

КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ

Общие сведения о гидropередачах и гидромашинах

Многие современные сложные машины насыщены различными гидравлическими системами и агрегатами, которые по их назначению и выполняемым функциям принято подразделять на две основные группы:

1. Системы и агрегаты, предназначенные для передачи механической энергии от источника к потребителю (рабочим органам машины) и управления движением этих органов (гидropередачи, гидropриводы);
2. Системы и агрегаты, предназначенные для перемещения различных жидкостей из мест хранения к местам ее потребления (насосные станции).

В общем случае *гидropередачей* следует называть механизм, который позволяет передавать механическую энергию от какого-либо источника к рабочему органу той или иной машины посредством жидкости.

Гидropривод (ГП) – гидropередача, в которой происходит двукратное преобразование энергии: на входе механическая энергия от какого-либо источника преобразуется в энергию потока жидкости посредством насоса, а на выходе энергия потока жидкости преобразуется в механическую энергию посредством гидромотора, передающуюся исполнительному механизму. Гидropривод позволяет не только передавать механическую энергию от источника к потребителю посредством жидкости, но и *управлять* движением этого органа. Таким образом, любой гидropривод можно назвать гидropередачей, но не всякая гидropередача может быть названа гидropриводом.

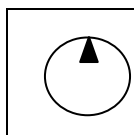
Исходя из вышесказанного, насос – устройство, преобразующее механическую энергию от приводного двигателя в гидравлическую энергию движущейся жидкости; гидромотор, или гидродвигатель (ГД) – устройство, преобразующее гидравлическую энергию жидкости, поступающей в гидромотор, в механическую (например, во вращательное движение выходного вала гидромотора или в возвратно-поступательное движение, если в качестве гидромотора используется гидроцилиндр).

По принципу действия гидropередачи вообще, и гидropриводы, в частности, подразделяются на: статические или объемные; динамические; импульсные или волновые.


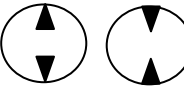

В данном курсе рассматриваются только статические гидropередачи и их элементы, как наиболее распространенные в специальной технике.

Статическими называются гидropередачи, у которых напорная линия всегда геометрически отделена от всасывающей, а усилия на рабочих органах определяются, главным образом, статическим давлением жидкости в магистралях; скорость течения жидкости в магистралях небольшая (от 1 до 10 м/с).

Условные обозначения насосов и гидромоторов



Нерегулируемый (постоянная производительность (объем жидкости, подаваемый в единицу времени) при постоянной частоте вращения приводного двигателя) нереверсивный насос.

	Нерегулируемый нереверсивный гидромотор.
	Нерегулируемый реверсивный насос (в насосе полости нагнетания и всасывания могут меняться местами, т.е. насос может менять направление течения жидкости) и гидромотор (выходной вал гидромотора может вращаться в обе стороны при соответствующей смене направления течения жидкости).
	Регулируемый (с помощью специальных устройств регулируется производительность насоса при постоянной частоте вращения вала насоса) реверсивный насос.

Для образования гидропривода непрерывного вращательного движения можно взять два насоса, один из которых регулируемый, другой – нерегулируемый, соединить их полости трубопроводами, залить жидкостью, и вал регулируемого насоса соединить с источником энергии, а нерегулируемого – с нагрузкой (рис. 1.1).

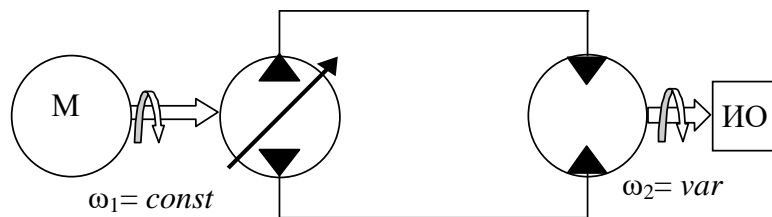


Рис. 1.1. Принципиальная схема гидропривода

Для гидропривода обязательно наличие управляюще-регулирующего устройства, которое может быть выполнено в виде неотъемлемой составной части насоса или гидродвигателя (а также того и другого) или в виде отдельных механизмов (дросселя с переливным клапаном-распределителем и др.).

По способу регулирования различают гидроприводы:

- а) с объемным регулированием,
- б) с дроссельным регулированием,
- с) с комбинированным регулированием.

Сущность объемного регулирования заключается в бесступенчатом изменении производительности насоса (или рабочего объема гидродвигателя) в процессе его работы. Производительность насосов, при постоянстве скорости вращения его вала, в данных установках регулируется путем изменения длины рабочего хода замыкателей (поршней или плунжеров). Наиболее характерным признаком этого способа регулирования является то, что упорядоченное движение жидкости осуществляется по замкнутому контуру и что давление на выходе насоса незначительно отличается от давления на входе в гидродвигатель. При этом давление нагнетания определяется величиной нагрузки на выходе привода.

Характерной особенностью гидроприводов с дроссельным регулированием является наличие разомкнутости в контуре циркуляции жидкости и независимость давления на выходе из насоса от нагрузки на гидродвигатель.

Говоря об особенностях гидравлических приводов, в первую очередь необходимо заметить, что они обладают удачным сочетанием ряда весьма ценных для машиностроения качеств, а именно:

1. Позволяют бесступенчато, в широком диапазоне, регулировать скорость движения управляемого рабочего органа в обе стороны.

Для современного гидропривода диапазон регулирования:

$$D_{\text{гп}} = \frac{\omega_{2\text{max}}}{\omega_{2\text{min}}} = 500 \div 5000 .$$

2. Просты и надежны в управлении. По простоте, надежности и габаритам гидравлические управляющие устройства обладают наилучшими показателями.

3. Обладают малой инерционностью.

4. Имеют малый вес и габариты на единицу передаваемой мощности.

5. Герметичны.

6. Допускают весьма простыми и надежными средствами преобразовать вращательное движение в прямолинейное возвратно-поступательное и поворотное. Этим качеством обладают все типы передач – гидравлические им не уступают.

7. Обладают достаточно жесткими механическими характеристиками.

8. Обладают хорошей агрегатностью.

и др.

Из вышесказанного нетрудно заметить, что гидравлические приводы по сравнению с электрическими, механическими, пневматическими агрегатами аналогичного назначения обладают значительно большим количеством положительных для машиностроения качеств.

Однако не следует считать, что гидравлические приводы являются лучшими приводами вообще для всех машин и их рабочих органов, им присущи и крупные недостатки. К числу таковых следует отнести:

1. Высокую стоимость, особенно гидроприводов с объемным регулированием.

2. Неоднозначность значений КПД у гидроприводов с различными способами регулирования. Причем у относительно дешевых приводов с дроссельным регулированием КПД весьма низок ($0,2 \div 0,3$), у приводов с объемным регулированием в среднем $0,7 \div 0,75$.

3. Зависимость механической характеристики и КПД от степени износа, от характера нагрузки на привод и от физических свойств жидкости.

4. Относительная сложность агрегатов и высокая точность изготовления отдельных элементов и деталей гидропривода.

5. Использование в качестве рабочего элемента (как правило) горючих жидкостей (минеральных масел), что для военной техники является неблагоприятным обстоятельством.

6. Невозможность обеспечения длительной стоянки рабочего органа в заданном положении.

По конструктивно-кинематическим признакам все существующие ротационно-поршневые насосы и гидромоторы чаще всего принято подразделять на три основных типа: аксиальные, радиальные, эксцентрикивые.

Аксиально-поршневые машины

Универсальный регулятор скорости (УРС)

Принципиальная схема УРС приведена на рис. 1.2. В блоке цилиндров 1 расположены поршни 2. Золотниково-распределительное устройство 3 обеспечивает образование двух полостей – полости нагнетания и полости всасывания рабочей жидкости. Поршни при помощи штоков 4 соединены с качающейся шайбой 6. Шайба помещена в чашку 5. Шарнир 7 обеспечивает передачу вращения от входного вала, жестко связанного с блоком цилиндров, качающейся шайбе.

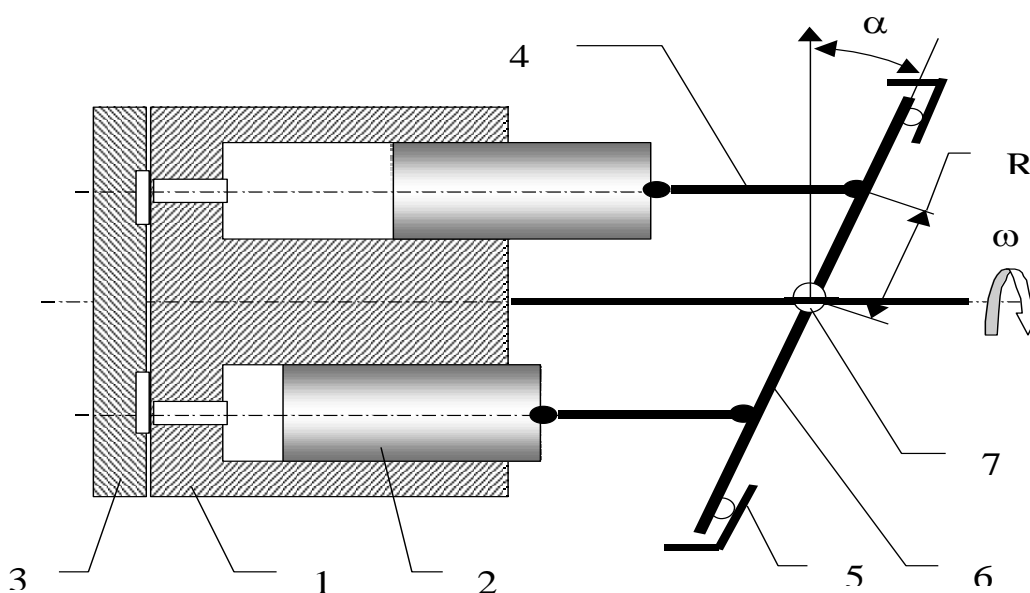


Рис. 1.2. Схема УРС

В основу данной машины заложен кривошипно-шатунный механизм (рис. 1.3). Только таких механизмов несколько. Все они объединены в один блок. Кривошип R заменен шайбой и повернут на 90° в плоскости вращения, при этом шайба на подшипниках покоится в чашке, при помощи которой может наклоняться от начального положения на угол $\pm \alpha$. Поршни с цилиндрами разнесены от оси вращения таким образом, что угол $\gamma \approx 0^\circ$, и вращаются вместе с валом и шайбой. Нетрудно убедиться, что каждый поршень будет совершать одновременно два движения: переносное (в пространстве) и относительное (возвратно-поступательное).

Для изучения существа работы гидравлической машины как преобразователя механической энергии в энергию потока жидкости и наоборот, имеет значение в основном относительное движение, в процессе которого за один оборот вала машины (за один цикл переносного движения поршень) совер-

шает два хода длиной $h = 2R\sin\alpha$. Один ход (на половине оборота вала) используется для всасывания жидкости в полость цилиндра, другой – для вытеснения ее из цилиндра (нагнетания в магистраль). Это обеспечивается специальной конфигурацией каналов золотниково-распределительного устройства (рис. 1.4).

