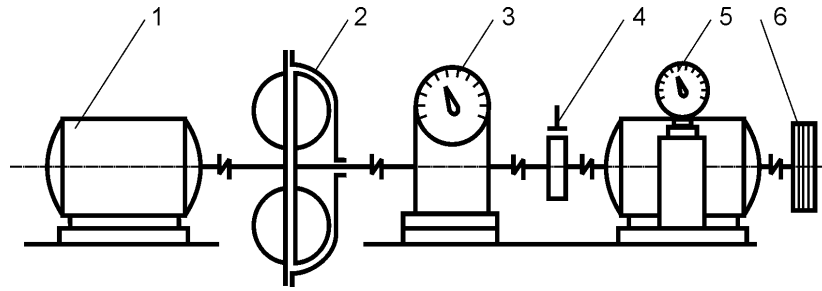


Рисунок 14.1 – Схема стана для испытания гидромфты  
 1 – первичный электродвигатель; 2 – гидромфты; 3 – гидравлический тормоз;  
 4 – механический тормоз; 5 – электрический тормоз; 6 – маховик

При снятии характеристики гидромфты в тяговом режиме удобно пользоваться гидротормоза, так как характеристика (квадратичная зависимость тормозного момента от частоты вращения) обеспечивает наиболее устойчивую работу гидромфты. В режиме малых передаточных отношений гидравлический тормоз неэффективен. В этом случае удобно пользоваться электрическим тормозом. Механический тормоз используется при испытании гидромфты с заторможенным валом турбинного колеса.

При снятии внешней характеристики гидромфты ставится задача установить зависимость передаваемого момента  $M$ , коэффициента мощности  $A$  (или  $\lambda_N$ ), коэффициента момента  $\lambda_m$  от скольжения  $s = \frac{n_n - n_T}{n_n} = 1 - i$ .

Момент, передаваемый гидромфтой равен сумме моментов на тормозе  $M_{\text{торм}}$  и потерь на трение в подшипниках и сальниках  $M_{\text{тр}}$ , т.е.

$$M = M_{\text{торм}} + M_{\text{тр}}$$

Момент, затрачиваемый на преодоление механических сил трения, определяется опытным путем. Для этого разбирают гидромфту, снимают рабочие колеса и ведомый вал приводят во вращение при различных частотах вращения  $n$ . Замеренный при этом крутящий момент и является моментом сил механического трения ведомой части.

По данным опыта строится график

$$M_{\text{тр}} = f(n).$$

Значение  $M_{тр}$  можно определять также как разность полной величины трения ведущего и ведомого валов и момента сил механического трения насосного вала, т.е.

$$M_{тр} = \sum M_{тр} - M_{трн}.$$

Момент, затрачиваемый на преодоление вентиляционных потерь определяется как разность между общим моментом, затрачиваемым на вращение, полностью собранной, но опорожненной гидромолоты  $M'_{тр}$  и моментом сил трения турбинного вала  $M_{трт}$ , причем величины обоих моментов берутся при частоте вращения  $\omega = \omega_n - \omega_t$ , т.е.  $M_{вент} = M'_{тр} - M_{трт}$ .

Вентиляционные потери, определенные таким путем включают в себя и дисковые потери турбинного  $M_{дт}$  и насосного  $M_{дн}$  колес.

По результатам испытаний определяются параметры, необходимые для построения внешней характеристики.

Мощность на ведомом валу

$$N_t = M_t n_t$$

Коэффициент мощности

$$A = \frac{N_n}{\rho \left( \frac{\omega_n}{100} \right)^3 D_a^5} \quad \text{или} \quad \lambda_N = \frac{N}{\rho n_n^3 D_a^5}$$

Коэффициент момента

$$\lambda_m = \frac{M_t}{\rho \eta_n^2 D_a^5}$$

### 14.3 Испытание гидротрансформаторов

Стенд для испытания гидротрансформаторов (рисунок 14.2) состоит из балансирного электродвигателя 1, балансирного генератора 6, испытуемого гидротрансформатора 3 и механического тормоза 4. Балансирные машины оборудованы весовыми устройствами 2 и 5, позволяющими определять крутящие моменты на насосном и турбинном валах. Механический тормоз 6 предназначен для создания стопового режима на валу турбинного колеса. Для установки и контроля за частотой вращения двигателей генератора предусмотрены показывающие тахометры 9 и 12 с датчиками 8 и 13. Точное измерение частоты их вращения производится с помощью счетчиков 10 и 11, получающих импульсы от датчиков 7 и 14.