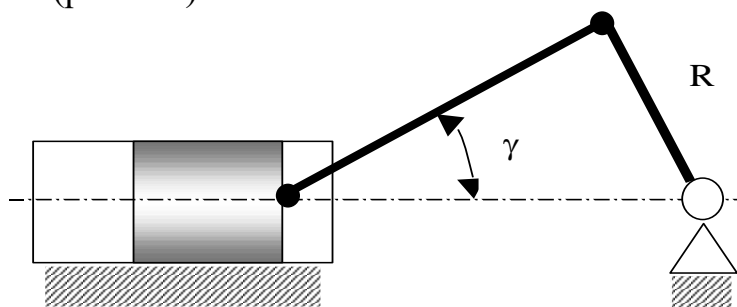


Рис. 1.3. Схема кривошипно-шатунного механизма

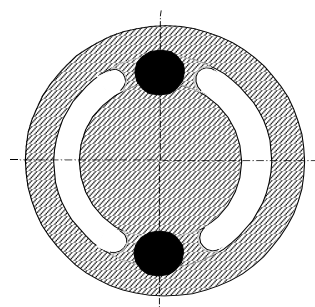


Рис. 1.4. Конфигурация каналов золотниково-распределительного устройства

Величина хода поршня, пропорциональна α , и, при прочих равных условиях, определяет количество подаваемой насосом жидкости. Если в процессе вращения вала с одной и той же скоростью и в одну сторону изменять угол α , например, от 20° до 0° , то будет изменяться и количество перекачиваемой жидкости от какого-то значения Q до 0 (естественно α не может быть равен или превышать 45° , обычно $\alpha = 15 \div 30^\circ$).

При переходе шайбы через вертикальную ось (ось «мертвых положений») направление потока жидкости изменится на противоположное, т.е. произойдет реверс потока жидкости, и реверс движения выходного вала.

Так эта машина работает в роли насоса. Если же под поршни такой машины через распределитель подавать жидкость под давлением от какого-либо источника, то она будет гидродвигателем, в котором энергия потока жидкости будет преобразовываться в механическую энергию и через его вал передаваться управляемому рабочему органу.

Поскольку это так, то, очевидно, гидропривод может быть образован из двух принципиально одинаковых машин, одна из которых регулируема и используется, например, в качестве насоса, вращаясь в одну и ту же сторону с $\omega_1 = const$, а другая нерегулируема и используется в качестве гидродвигателя (гидромотора), для которого $\omega_2 = var$.

Машина с поворотным диском и косой шайбой

Эти разновидности машин получаются в том случае, если уничтожить механические связи между поршнями и шайбой (диском) – рис. 1.5.

Для обеспечения возвратно-поступательное движения поршней (плунжеров) в цилиндрах, необходимы какие-то дополнительные мероприятия: либо прижим поршней избыточным давлением в полости всасывания, либо введение под поршни специальных пружин.

Формула для определения хода поршня получает вид:

$$h = 2Rt\alpha \quad (R \neq const).$$

Эффект регулирования достигается путем изменения угла наклона α поворотного диска или косой шайбы. Машины компакты, особенно хороши в качестве гидромоторов машины с косой шайбой.

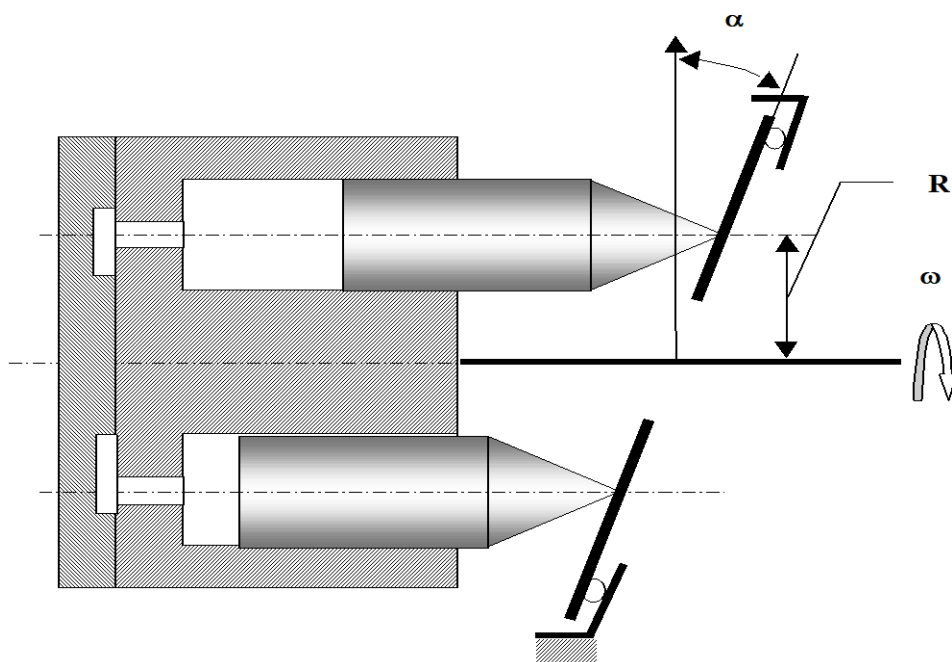


Рис. 1.5. Схема машины с косой шайбой

Производительность, крутящий момент, мощность, КПД

Производительностью будем называть объем жидкости, подаваемый (перекачиваемый) насосом за единицу времени ($\text{м}^3/\text{с}$).

Производительность является важнейшим параметром любого насоса, будь то в системе гидропривода или в системе так называемых «насосных станций». Этот параметр характеризует (при прочих равных условиях) размеры насоса и входит сомножителем в зависимость для определения его мощности. Действительная производительность насоса обозначается обычно символом Q_1 . Для обозначения *теоретической производительности* (т.е. производительности без учета объемных потерь, или утечек $Q_{\text{ут1}}$) принят символ Q_{10} . К числу наиболее употребительных единиц измерения этого параметра при рассмотрении гидропередат относятся $\text{см}^3/\text{с}$ и л/мин (для «насосных станций» $\text{м}^3/\text{час}$).

Утечки представляют собой неустраняемые объемные потери жидкости из полости нагнетания в полость всасывания (т.е. ту часть жидкости, которая не участвует в движении по нагнетательному трубопроводу на выходе из насоса) через неустраняемые зазоры в гидромашине, обусловленные особенностями конструкции, например, в гидроцилиндре – утечки между движущимся поршнем и внутренней поверхностью цилиндра.

Забегая вперед, отметим, что утечки прямо пропорциональны давлению нагнетания в гидросистеме и обратно пропорциональны вязкости жидкости (прямо пропорциональны температуре), которая в свою очередь зависит от рода жидкости и ее температуры, а также зависят от конструктивно-технологических характеристик гидромашин.

Действительная производительность насоса Q_1 определяется по формуле

$$Q_1 = Q_{10} - Q_{ут1},$$

где $Q_{ут1}$ – утечки жидкости в рабочих камерах насоса.

Без строгих теоретических выкладок, используя лишь логические рассуждения при рассмотрении основных схем ротационно-поршневых машин, имея в виду при этом, что с достаточной степенью приближения в основе любого из них просматривается наличие простейшего кривошипно-шатунного механизма, можно записать:

$$Q_{10} = q_1 n_1 = S_1 h_1 z_1 n_1,$$

где h_1 – ход поршня (определяется для каждого типа насоса своей зависимостью) (м);

z_1 – число поршней насоса;

n_1 – частота вращения вала насоса (1/с);

$S_1 = \pi d_{n1}^2 / 4$ – площадь поршня (м²);

d_{n1} – диаметр поршня насоса (м);

$q_1 = S_1 h_1 z_1$ – рабочий объем гидромашин (объем жидкости, подаваемый или пропускаемый машиной за один оборот ее вала при отсутствии утечек жидкости из рабочих камер; м³).

Рабочий объем является одним из основных параметров машины. Понятие рабочего объема позволяет записывать зависимости для производительности и расхода (для гидродвигателя) для любых типов машин в одинаковой форме, а именно: $Q_{10} = q_1 n_1$ и $Q_{20} = q_2 n_{20}$ (нижний индекс «2» обозначает ГД – см. далее). Откуда, например, теоретическая скоростная характеристика гидропривода (теоретическая частота вращения вала гидромотора) с объемным регулированием (производительность насоса регулируется изменением угла наклона косой шайбы) представляется как

$$Q_{10} = Q_{20}; q_1 n_1 = q_2 n_{20}; n_{20} = \frac{q_1 n_1}{q_2} = \frac{Q_{10}}{q_2}.$$

Выражение $Q_{10} = Q_{20}$ означает: сколько жидкости в единицу времени перекачивает насос (при отсутствии утечек), столько поступает в гидромотор.

Если насос объемно регулируемый (меняется угол наклона шайбы), то, учитывая, что ход поршня определяется как $h_1 = 2R \sin \alpha$, будем иметь

$$Q_{10} = S_1 h_1 z_1 n_1 = S_1 2R \sin(\alpha) z_1 n_1 = q_{1\max} e_{01} n_1$$

и

$$q_{1\max} n_1 e_{01} = q_2 n_{20}; n_{20} = \frac{q_{1\max} n_1 e_{01}}{q_2},$$

где $q_{1\max} = S_1 2R \sin \alpha_{\max} z_1 = S_1 h_{1\max} z_1$ – максимальный рабочий объем при максимальном ходе поршня, который имеет место при наибольшем угле наклона шайбы $\alpha = \alpha_{\max}$, т.е. $h_{1\max} = 2R \sin \alpha_{\max}$;

$e_{01} = \frac{q_1}{q_{1\max}} = \frac{h_1}{h_{1\max}} = \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_{\max}}$ – параметр регулирования (принимает значения от 0 до 1), α – текущий угол наклона косо́й шайбы, α_{\max} – максимальный угол наклона шайбы.

Таким образом, при $e_{01} = 1$, т.е. при максимальном угле наклона шайбы насоса теоретическая производительность насоса будет максимальной $Q_{10} = q_{1\max} n_1$, также будет максимальной и теоретическая частота вращения выходного вала гидромотора

$$n_{20} = \frac{q_{1\max} n_1}{q_2}.$$

При $e_{01} = 0$, т.е. при нулевом угле наклона шайбы насоса ($\alpha=0$) ход поршня будет равен нулю, поэтому будет равна нулю теоретическая производительность насоса ($Q_{10} = 0$) и теоретическая частота вращения выходного вала гидромотора, т.е. $n_{20} = 0$.

Действительный расход гидродвигателя (с учетом утечек Q_{yt2} , т.е. объема жидкости в единицу времени, который не совершил работу по вращению вала ГД) равен

$$Q_{20} = Q_{10} - Q_{yt2}.$$

При работе гидропривода часть теоретической производительности насоса Q_{10} жидкости «теряется» в результате утечек в насосе Q_{yt1} , т.е.

$$Q_1 = Q_{10} - Q_{yt1},$$

оставшаяся часть поступает на вход в ГД (в качестве теоретического расхода ГД)

$$Q_{20} = Q_1,$$

также в самом ГД часть жидкости «теряется» в результате утечек Q_{yt2} , т.е.

$$Q_2 = Q_{20} - Q_{yt2}.$$

Откуда действительный расход жидкости, совершающий вращение выходного вала гидропривода (вала ГД), равен

$$Q_2 = Q_{10} - Q_{yt1} - Q_{yt2}.$$

Из последнего выражения можно вывести выражение для определения действительной частоты вращения выходного вала гидропривода n_2

$$q_2 n_2 = q_1 n_1 - Q_{yt1} - Q_{yt2};$$

$$n_2 = \frac{q_1 n_1 - Q_{yt1} - Q_{yt2}}{q_2}.$$

Сравнивая последнее выражение с выражением для теоретической частоты вращения вала гидропривода

$$n_{20} = \frac{q_1 n_1}{q_2},$$

видим, что действительная частота вращения n_2 меньше теоретической n_{20} на величину утечек $(Q_{yt1} + Q_{yt2})/q_2$.

При этом, учитывая прямо пропорциональную зависимость величины утечек от давления и температуры, получаем, что при давлении, например, 100 атм действительная частота вращения вала ГД n_2 будет меньше частоты вращения вала ГД при давлении, например, 10 атм (температура жидкости предполагается одинаковой). Также аналогично получаем, что при температуре рабочей жидкости, например, 70⁰С действительная частота вращения вала ГД n_2 будет меньше частоты вращения вала ГД при температуре, например, 40⁰С (давление жидкости предполагается одинаковым).

Также из формулы

$$n_2 = \frac{q_{1\max} n_1 e_{01} - Q_{ут1} - Q_{ут2}}{q_2}$$

можно заметить, что при изменении параметра регулирования e_{01} (изменения теоретической производительности насоса) от 0 до некоторого порогового значения $e_{01п}$ вследствие наличия утечек частота вращения выходного вала будет равна нулю, пока теоретическая производительность не превысит величину утечек. При этом чем больше давление в гидроприводе (температура жидкости предполагается постоянной), тем больше это пороговое значение $e_{01п}$, так как с увеличением давления растет величина утечек. То же относится и к изменению температуры при неизменном давлении.

Средний крутящий момент гидромашины равен (без вывода):

$$M_{ср} = \frac{q}{2\pi} \Delta p,$$

где $\Delta p = p_n - p_{сл}$ – перепад давлений; p_n – давление в полости нагнетания; $p_{сл}$ – давление в полости слива.

Мощность насоса, гидромотора и гидропривода определяется по формуле: $N = M\omega$, где ω – угловая скорость вала, M – крутящий момент. Таким образом, для гидравлической машины (в данном случае насоса) вправе записать (без учета потерь):

$$N_{10} = M_{10}\omega_1; N_{10} = \frac{q_1}{2\pi} \Delta p \omega_1 \text{ или } N_{10} = Q_{10} \Delta p,$$

где $n_1 = \omega_1 / 2\pi$.

КПД

В гидравлических передачах часть энергии, подводимой к входному валу, теряется в процессе работы на преодоление различных внутренних сопротивлений и превращается в тепло.

В насосах, гидродвигателях, распределительно-регулирующих и вспомогательных устройствах гидроприводов имеют место три вида потерь:

1. Гидравлические, затрачиваемые на преодоление сил трения между частичками движущейся жидкости и на преодоление сил сопротивления жидкости движению в ней элементов машины.

2. Механические, затрачиваемые на преодоление сил трения между сопряженными и перемещающимися относительно друг друга деталями насоса, гидродвигателя или другого элемента.

3. Объемные, к которым относятся, главным образом, утечки рабочей жидкости из полости нагнетания в полость всасывания или корпус через неустраиваемые щели между подвижно-сопряженными деталями машины;

Гидравлические и механические потери обычно объединяют и их называют гидромеханическими потерями.

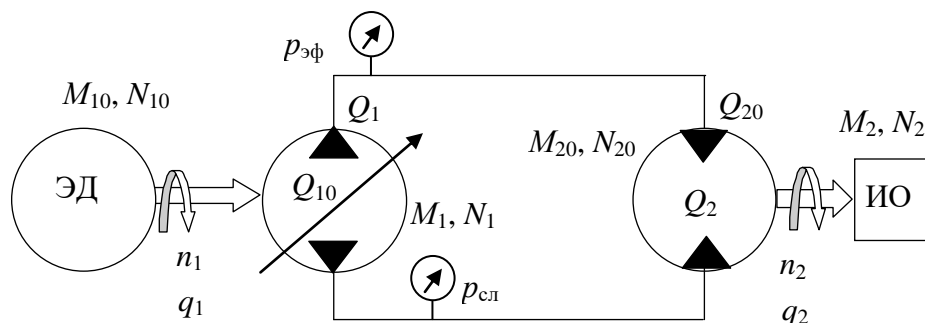


Рис. 1.6. Схема гидропривода

Гидромеханическим КПД называется относительная величина, учитывающая гидромеханические потери внутри соответствующего гидравлического агрегата или устройства и определяемая в общем случае зависимостью:

$$\eta_{\text{ГМ1}} = \frac{M_1}{M_{10}} = \frac{(q_1 / 2\pi)p_{\text{эф}}}{(q_1 / 2\pi)p_0} = \frac{p_{\text{эф}}}{p_0}, \quad \eta_{\text{ГМ1}} = \frac{M_{10} - M_c}{M_{10}} = 1 - \frac{M_c}{M_{10}} = 1 - \frac{M_c(n_1, \mu)}{(q_1 / 2\pi)p_0}, \quad (1.1)$$

где $p_{\text{эф}}$ – эффективное давление, т.е. та часть рабочего (манометрического) давления, которая идет на совершение полезной работы (определяется из эксперимента); p_0 – теоретическое давление, т.е. то, которое мог бы создать насос при данном потребляемом им моменте, если бы не было в нем потерь (часто под давлениями p_0 и $p_{\text{эф}}$ подразумевается перепад давлений с учетом давления в области слива Δp_0 и $\Delta p_{\text{эф}}$); $M_c = M_c(n_1, \mu)$ – момент гидромеханического сопротивления прямо пропорционален частоте вращения вала машины и вязкости жидкости.

Как видно из выражения (1.1), гидромеханический КПД обратно пропорционален частоте вращения вала машины n_1 (скорости течения жидкости) и вязкости жидкости μ , прямо пропорционален давлению в гидросистеме Δp_0 , т.е. можно записать функциональную зависимость

$$\eta_{\text{ГМ1}} = \eta_{\text{ГМ1}}(n_1^{-1}, \mu^{-1}, \Delta p_0).$$

На основании последних выражений можно записать

$$M_1 = M_{10}\eta_{\text{ГМ1}}; \quad M_{10} = M_{\text{эд}}; \quad M_2 = M_{20}\eta_{\text{ГМ2}},$$

где $M_{\text{эд}}$ – момент, передаваемый насосу приводным электродвигателем.

Для гидропривода в целом гидромеханический КПД:

$$\eta_{\text{ГМГП}} = \eta_{\text{ГМ1}}\eta_{\text{ГМ2}}.$$

Таким образом, гидромеханический КПД гидропривода равен произведению гидромеханических КПД насоса и гидромотора.

Объемный КПД насоса, ГД или гидропривода учитывает лишь утечки жидкости из полости высокого давления в полость низкого и выражается, например, для насоса, отношением:

$$\eta_{об1} = \frac{Q_1}{Q_{10}} = \frac{Q_{10} - Q_{yт1}}{Q_{10}} = 1 - \frac{Q_{yт1}}{Q_{10}} = 1 - \frac{Q_{yт1}}{q_1 n_1} = 1 - \frac{Q_{yт1}(\Delta p, \mu^{-1})}{Q_{10}}, \quad (1.2)$$

где $Q_{yт1}(\Delta p, \mu^{-1})$ – объемные потери, которые прямо пропорциональны давлению в гидросистеме и обратно пропорциональны вязкости жидкости.

Исходя из выражения (1.2), выражение для объемного КПД насоса можно представить в виде функциональной зависимости:

$$\eta_{об1} = \eta_{об1}(\Delta p^{-1}, \mu, n_1).$$

Имеем, $Q_1 = Q_{10} - Q_{yт1} = Q_{10} \eta_{об1}$; $Q_2 = Q_{20} - Q_{yт2} = Q_{20} \eta_{об2}$. В гидроприводе $Q_{20} = Q_1$ ($Q_2 = Q_{10} - Q_{yт1} - Q_{yт2}$), откуда

$$\eta_{обгп} = Q_2 / Q_{10} = Q_{10} \eta_{об1} \eta_{об2} / Q_{10} = \eta_{об1} \eta_{об2}.$$

Таким образом, объемный КПД гидропривода равен произведению объемных КПД насоса и гидромотора.

Общий КПД учитывает как объемные, так и гидромеханические потери в гидросистеме. Общий КПД насоса (ГД) есть отношение передаваемой им мощности (полезной мощности) к потребляемой:

$$\eta_1 = \frac{N_1}{N_{10}} = \frac{Q_1 p_{эф}}{Q_{10} p_0} = \eta_{об1} \eta_{гм1}.$$

Понятие об общем КПД гидропривода аналогично понятию о КПД любой другой передачи, т.е. выражается отношением оправдываемой ГД мощности к мощности, потребляемой насосом. Для гидропривода в целом общий КПД, учитывая $N_1 = N_{10} \eta_1$; $N_{20} = N_1$; $N_2 = N_{20} \eta_2$, будет равен:

$$\eta_{гп} = \frac{N_2}{N_{10}} = \frac{N_{20} \eta_2}{N_{10}} = \eta_1 \eta_2.$$

Контрольные вопросы

1. Дать определение гидропривода (из каких двух основных устройств он состоит), нарисовать его принципиальную схему.
2. Дать определение производительности насоса, теоретической производительности насоса, действительной производительности насоса, а также написать формулы.
3. Дать определение объемным потерям (утечкам). От каких основных параметров они зависят?
4. Записать выражение для определения параметра регулирования и теоретической производительности насоса с учетом параметра регулирования.
5. Записать выражение для определения теоретической частоты вращения выходного вала гидропривода n_{20} и действительной n_2 с учетом утечек.
6. Записать выражения для определения среднего крутящего момента гидромашины и теоретической мощности гидромашины.
7. Записать выражения для определения объемного, гидромеханического и полного КПД насоса и гидропривода.

Работа №1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

Цель работы – изучить принцип устройства и действия шестеренных насосов, ознакомиться с их особенностями и получить представление о методике экспериментального определения основных характеристик насосов объемного типа.

Общие сведения о шестеренных насосах

Шестеренные насосы с цилиндрическими шестернями внешнего зацепления (рис. 2.1) являются наиболее простыми из всех известных типов насосов. Они, по существу, состоят из двух одинаковых шестерен 1 и 2, помещенных с малыми зазорами в корпусе 3.

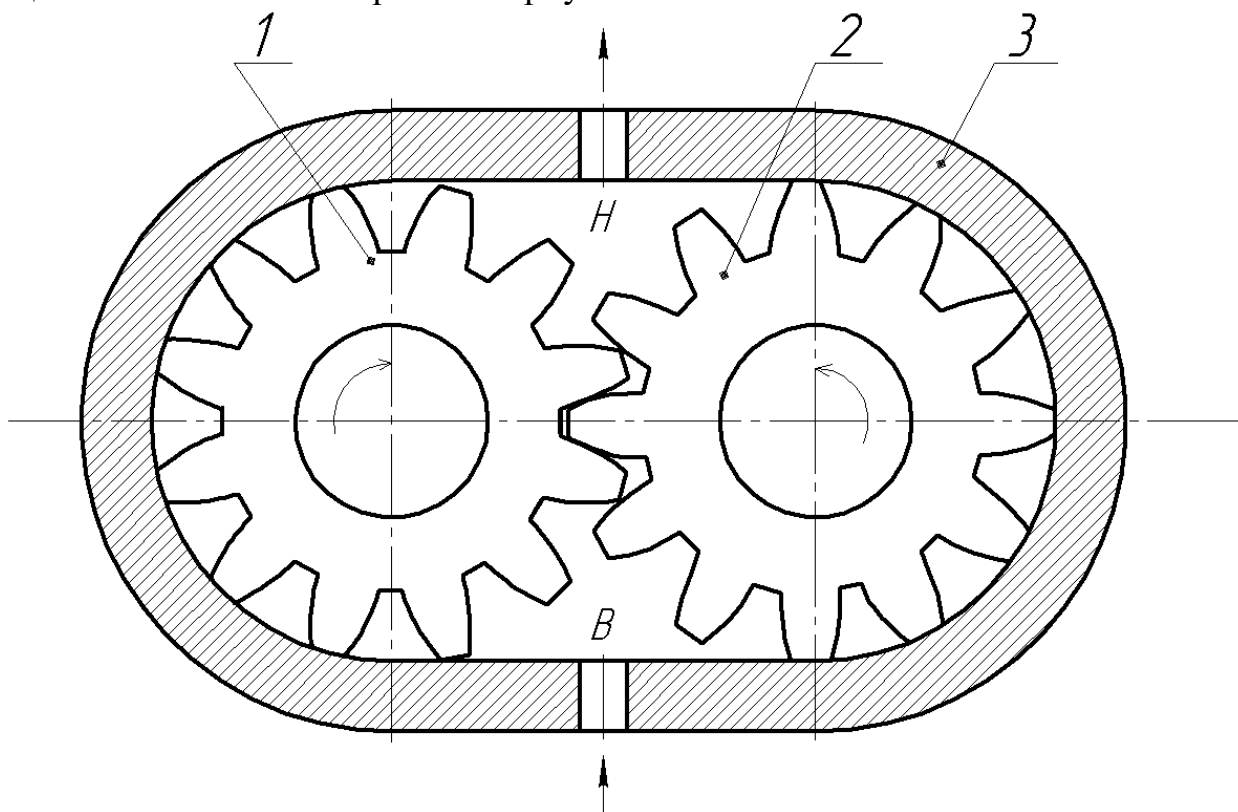


Рис. 2.1. Принципиальная схема шестеренного насоса

Рабочей камерой в шестеренных насосах является пространство, ограниченное впадиной между зубьями и стенками корпуса. При указанном на рис. 2.1 направлении вращения шестерен жидкость, заключенная во впадинах зубьев, переносится из полости всасывания «В» в полость нагнетания «Н».