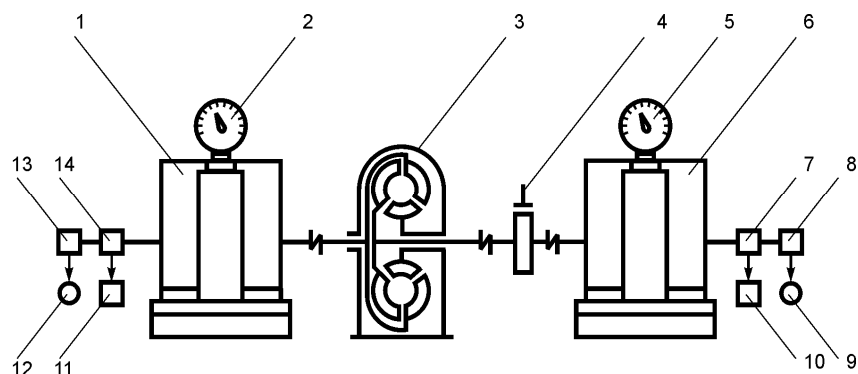


Рисунок 14.2 – Стенд для испытания гидротрансформаторов

1 - балансирный электродвигатель; 2,5 – весовое устройство;

3 – испытуемый гидротрансформатор; 4 – механический тормоз;

6 - балансирный генератор; 7,8,13,14 – датчики; 9,12 – тахометры; 10,11 – счётчики;

Для снятия внешней характеристики измеряются частоты вращения насосного  $n_n$  и турбинного  $n_t$  валов и моменты  $M_1$  – на насосном валу и  $M_2$  – на турбинном валу.

Если необходимо снять характеристику непосредственно рабочей полости гидротрансформатора, то учитываются также механические потери в подшипниковых узлах и уплотнениях стендовой установки. С учетом этих потерь крутящие моменты на насосном и турбинном валах

$$M_n = M_1 - \Delta M_{\text{мехн}}; M_t = M_2 - \Delta M_{\text{мехт}}$$

Моменты механических потерь приближенно определяются при испытаниях опорожненного гидротрансформатора или заполненного рабочей жидкостью, но с демонтированными насосным и турбинным колесами. Для точного определения механических потерь подшипниковые узлы нагружаются осевыми силами, которые должны быть заранее определены.

В стендовой установке гидротрансформатора механические потери составляют ~ 0,5 % от входной мощности.

По результатам испытаний для каждого режима определяются передаточное отношение  $i$ , коэффициент трансформации момента  $k$ , коэффициент момента  $\lambda_{\text{мн}}$  и КПД по формулам

$$i = \frac{n_n}{n_t}; k = \frac{M_t}{M_n}; \lambda_{\text{м}} = \frac{M_n}{\rho n_n^2 D_a^5}; \eta = ki.$$

## 15 ЭКСПЛУАТАЦИЯ ГИДРОПЕРЕДАЧ ТЕПЛОВЗОВ

При эксплуатации различают следующие основные этапы: ввод в эксплуатацию, обслуживание во время работы, проведение комплекса плановых обслуживаний и ремонтов.

### 15.1 Ввод в эксплуатацию

Перед вводом в эксплуатацию гидропередача должна быть расконсервирована и обкатана.

Для расконсервации гидропередача заполняется рабочей жидкостью до нормы. Затем производится обкатка в течении 1-2 часов при минимальной частоте вращения дизеля. Во время обкатки следят за температурой и давлением в системе смазки. Если передача многоциркуляционная, то при обкатке производится поочередное включение всех гидроаппаратов. Масло для заправки должно использоваться только из числа рекомендованных заводом-изготовителем. В гидропередачах с переключением ступеней путем опорожнения и наполнения гидроаппаратов в рабочую жидкость должна быть добавлена антипенная присадка, если она в ней не содержится.

### 15.2 Обслуживание во время работы

Перед пуском гидропередачи должны быть проверены уровень рабочей жидкости в картере, состояние вращающихся деталей и отсутствие подтеков масла.

Если в качестве рабочей жидкости используется масло турбинное 22, то температура его перед пуском должна быть не менее  $-15^{\circ}\text{C}$ . В противном случае необходимо производить подогрев рабочей жидкости в картере или применять в качестве рабочей жидкости с более низкой температурой застывания.

Во время эксплуатации температура рабочей жидкости должна находиться в пределах  $(80-90)^{\circ}\text{C}$ .

Первая замена рабочей жидкости в начальный период эксплуатации должна производиться через 100–150 часов. В дальнейшем замена рабочей жидкости производится при плановых обслуживаниях, либо при снижении его физико-химических показателей ниже допустимых норм, что устанавливается путем химических анализов.

Основные неисправности, которые могут встретиться при эксплуатации гидропередач, приведены в таблице 15.1.