Помимо насосов, построенных на базе двух шестерен внешнего зацепления с зубьями эвольвентного профиля, применяются также насосы:

- с косозубыми шестернями,
- с шевронными шестернями,
- с шестернями внутреннего зацепления,

- трехшестеренные,
- двух- и трехступенчатые.

Все разновидности шестеренных насосов отличаются малыми габаритами и весом, компактностью, надежностью, простотой изготовления, быстротой и меньшей, чем другие типы объемных машин, чувствительностью к загрязнениям рабочей жидкости. В принципе они обратимы, то есть могут работать не только в качестве генераторов гидравлической энергии, но и в качестве гидромоторов.

Вышеперечисленные качества способствовали массовому распространению шестеренных насосов во многих отраслях техники общего и специального назначения. При этом они одинаково широко используются как в системах, предназначенных для перекачки различных жидкостей из мест хранения к местам потребления, так и в гидравлических системах управления рабочими органами различных машин.

Определенные ограничения при применении шестеренных насосов в системах машиностроительной гидравлики вызываются, главным образом, только двумя обстоятельствами: повышенной пульсацией подачи и отсутствием регулируемых машин (хотя регулирование в принципе и осуществимо).

В настоящее время промышленность серийно выпускает шестеренные насосы на рабочие давления в пределах от 5 до 210 кгс/см². Насосы, применяемые для перекачки жидкости при низком давлении, строят на производительность до 1000 л/мин, а насосы высокого давления – до 500 л/мин. Объемный КПД современных образцов доведен до 0,95–0,96; общий КПД – до 0,90; срок службы – до 5000 часов.

Основными характеристиками объемного насоса любого типа, в том числе и шестеренного, являются:

а) характеристики производительности

$$Q_1 = f(n_1), Q_1 = f(\Delta p) \text{ и } Q_1 = f(\mu);$$

б) характеристики КПД

$$\eta_{об1}, \eta_{гм1}, \eta_1 = f(n_1), \eta_{об1}, \eta_{гм1}, \eta_1 = f(\Delta p) \text{ и } \eta_{об1}, \eta_{гм1}, \eta_1 = f(\mu),$$

где Q_1 – действительная производительность насоса;

n_1 – частота вращения вала насоса;

Δp – перепад давлений в полостях;

μ – динамический коэффициент вязкости рабочей перекачиваемой жидкости;

$\eta_{об1}$ – объемный КПД;

$\eta_{гм1}$ – гидромеханический КПД;

η_1 – общий КПД.

Примерные графики некоторых характеристик приведены на рис. 2.2.

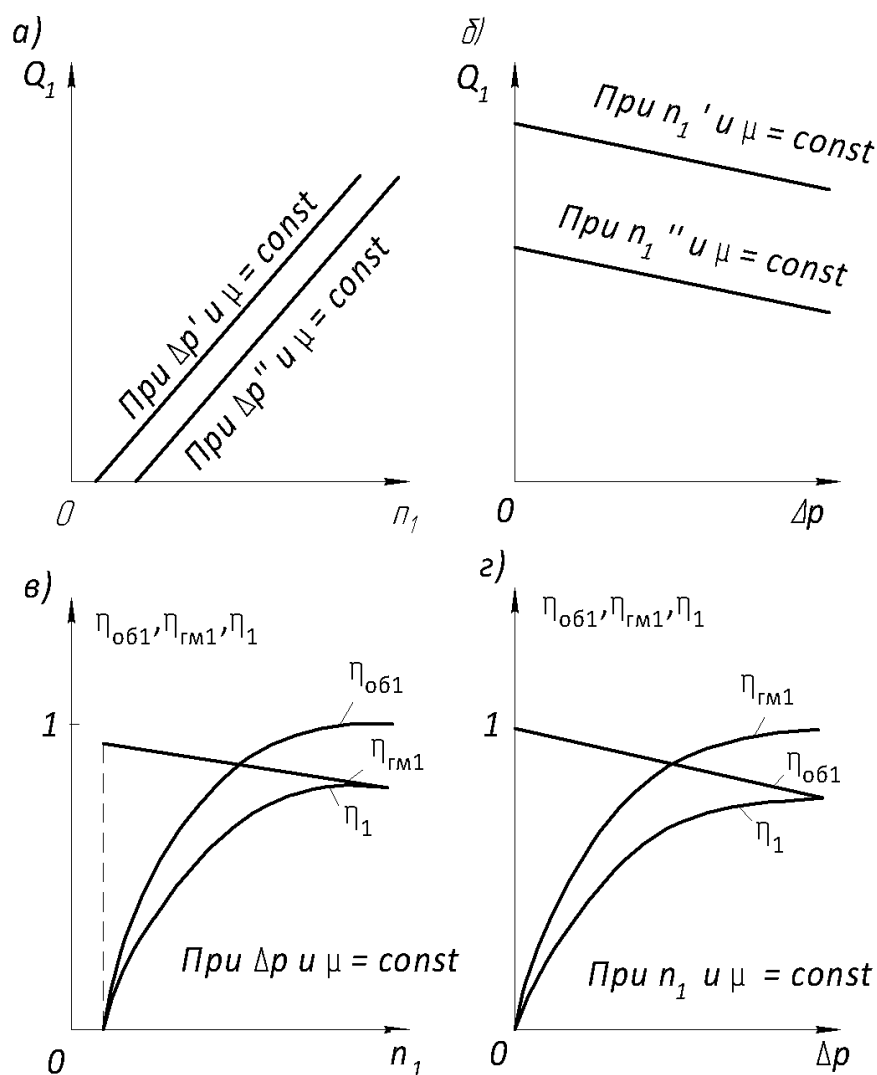


Рис. 2.2. Примерные графики характеристик шестеренного насоса

Экспериментальная установка

Для экспериментального определения статических характеристик шестеренного насоса служит стенд, схема которого приведена на рис. 2.3. Основными элементами стенда являются масляный бак 3, испытуемый шестеренный насос 7, приводной электродвигатель 10, дроссель 16 и аксиально-поршневой гидромотор 19.

Масляный бак размещается в водяной ванне 2, которая предназначена для ускорения процесса повышения или понижения температуры рабочей жидкости (масла) до заданных пределов во время эксперимента. Для подогрева рабочей жидкости включается в электросеть нагреватель 4, для охлаждения – часть воды сливается через кран 1, а ванна доливается холодной водой.

Термометр 5 предназначен для замеров температуры рабочей жидкости во время опытов. Кран 6 при выполнении работы должен быть полностью открыт. Его основное назначение – перекрывать всасывающую магистраль во время промывки фильтра. При помощи вакуумметра 8 определяется степень разрежения в полости всасывания испытуемого насоса.

Для определения крутящего момента на валу насоса использована известная система мотор–весы, суть которой в данном случае заключается в том, что жестко прикрепленный к вывешенному статору приводного электродвигателя рычаг длиной l опирается на платформу весов 9. Особенностью этой системы является то обстоятельство, что центр тяжести вывешенного электродвигателя располагается ниже оси качания статора. То есть достаточно точные результаты могут быть получены только в том случае, если рычаг, а с ним и грузовая платформа весов, во время замеров занимают исходное положение. Это достигается уравниванием действующей на грузовую платформу силы G гирями, размещаемыми на малой платформе. При этом стрелка весов должна устанавливаться как можно ближе к нулевой отметке циферблата (в пределах от 0 до 100 грамм).

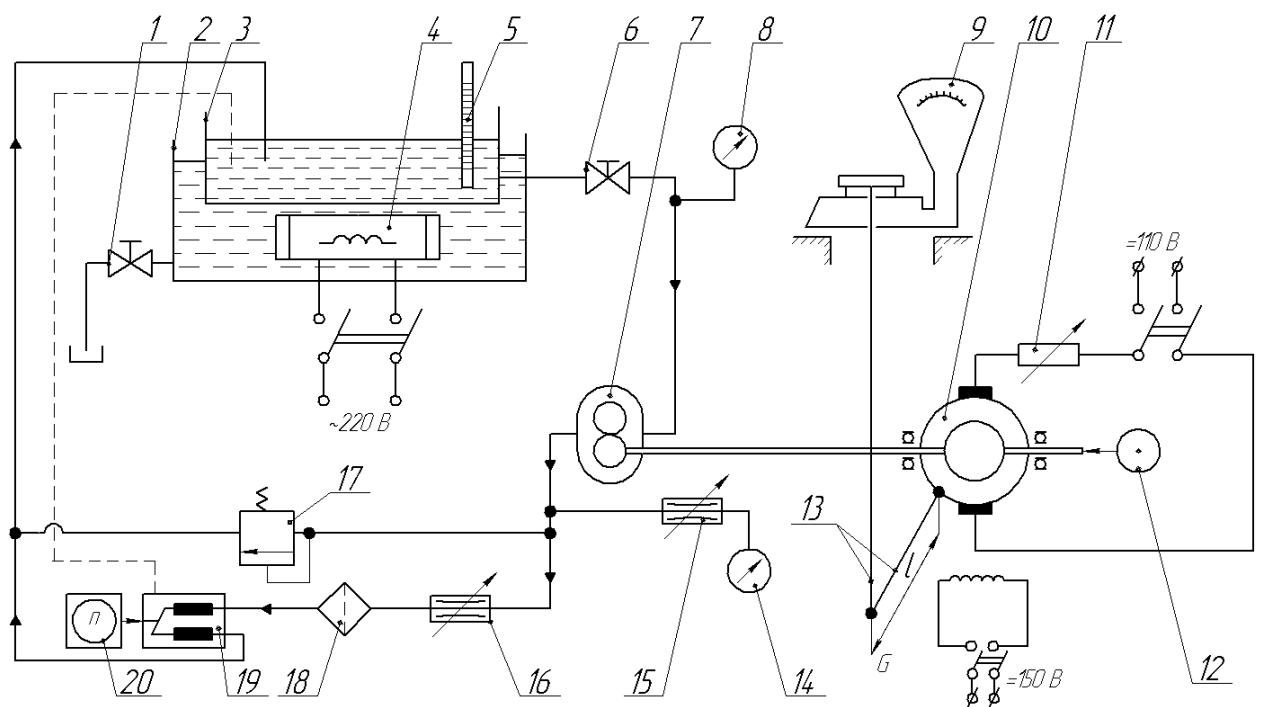


Рис. 2.3. Принципиальная схема стенда для испытаний шестеренного насоса: 1 – кран, 2 – водяная ванна, 3 – масляный бак, 4 – электронагреватель, 5 – термометр, 6 – кран, 7 – испытуемый насос, 8 – вакуумметр, 9 – весы, 10 – приводной электродвигатель, 11 – реостат в цепи якоря, 12 – тахометр, 13 – рычаг, 14 – манометр, 15 – демпфер, 16 – дроссель, 17 – предохранительный клапан, 18 – фильтр, 19 – аксиально-поршневой гидромотор, 20 – цифровой тахометр.

Кроме того, для повышения точности результатов перед каждым замером необходимо слегка нажать на рычаг статора и спокойно отпустить его. Вышеуказанная операция необходима потому, что между щетками и коллектором приводного электродвигателя имеют место силы трения, которые создают момент, действующий навстречу реактивному моменту. То есть без принудительного покачивания статора перед замером нагрузка на весах, как правило, будет меньше той, которая соответствует действительному моменту на валу насоса.

Вал насоса соединен с валом приводного электродвигателя без каких-либо промежуточных передач. Поэтому заданная скорость вращения насоса устанавливается по тахометру 12 с помощью реостата 11.

Нагрузка устанавливается по манометру 14 при помощи регулируемого дросселя 16. При этом следует иметь в виду, что с изменением нагрузки будет меняться и скорость вращения приводного электродвигателя. Следовательно, операции по установке заданных давлений и частот вращения должны осуществляться одновременным воздействием на рукоятки дросселя и реостата.

Демпфер 15 служит для сглаживания колебаний стрелки манометра 14. Предохранительный клапан 17 и фильтр 18 выполняют функций защиты гидравлической системы стенда от перегрузок и загрязнений. При превышении давления в напорном трубопроводе сверх допустимого срабатывает предохранительный клапан, и жидкость, минуя дроссель, фильтр и гидромотор, через открытый клапан поступает в бак 3.

Для определения действительной производительности нагруженного испытуемого насоса использован работающий вхолостую аксиально-поршневой гидромотор 19 (к выходному валу гидромотора не приложена внешняя нагрузка) с заранее известным рабочим объемом. Частота вращения вала гидромотора определяется с помощью цифрового тахометра 20. Нагрузкой для насоса является давление жидкости, которое устанавливается в напорном трубопроводе с помощью дросселя (на участке между насосом и дросселем) и реостатов, служащих для изменения частоты вращения вала насоса: чем больше давление (и температура рабочей жидкости), тем больше утечки жидкости из рабочих камер насоса и тем меньше его действительная производительность.

Утечки жидкости из рабочих камер работающего вхолостую гидромотора незначительны (давление жидкости в трубопроводе перед гидромотором на участке между гидромотором и дросселем несколько превышает атмосферное), поэтому при определении характеристик шестеренного насоса их можно не учитывать и направлять по дренажному трубопроводу в масляный бак. При необходимости эти утечки всегда можно собрать в отдельный мерный сосуд и учесть при обработке экспериментальных данных.

При работе насоса жидкость поступает из масляного бака 3 по трубопроводу в полость всасывания насоса 7, затем она направляется через дроссель 16, фильтр 18 в аксиально-поршневой гидромотор 19, из которого она поступает в бак 3.

Объем и содержание эксперимента

Эксперимент проводится при определенной температуре рабочей жидкости согласно одному из вариантов, представленных в таблице, и состоит из шести групп опытов (по числу заданных значений частоты вращения вала насоса). Каждая группа подразделяется на шесть опытов, проводимых при различных давлениях жидкости в полости нагнетания насоса. В каждом из 36 опытов по измеренным и заранее известным параметрам определяются мо-

мент на валу насоса, перепад давлений в рабочих полостях, теоретическая и действительная производительность, потребляемая насосом мощность, полезная мощность, теоретическое давление, объемный, гидромеханический и общий КПД насоса.

На основании результатов опытов и вычислений, в соответствии с индивидуальным заданием, строятся графики основных характеристик насоса.

Варианты задания

№ вариантов	Параметры	Значения параметров
1	$t_m, ^\circ\text{C}$	35
	$n_1, \text{об/мин}$	400 600 800 1000 1200 1500
	$p_1, \text{кгс/см}^2$	8 10 12 14 16 20
2	$t_m, ^\circ\text{C}$	40
	$n_1, \text{об/мин}$	500 800 1100 1400 1700 2000
	$p_1, \text{кгс/см}^2$	10 14 16 18 20 22
3	$t_m, ^\circ\text{C}$	45
	$n_1, \text{об/мин}$	600 800 1000 1200 1400 1600
	$p_1, \text{кгс/см}^2$	8 10 14 18 22 24
4	$t_m, ^\circ\text{C}$	50
	$n_1, \text{об/мин}$	400 700 1000 1300 1600 1900
	$p_1, \text{кгс/см}^2$	9 12 15 18 20 22
5	$t_m, ^\circ\text{C}$	55
	$n_1, \text{об/мин}$	300 600 900 1200 1500 1800
	$p_1, \text{кгс/см}^2$	8 10 12 14 16 18
6	$t_m, ^\circ\text{C}$	60
	$n_1, \text{об/мин}$	700 900 1100 1300 1500 1700
	$p_1, \text{кгс/см}^2$	7 10 13 16 19 22
7	$t_m, ^\circ\text{C}$	65
	$n_1, \text{об/мин}$	500 800 1100 1400 1700 2000
	$p_1, \text{кгс/см}^2$	8 10 12 15 18 20
8	$t_m, ^\circ\text{C}$	70
	$n_1, \text{об/мин}$	600 800 1000 1200 1400 1600
	$p_1, \text{кгс/см}^2$	6 8 10 12 14 16

Последовательность выполнения работы

1. Распределить участников эксперимента по рабочим местам:
 - а) дроссель, манометр и тахометр на валу приводного электродвигателя (насоса);
 - б) реостаты;
 - в) термометр и рубильник электронагревателя;
 - г) весы;
 - д) мановакуумметр и рубильник на щите стенда;
 - е) тахометр на валу расходомера (гидромотора);
 - ж) ведение протокола испытаний.
2. Подготовить бланки протокола испытаний по форме 2.1.
3. Совместно с преподавателем или лаборантом опробовать установку.
4. Нагреть (остудить) рабочую жидкость до заданной температуры.

5. Согласно заданному варианту провести испытания шестеренного насоса, соблюдая при этом следующие правила:

- а) установить рычаги реостатов в положение «min»;
- б) подать питание 220 В из розетки на стенде цифровому тахометру ТЦ-3М и включить его тумблер;
- в) на распределительном щите (на стенде) включить рубильники 380 В и 110 В;
- г) открыть вентиль у бака;
- д) открыть дроссель на напорном трубопроводе;
- е) держа рычаг электродвигателя, включить на щитке стенда вниз;
- ж) опустить рычаг на платформу весов;
- з) воздействуя на рукоятки реостатов и дросселя, установить требуемые частоту вращения вала насоса и давление в полости нагнетания;
- и) одновременно снять показания со всех приборов и записать их в протокол испытаний (форма 2.1); в форме 2.1 представлен образец заполнения соответствующих столбцов до начала эксперимента для варианта №1.
- к) в пределах данной группы опытов при переходе от одного давления к другому строго поддерживать заданную частоту вращения вала насоса.

Примечания.

1. При проведении всех опытов отклонения температуры рабочей жидкости от заданного значения допускаются в пределах $\pm 2^\circ \text{C}$.

2. Последовательность проведения опытов может быть произвольной. Поэтому если температура рабочей жидкости на 1–2 °С ниже заданной, то целесообразно начинать эксперимент с максимальных значений скорости вращения вала насоса, если выше – с минимальных. Изменяя таким образом последовательность проведения опытов, можно получить заметный выигрыш в затратах времени на операции по стабилизации температуры рабочей жидкости.

Протокол испытаний шестеренного насоса

№ гр № опыта	n_1	G	M_{10}	n_2	p_1	Π	p_2	Δp	t_M	v	Q_1	Q_{10}	N_1	N_{10}	p_0	$\eta_{гм1}$	$\eta_{об1}$	η_1	η_1'
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1/1	400				8														
1/2	400				10														
1/3	400				12														
1/4	400				14														
1/5	400				16														
1/6	400				20														
2/1	600				8														
2/2	600				10														
2/3	600				12														
2/4	600				14														
2/5	600				16														
2/6	600				20														
3/1	800				8														
3/2	800				10														
3/3	800				12														
3/4	800				14														
3/5	800				16														
3/6	800				20														
4/1	1000				8														
4/2	1000				10														
4/3	1000				12														
4/4	1000				14														
4/5	1000				16														
4/6	1000				20														
5/1	1200				8														
5/2	1200				10														
5/3	1200				12														
5/4	1200				14														
5/5	1200				16														
5/6	1200				20														
6/1	1500				8														
6/2	1500				10														
6/3	1500				12														
6/4	1500				14														
6/5	1500				16														
6/6	1500				20														

Обозначения в форме 2.1

n_1 – частота вращения вала насоса, устанавливаемая по тахометру на валу приводного двигателя, об/мин;

G – нагрузка на платформу весов, кгс;

M_{10} – теоретический момент на валу насоса, кгс·м;

n_2 – частота вращения вала расходомера (гидромотора), об/мин;

p_1 – давление рабочей жидкости в полости нагнетания, кгс/см²;

Π – показание мановакуумметра; мм рт. ст.;

p_2 – давление рабочей жидкости в полости всасывания, кгс/см²;

Δp – перепад давлений в полостях насоса (рабочее давление), кгс/см²;

t_m – температура рабочей жидкости, °С;

ν – кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости, сст;

Q_1 – действительная производительность насоса, л/мин;

Q_{10} – теоретическая производительность насоса, л/мин;

N_1 – полезная (действительная) мощность насоса, л.с.;

N_{10} – потребляемая насосом (теоретическая) мощность, л.с.;

p_0 – теоретическое давление рабочей жидкости, кгс/см²;

$\eta_{гм1}$ – гидромеханический КПД насоса;

$\eta_{об1}$ – объемный КПД насоса;

η_1, η_1' – общий КПД насоса, вычисляемый для проверки по различным формулам.

Примечания. Графы 1,2,6 заполняются до начала эксперимента; графы 3,5,7,10 – в процессе проведения опытов; прочие графы – при обработке полученных данных.

Расчетные формулы

По данным измерений и заранее известным параметрам для каждого опыта определяют:

а) теоретический момент на валу насоса

$$M_{10} = G \cdot l \text{ кгс} \cdot \text{м},$$

где $l = 0,6$ м – длина рычага, закрепленного на статоре приводного электродвигателя;

б) давление рабочей жидкости в полости всасывания

$$p_2 = -\Pi \cdot 0,0013596 \text{ кгс/см}^2;$$

в) перепад давлений в полостях насоса

$$\Delta p = p_1 - p_2 \text{ кгс/см}^2;$$

г) действительную производительность насоса

$$Q_1 = \frac{q_2 \cdot n_2}{1000} \text{ л/мин},$$

где $q_2 = 10$ см³/об – рабочий объем расходомера (гидромотора);

д) теоретическую производительность насоса

$$Q_{10} = \frac{q_1 \cdot n_1}{1000} \text{ л/мин},$$

где $q_1 = 15$ см³/об – рабочий объем испытуемого насоса;

е) полезную (действительную) мощность насоса

$$N_1 = \frac{\Delta p \cdot Q_1}{450} \text{ л.с.};$$

ж) потребляемую насосом (теоретическую) мощность

$$N_{10} = \frac{M_{10} \cdot n_1}{716,2} \text{ л.с.};$$

з) теоретическое давление рабочей жидкости $p_0 = 41,9 M_{10} \text{ кгс/см}^2$,
(получено из соотношения $\frac{p_0 Q_{10}}{450} = \frac{M_{10} \cdot n_1}{716,2}$);

и) гидромеханический КПД насоса

$$\eta_{\text{гм1}} = \frac{\Delta p}{p_0};$$

к) объемный КПД насоса

$$\eta_{\text{об1}} = \frac{Q_1}{Q_{10}};$$

л) общий КПД насоса

$$\eta_1 = \frac{N_1}{N_{10}} \text{ и } \eta_1' = \eta_{\text{гм1}} \cdot \eta_{\text{об1}}.$$

Кинематический коэффициент вязкости ν определяется при заданном значении температуры и крайних ее отклонениях по имеющемуся в лаборатории графику $\nu = f(t_M)$.