Таблица 15.1 – Основные неисправности при работе гидропередач [7]

Неисправность	Причина	Способ устранения
Недостаточное давление насоса системы питания	1. Недостаточное количество рабочей жидкости в гидропередаче 2. Засорилась сетка на входном патрубке питательного насоса 3. Неисправен питательный насос	Долить рабочую жидкость до требуемого уровня. Почистить сетку. Произвести ревизию питательного насоса. При необходимости исправить или заменить.
Давление питательного насоса нестабильно; снижается после включения гидротрансформатора (в гидропередачах с опораживаемым гидротрансформатором)	1. Недостаточное количество масла в гидропередаче 2. Работа без антипенной присадки 3. Наличие воды в рабочей жидкости	Долить рабочую жидкость до требуемого уровня. Добавить присадку ПМС-900 А в количестве 0,005 % Заменить масло
Недостаточное давление в системе смазки гидропередачи	Засорился фильтр в системе смазки	Промыть фильтр
Перегревается рабочая жидкость гидропередачи	1. Длительная работа на режиме, недопустимом по условиям теплоотвода 2. Недостаточный расход рабочей жидкости через теплообменник а) низкое давление насоса б) засорился холодильник рабочей жидкости гидропередачи в) засорился фильтр в системе охлаждения	Не допускать длительную работу вне области рекомендуемых режимов Прочистить сетку на входном патрубке насоса. Проверить уровень рабочей жидкости в гидропередаче и при необходимости долить. Промыть холодильник рабочей жидкости. Промыть фильтр.
Перегревается рабочая жидкость в картере гидропередачи	Повышенный уровень рабочей жидкости в гидропередаче	Слить избыток рабочей жидкости
Крутящий момент на выходном валу ниже нормального или полностью отсутствует	1. Неисправность в системе управления распределения рабочей жидкости 2. Заедание подвижного элемента распределителя 3. Неисправность соединительных и перемыкаемых элементов механической части передачи 4. Засорился фильтр в системе управления	Проверить исправность элементов, входящих в систему управления. Осмотреть и при необходимости протереть подвижной элемент распределителя рабочей жидкости. Произвести ревизию соединительных и переключаемых элементов механической части передачи. Промыть фильтр.
Наличие металлической стружки на сетке питательного насоса	1. Разрушение сепараторов подшипников 2. Отсутствие зазора между колесами из-за неисправности подшипниковых узлов	Произвести ревизию подшипников. При необходимости заменить. Произвести ревизию подшипниковых узлов на насосном и турбинном валах
Подтекание масла по валам	1. Разрушение уплотнений 2. Повышенный уровень рабочей жидкости в картере	Заменить уплотнение. Слить избыток рабочей жидкости.

### 15.3 Плановое обслуживание и ремонт

Ежедневно перед началом работы производится технический осмотр. Проверяется давление, развиваемое питательным насосом и давление в системе смазки, отсутствие следов течи масла по разъемам корпуса и местам прилегания крышек и фланцев, отсутствие посторонних шумов. При снижении уровня рабочей жидкости производится его дозаливка.

Техническое обслуживание в зависимости от условий эксплуатации производится через 15...30 суток. Промываются масляные фильтры, проверяется состояние и подтяжка внешних крепежных деталей, проверяются элементы системы управления.

После 2–3-х месяцев эксплуатации производится первый плановый ремонт. В дополнение к работам при техническом обслуживании производится ремонт системы управления и блокировочных устройств.

При втором плановом ремонте (через 8–12 месяцев), кроме работ, выполняемых при предыдущем обслуживании, производится промывка элементов системы смазки, ревизия масляных насосов и фильтров, замена масла в гидropередаче. Третий плановый ремонт производится примерно после 2-х лет эксплуатации. В дополнение к работам второго ремонта производится промывка гидropередачи маслом с целью удаления продуктов износа и других отложений. Производится ревизия насосов, отдельных подшипниковых узлов и уплотнений.

Срок службы до капитального ремонта устанавливается заводом – изготовителем. Для тепловозов ТГМ 3А и ТГМ 3Б – 40 тысяч часов. После отработки примерно ½ ресурса производится промежуточный ремонт для ревизии и замены некоторых подшипников, замены изнашиваемых уплотнений и промывки.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Семичастнов И.Ф.** Гидравлические передачи тепловозов. – М.: Машгиз, 1961. – 332 с.
- 2 Передачи и электрооборудование локомотивов. – М.: Машиностроение, 1970. – 184 с.
- 3 **П.М. Шаройко, В.Т.Середа.** Гидравлические передачи тепловозов. – М.: Транспорт, 1969. – 1460 с.
- 4 **Б.Л.Гавриленко, И.Ф.Семичастнов** Гидродинамические передачи (проектирование, изготовление, эксплуатация). – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.
- 5 **С.П. Стесин, Е.А. Яковенко.** Лопастные машины и гидродинамические передачи. – М.: Машиностроение, 1990. – 240 с.
- 6 **В.М.Овчинников, В.С.Руднев, В.А. Халиманчик.** Гидравлические передачи тепловозов. Гомель.: БелГУТ, 2000. – 48 с.
- 7 Тепловозы ТГМ3А, ТГМ3Б. Руководство по эксплуатации и обслуживанию. М.: Транспорт, 1970 – 203 с.