Контрольные вопросы

1. Рассказать о принципе действия, достоинствах и недостатках шестеренных насосов.
2. Указать основные каналы утечек в этих насосах.
3. Назвать основные характеристики насосов объемного типа.
4. Объяснить полученные зависимости КПД в функции от рабочего давления в насосе и частоты вращения его вала.

Работа № 2

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА, ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМНОГО КПД И РАСЧЕТ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОПРИВОДА ГСП-100

Цель работы – самостоятельно изучить принцип устройства и действия гидропривода ГСП-100, экспериментальным путем определить его объемный КПД при различных нагрузках, рассчитать и построить скоростную характеристику и характеристику объемного КПД в функции от параметра регулирования при заданных условиях работы привода.

Последовательность изучения устройства привода

1. Рассмотреть принципиальную схему привода по имеющимся в лаборатории учебному пособию «Описание устройства и действия ГСП-100» и плакату.
2. Ознакомиться с устройством и принципом действия основных элементов гидропривода, используя при этом вышеуказанное пособие и комплект специально подобранных узлов.
3. Составить эскиз и краткое описание одного из элементов гидропривода согласно индивидуальному заданию.

Экспериментальная установка

Для экспериментального определения объемного КПД привода при различных нагрузках служит стенд, принципиальная схема которого приведена на рис. 3.1.

В состав стенда входят: гидромеханическая часть привода, размещенная в общем корпусе (условно показан пунктирной линией), который одновременно выполняет функции масляного бака; основной насос 1 аксиально-плунжерного типа переменной производительности с наклонной шайбой (опорно-управляющим диском); гидромотор 8 аксиально-плунжерного типа постоянной производительности с наклонной шайбой; манометры 4 и 5, предназначенные для фиксирования давлений в полостях нагнетания и всасывания соответственно; нагрузочный генератор 11, в цепь якоря которого включен реостат 12, а в цепь возбуждения – реостат 14; термометр 16, гальванометр 15 и термопара 19, с помощью которых определяется температура рабочей жидкости (масла); приводной асинхронный электродвигатель 18; тахометры 13 и 17, служащие для замера частоты вращения выходного и входного валов гидропривода.

Гидропривод состоит из двух основных элементов: реверсивного регулируемого насоса 1, который служит для преобразования механической энергии приводного двигателя 18 в гидравлическую энергию движущегося потока жидкости; реверсивного нерегулируемого гидромотора 8, который служит для преобразования гидравлической энергии движущегося потока жидкости обратно в механическую, передающуюся через редуктор 10 нагрузочному ге-

нератору 11, служащего в данной схеме исполнительным органом. Также в гидропривод входит ряд вспомогательных устройств.

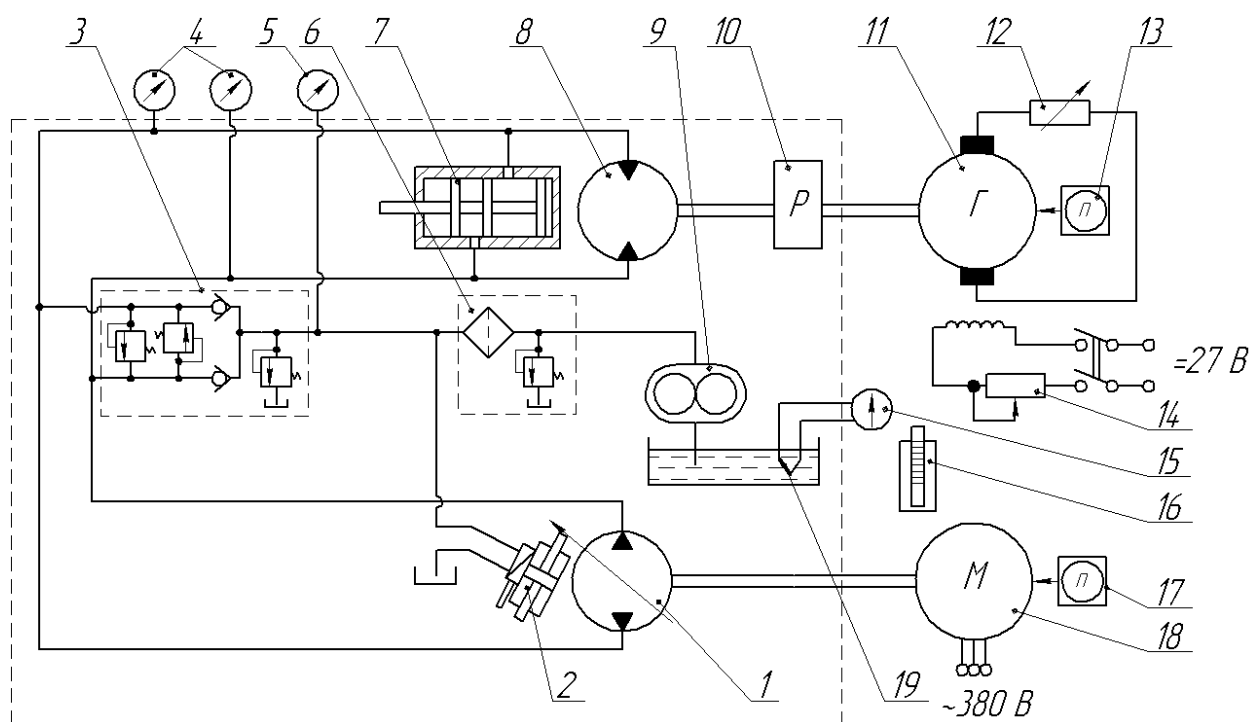


Рис. 3.1. Принципиальная схема гидромеханической части ГСП-100 и стенда для его испытаний:

1 – основной насос, 2 – гидроусилитель, 3 – клапанная коробка, 4 – манометры в основных магистралях, 5 – манометр в линии подпитки, 6 – фильтр с предохранительным клапаном, 7 – золотник-выключатель, 8 – гидромотор, 9 – вспомогательный насос, 10 – редуктор, 11 – генератор, 12 – нагрузочный реостат в цепи якоря, 13 – цифровой тахометр, 14 – реостат в цепи индуктора, 15 – гальванометр, 16 – термометр, 17 – цифровой тахометр, 18 – приводной электродвигатель, 19 – термопара.

К основным вспомогательным устройствам относятся: вспомогательный шестеренный насос 9, клапанная коробка 3, гидроусилитель 2, золотник-выключатель 7, фильтр 8 и ряд других, которые в схеме не приведены.

Вспомогательный насос 9 служит для восполнения утечек из рабочих камер насоса 1 и гидромотора 8, а также надежного поджатия их плунжеров к рабочим поверхностям наклонных шайб.

Клапанная коробка 3 предназначена для установки в ней двух предохранительных, одного сливного и двух подпиточных (обратных) клапанов. Первые предохраняют основную гидросистему от давления, превышающего допустимое; сливной клапан поддерживает в полости нагнетания вспомогательного шестеренного насоса заданное давление, необходимое для осуществления подпитки, поджатия плунжеров к шайбам и нормальной работы гидроусилителя; через подпиточные клапаны производится восполнение неизбежных утечек рабочей жидкости из замкнутой гидросистемы.

Гидроусилитель 2 предназначен для усиления момента до величины, достаточной для поворота опорно-управляющего диска насоса 1.

Золотник-выключатель 7 предназначен для отключения гидропривода от механизма наведения пушки при переходе на ручную наводку или при непредвиденных аварийных ситуациях. При приведении его в действие полость нагнетания соединяется с полостью слива гидросистемы, и жидкость переходит из одной полости в другую, не создавая вращающего момента на валу гидромотора 8.

Отметим, в гидроприводе объемные потери (утечки) имеют место в рабочих камерах основного насоса и гидромотора, поэтому объемный КПД всего гидропривода учитывает одновременно утечки в насосе и гидромоторе, и он определяется как произведение объемных КПД насоса $\eta_{об1}$ и гидромотора $\eta_{об2}$:

$$\eta_{об\text{ гп}} = \eta_{об1}\eta_{об2}.$$

То же относится к гидромеханическому $\eta_{гм\text{ гп}}$ и общему $\eta_{гп}$ КПД гидропривода, а именно,

$$\eta_{гм\text{ гп}} = \eta_{гм1}\eta_{гм2}; \eta_{гп} = \eta_1\eta_2,$$

где $\eta_{гм1}, \eta_{гм2}$ – гидромеханический КПД насоса и гидромотора соответственно; η_1, η_2 – общий КПД насоса и гидромотора соответственно.

Объем и содержание эксперимента

Эксперимент состоит из двух групп опытов (по числу направлений вращения выходного вала). Каждая группа подразделяется на пять опытов, проводимых при следующих давлениях на стороне нагнетания: давление холостого хода $p_{н\text{ хх}}$, 20, 25, 30 и 35 кгс/см².

В каждом из опытов замеряются давление в полости всасывания, частота вращения входного и выходного валов, температура окружающей среды (холодного спая термопары) и отклонение стрелки гальванометра от нулевого положения.

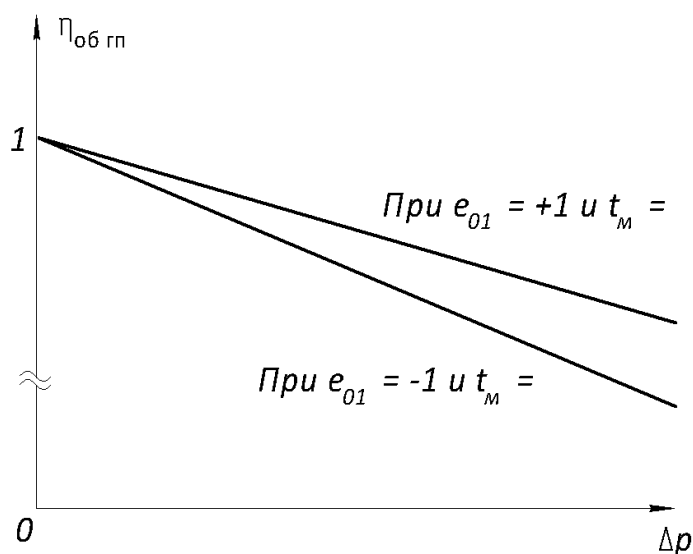


Рис. 3.2. Примерный вид экспериментальных графиков объемного КПД гидропривода

На основании результатов опытов и вычислений строится график объемного КПД в функции от перепада давлений, примерный вид которого показан на рис. 3.2.

Примечание. График строится в укрупненном масштабе по оси ординат (с разрывом этой оси) до значения Δp , заданного каждому индивидуально.

Последовательность проведения эксперимента

1. Распределить состав бригады по рабочим местам:
 - а) кнопки пускателя и валик управления гидропривода;
 - б) тахометр на валу насоса (приводного электродвигателя);
 - в) тахометр на выходном валу гидропривода (нагрузочного генератора);
 - г) манометры и термометр;
 - д) гальванометр;
 - е) рубильник в цепи возбуждения генератора и реостаты;
 - ж) ведение протокола испытаний.
2. Подготовить бланк протокола испытаний по форме 3.1.
3. Совместно с преподавателем или лаборантом опробовать установку.
4. Провести эксперимент, соблюдая при этом следующие правила:
 - а) перед включением приводного электродвигателя через средство валика управления I установить в нулевое (среднее) положение управляющий орган насоса;
 - б) после включения электродвигателя плавно повернуть валик управления в одно из двух крайних положений и застопорить его (при совпадении направлений вращения входного и выходного валов гидропривода условно считать, что параметр регулирования (e_{01}) имеет знак «+», при разных направлениях вращения – знак «-»);
 - в) при работе гидропривода на холостом ходу снять показания с приборов и записать результаты в протокол испытаний;
 - г) подать напряжение в обмотку возбуждения генератора;
 - д) воздействуя на рукоятки реостатов установить на стороне нагнетания требуемое давление и записать в протокол испытаний показания приборов при данной нагрузке;
 - е) в каждом следующем опыте установить новую увеличенную нагрузку и записать показания приборов;
 - ж) после окончания опытов первой группы снять нагрузку, произвести реверс привода и застопорить рычаг управления в другом крайнем положении;
 - з) провести вторую группу опытов, соблюдая последовательность операций, изложенных в пп. «в-е»;
 - и) вывести реостаты в исходное положение, отключить обмотку возбуждения генератора, установить валик управления в нулевое (среднее) положение и выключить приводной электродвигатель.

Протокол испытаний ГСП-100

№ гр № опыта	e_{01}	p_H	p_B	Δp	n_{1xx}	n_1	n_{2xx}	n_2	E	Δt_M	$t_{окр}$	t_M	$\eta_{об\ гр}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1/1	+1					-		-					
1/2	+1	20			-		-						
1/3	+1	25			-		-						
1/4	+1	30			-		-						
1/5	+1	35			-		-						
2/1	-1					-		-					
2/2	-1	20			-		-						
2/3	-1	25			-		-						
2/4	-1	30			-		-						
2/5	-1	35			-		-						

Обозначения в форме 3.1

e_{01} – параметр регулирования в относительных величинах;

p_H – давление рабочей жидкости в полости нагнетания, кгс/см²;

p_B – давление рабочей жидкости в полости всасывания, кгс/см²;

$\Delta p = p_H - p_B$ – перепад давлений (рабочее давление), кгс/см²;

n_{1xx} – частота вращения вала насоса при работе гидропривода вхолостую, об/мин;

n_1 – частота вращения вала насоса при работе гидропривода под нагрузкой, об/мин;

n_{2xx} – частота вращения выходного вала при работе гидропривода вхолостую, об/мин;

n_2 – частота вращения выходного вала при работе гидропривода под нагрузкой, об/мин;

E – показания гальванометра в цепи термопары, дел.;

Δt_M – определяемая по имеющемуся в лаборатории графику разность между температурами горячего и холодного спаев термопары, °С;

$t_{окр}$ – температура окружающей среды (холодного спаев термопары), °С;

$t_M = t_{окр} + \Delta t_M$ – температура рабочей жидкости, °С;

$\eta_{об\ гр} = \frac{n_2}{n_{2xx}} \cdot \frac{n_{1xx}}{n_1}$ – объемный КПД гидропривода.

Порядок расчета скоростной характеристики и объемного КПД в функции от параметра регулирования

Исходными теоретическими зависимостями для расчета скоростной характеристики $n_2 = f(e_{01})$ и объемного КПД в функции от параметра регулирования $\eta_{об\ гр} = f(e_{01})$ при заданных условиях работы гидропривода являются:

$$n_2 = n_{20} - \Delta n_2 \text{ об/мин} \quad (3.1)$$

и

$$\eta_{\text{об гп}} = \frac{n_2}{n_{20}}. \quad (3.2)$$

Таким образом, чтобы рассчитать вышеуказанные характеристики, необходимо определить:

n_2 – частоту вращения выходного вала гидропривода при текущем значении параметра регулирования, заданной нагрузке и заданной скорости вращения вала насоса, об/мин;

n_{20} – частоту вращения выходного вала гидропривода при том же значении параметра регулирования и той же скорости вращения вала насоса, но при условии отсутствия утечек рабочей жидкости в системе (в насосе и гидромоторе), об/мин;

Δn_2 – падение частоты вращения выходного вала гидропривода при заданных условиях его работы вследствие наличия в системе утечек рабочей жидкости, об/мин.

Определять значения этих величин можно двумя способами: либо с использованием заранее известных геометрических размеров насоса и гидродвигателя, либо только по измерениям, полученным в процессе эксперимента.

Первый способ

Текущее теоретическое значение частоты вращения выходного вала привода ГСП-100 подчиняется зависимости:

$$Q_{10} = Q_{20}; n_{20} = \frac{q_{1\text{max}} \cdot e_{01}}{q_2 \cdot i} \cdot n_1 \text{ об/мин,}$$

где Q_{10} , Q_{20} – теоретические производительности насоса и гидромотора соответственно;

$q_{1\text{max}}$ – 32 см³/об – максимальный рабочий объем насоса;

e_{01} – параметр регулирования, выраженный в относительных величинах;

$q_2 = 25,2$ см³/об – рабочий объем гидромотора;

$i = 2,48$ – передаточное число редуктора, расположенного между валом гидромотора и выходным валом гидропривода;

n_1 – частота вращения вала насоса, об/мин.

Тогда, подставляя заранее известные параметры, получим:

$$n_{20} = 0,512 \cdot n_1 \cdot e_{01} = n_{20\text{max}} \cdot e_{01} \text{ об/мин,}$$

где n_1 – заданная частота вращения вала насоса, об/мин;

e_{01} – текущее значение параметра регулирования (по модулю).

Имея в виду формулу (3.2), максимальная действительная частота вращения выходного вала гидропривода при заданной нагрузке, очевидно, может быть найдена из выражения:

$$n_{2\text{max}} = n_{20\text{max}} \eta_{\text{об гп } \Delta p} \text{ об/мин,} \quad (3.3)$$

где $\eta_{\text{об гп } \Delta p}$ – значение объемного КПД гидропривода при заданной нагрузке, определяемое по экспериментальному графику $\eta_{\text{об гп}} = f(\Delta p)$.

Для определения значения объемного КПД гидропривода $\eta_{об\ гп\ \Delta p}$, необходимо построить графики (продлить прямые) до заданного значения Δp (см. рис. 3.2), и при этом значении Δp найти объемный КПД.

При неизменных рабочем давлении (Δp), частоте вращения вала насоса (n_1) и температуре рабочей жидкости (t_m) абсолютная величина падения частоты вращения выходного вала гидропривода (Δn_2) будет постоянной при любом (одного знака) значении параметра регулирования. Поэтому в формулу (3.1) следует подставлять значение Δn_2 , найденное из зависимости:

$$\Delta n_2 = n_{20\ max} - n_{2\ max} \text{ об/мин.} \quad (3.4)$$

Второй способ

Если геометрические размеры насоса и гидромотора неизвестны, то максимальную частоту вращения выходного вала гидропривода при идеальных условиях его работы и заданной частоте вращения вала насоса можно найти из выражения:

$$n_{20\ max} = \frac{n_{2\ xx}}{\eta_{об\ гп\ \Delta p_{xx}}} \cdot \frac{n_1}{n_{1\ xx}} \text{ об/мин,}$$

где $n_{2\ xx}$ – взятая из данных эксперимента частота вращения выходного вала при максимальном значении параметра регулирования и работе гидропривода вхолостую, об/мин;

$\eta_{об\ гп\ \Delta p_{xx}}$ – определяемое по экспериментальному графику $\eta_{об\ гп} = f(\Delta p)$ значение объемного КПД гидропривода при перепаде давлений холостого хода;

$n_{1\ xx}$ – взятая из данных эксперимента частота вращения вала насоса при работе гидропривода вхолостую, об/мин;

n_1 – частота вращения вала насоса, при которой требуется рассчитать скоростную характеристику и график объемного КПД гидропривода.

Теоретическая текущая частота вращения выходного вала гидропривода вычисляется по формуле:

$$n_{20} = n_{20\ max} \cdot e_{01} \text{ об/мин.}$$

Действительная максимальная частота вращения и падение частоты вращения вследствие утечек рабочей жидкости определяются соответственно по формулам (3.3) и (3.4).

Все расчеты следует свести в таблицу по нижеприведенной форме 3.2.

Примечания.

1. Способ основного расчета выбирается по усмотрению расчетчика. В строках 11 и 12 для сравнения приводятся данные, подсчитанные иным способом.
2. Шаг параметра регулирования выбирается по усмотрению расчетчика, но не крупнее 0,2.
3. Значения n_1 и Δp задаются каждому студенту индивидуально.
4. В графе 9 указывается среднее значение температуры рабочей жидкости для соответствующей группы опытов.
5. По результатам расчета строятся скоростная характеристика и графики объемного КПД, примерный вид которых показан на рис. 3.3 и 3.4.

Форма 3.2

N п/п	e_{01}	n_1	Δp	n_{20}	Δn_2	n_2	$\eta_{об\text{ гп}}$	t_m	Значение параметров взятых из эксперимента
		3	4	5	6	7	8	9	10
1	+1,0								При $e_{01}=+1$ $\eta_{об\text{ гп } \Delta p_{xx}} =$ $n_{1xx} =$ $n_{2xx} =$ $\eta_{об\text{ гп } \Delta p} =$
2	+0,8								
3	+0,6								
4	+0,4								
5	+0,2								
6	-1,0								При $e_{01}=-1$ $\eta_{об\text{ гп } \Delta p_{xx}} =$ $n_{1xx} =$ $n_{2xx} =$ $\eta_{об\text{ гп } \Delta p} =$
7	-0,8								
8	-0,6								
9	-0,4								
10	-0,2								
11	+1,0								—
12	-1,0								

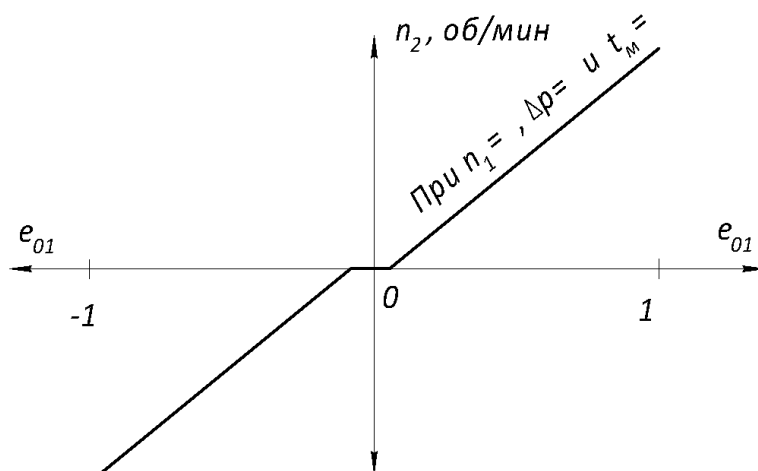


Рис. 3.3. Примерный вид скоростной характеристики

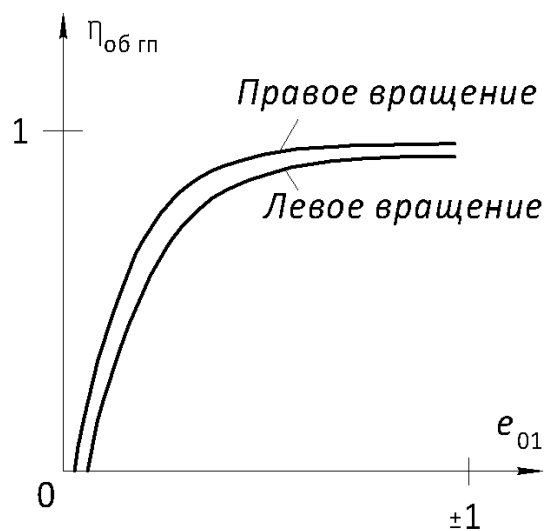


Рис. 3.4. Примерный вид графиков объемного КПД

Контрольные вопросы

1. Перечислить основные и вспомогательные устройства гидропривода.
2. Рассказать о назначении каждого устройства в отдельности.
3. Назвать элементы стенда и рассказать об их назначении
4. Показать вид идеальной скоростной характеристики гидропривода.
5. Дать определение понятию «мертвая зона».
6. Какие факторы влияют на величину «мертвой зоны»?

Работа № 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК УНИВЕРСАЛЬНОГО РЕГУЛЯТОРА СКОРОСТИ КИРОВСКОГО ЗАВОДА

Цель работы – изучить принцип устройства и действия гидравлического регулятора скорости Кировского завода и получить представление о методах определения основных характеристик гидроприводов с объемным регулированием экспериментальным путем.

Краткие сведения об универсальных регуляторах скорости Кировского завода

Появление универсальных регуляторов скорости (УРС) в России относится к 1909 году, когда Путиловский завод по закупленному в США патенту начал изготовление этого механизма для нужд военно-морской артиллерии. С того времени в УРС было внесено ряд конструктивных изменений и усовершенствований.

Эта машина относится к числу наиболее долговечных и технологически отработанных. Поэтому, несмотря на существенные недостатки (относительная тихоходность и низкое рабочее давление), обусловленные кинематическими особенностями конструкции, она до настоящего времени серийно выпускается в России. Наиболее широкое распространение получили агрегаты номинальной мощностью в 2,5, 5, 10 и 20 л. с.

УРС дает возможность весьма плавно изменять частоту вращения ведомого вала от 0 до 500 об/мин, как в одном, так и в другом направлениях при постоянной скорости вращения приводного двигателя. Остановка выходного вала УРС осуществляется при работающем двигателе. В момент перемены направления вращения управляемого объекта УРС действует как быстрый эластичный тормоз.

Универсальный регулятор скорости состоит из двух основных частей: регулируемого насоса и гидромотора, имеющего постоянный рабочий объем. По способу соединения насоса с гидромотором различают УРС нераздельного исполнения, когда насос и гидромотор соединены в единый блок и имеют общий распределительный диск, и раздельного, когда насос и гидромотор соединяются при помощи труб и имеют самостоятельные распределительные диски.

Конструкции УРС раздельного и нераздельного исполнения практически одинаковы. Видимые различия относятся лишь к некоторым деталям и не имеют принципиального характера.

Насос и гидромотор универсального регулятора скорости Кировского завода относятся к классу аксиально-поршневых машин с качающейся шайбой. В некоторых литературных источниках имеются указания на то, что в основу конструктивной схемы таких машин положен кривошипно-шатунный механизм, в других – механизм кулисного типа, в третьих – пространственный

кулачковый механизм, в четвертых – сферический четырехзвенник, в пятых – принцип построения механизма качающейся шайбы принято относить к самостоятельному. Эти различия свидетельствуют о попытках различных авторов найти относительно простые и вместе с тем точные аналитические выражения для определения траекторий, скоростей и ускорений отдельных элементов кинематически сложного механизма качающейся шайбы. Не вдаваясь в анализ различных подходов к решению задач кинематики этого механизма, следует заметить, что достаточно четкое представление о принципе устройства и действия насоса и гидромотора универсального регулятора скорости можно получить на базе рассмотрения простейшего кривошипно-шатунного механизма (рис. 4.1).

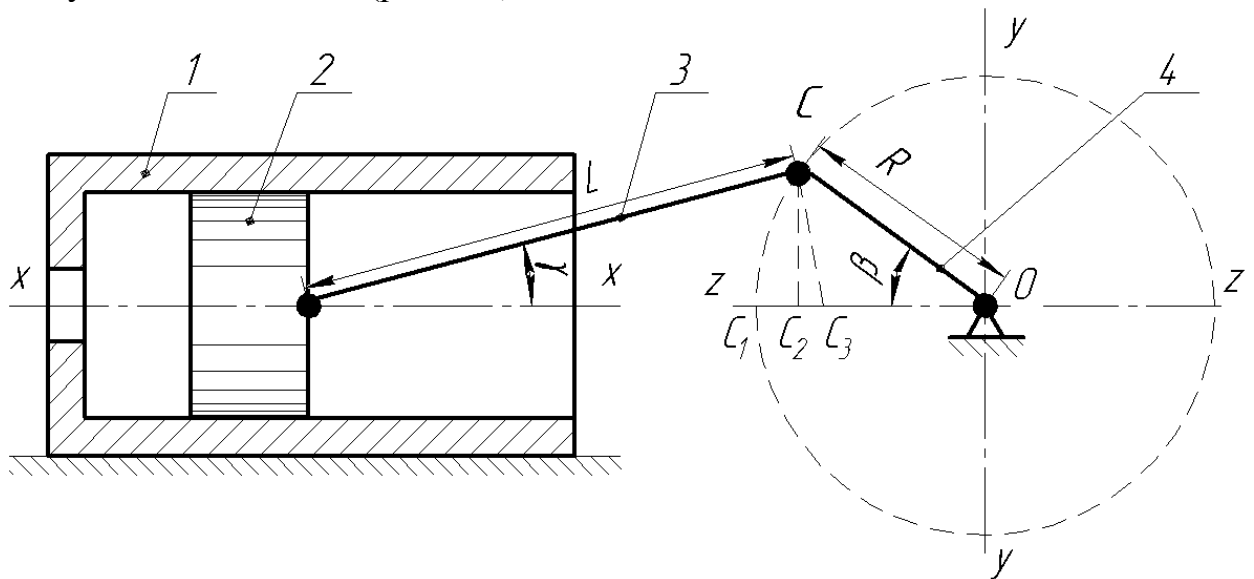


Рис. 4.1. Простейший кривошипно-шатунный механизм

Как известно, при вращении кривошипа 4 вокруг оси $O-O$ поршень 2 будет перемещаться в цилиндре 1. При этом за время полного оборота кривошипа поршень совершит два хода, один из которых при введении в схему соответствующего распределительного устройства можно использовать для всасывания жидкости в полость цилиндра, а другой – для ее вытеснения. Текущее перемещение x поршня за время поворота кривошипа длиной R на угол β при совпадении осей $x-x$ и $z-z$ формируется из двух величин, одна из которых (C_1C_2) равна перемещению проекции пальца C по линии «мертвых точек»: $z-O-z$, а другая (C_2C_3) – обусловлена переменным значением угла γ между шатуном 3 и осью $x-x$, т. е.

$$x=R(1-\cos\beta) + L(1-\cos\gamma).$$

Принцип действия подобного механизма не изменится, если плоскость вращения кривошипа 4 будет повернута на какой-либо угол вокруг любой из осей принятой системы координат yOz . Последнее отразится лишь на величине текущего перемещения x и рабочего хода h поршня. Например, если повернуть плоскость вращения кривошипа вокруг оси $y-y$ на некоторый угол φ , то, очевидно,

$$x=[R(1-\cos\beta) + L(1-\cos\gamma)] \cdot \cos\varphi. \quad (4.1)$$

Если же плоскость вращения кривошипа повернуть вокруг оси $z-z$, то по сравнению с исходной схемой каких-либо изменений в значении текущего перемещения поршня не будет.

Эта возможность поворота плоскости вращений кривошипа без нарушения принципа действия механизма, по существу, и была использована при построении конструктивной схемы универсального регулятора скорости. Действительно, повернув плоскость вращения кривошипа вместе с осями $O-O$ и $z-z$ вокруг оси $y-y$ на 90° , заменив кривошип диском (шайбой) радиусом $R_{ш}$ и предоставив ему возможность независимо поворачиваться вокруг оси $y-y$ на угол $\pm\alpha$, а также, взяв несколько цилиндров с поршнями и разместив их по окружности в общем блоке, нетрудно прийти к схеме, изображенной на рис. 4.2 (для наглядности она дополнительно повернута на 90° вокруг оси $O-O$). Таким образом, применительно к преобразованной схеме $\varphi=90\pm\alpha$ ($\cos \varphi = \mp \sin \alpha$), а угол γ мало отличается от нуля ($\cos \gamma \approx 1$).

Поскольку теперь простой кривошипно-шатунный механизм превратился в пространственный, то для получения возвратно-поступательного движения поршней блок цилиндров должен вращаться вместе с шайбой вокруг одной и той же оси $O-O$ и с одной и той же средней угловой скоростью ω . При этом в соответствии с выражением (4.1) текущее перемещение поршня с достаточной степенью точности будет определяться зависимостью:

$$x=R_{ш} \sin \alpha (1 - \cos \beta), \quad (4.2)$$

где $R_{ш}$ – радиус расположения головок штоков поршней в шайбе;

α – угол наклона качающейся шайбы относительно оси $z-z$ (знак перед значением $\sin \alpha$ указывает на направление потока жидкости и при исследовании кинематических параметров машины может не учитываться);

β – угол поворота шайбы вместе с блоком цилиндров от линии мертвых положений ($z-z$) в сторону вращения вала машины.

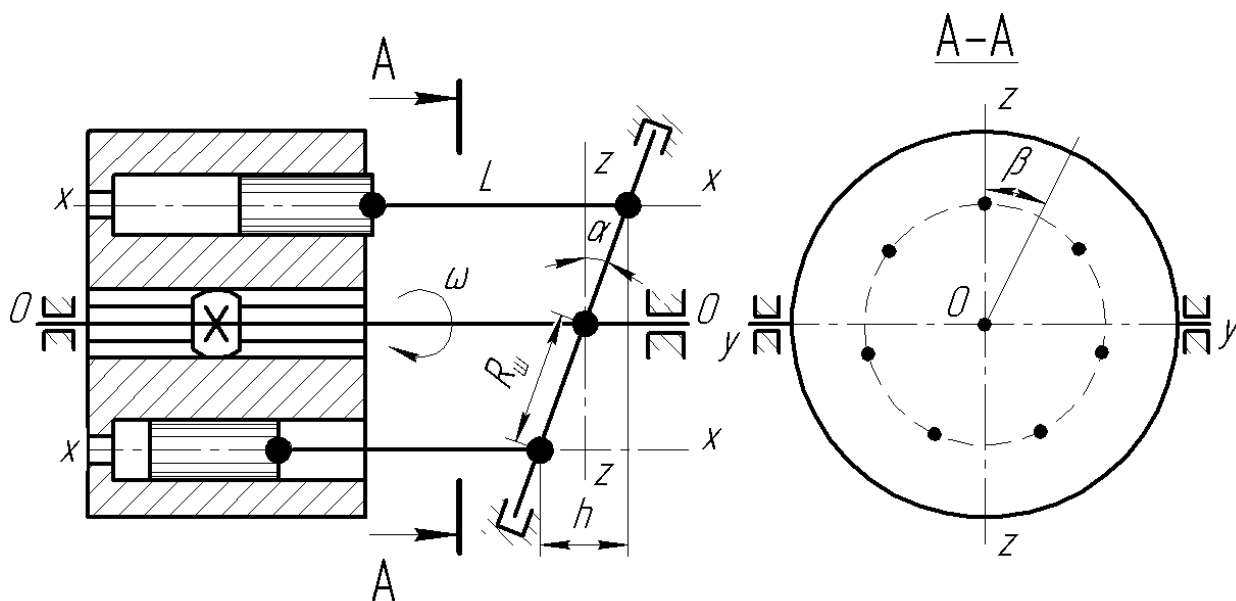


Рис. 4.2. Пространственный механизм

Кстати, справедливость этой зависимости для инженерных расчетов подтверждается выполненными на рис. 4.2 геометрическими построениями, согласно которым рабочий ход поршня $h=2R_{ш} \sin \alpha$. Точно такое же выражение для рабочего хода поршня получается из формулы (4.2) при подстановке в нее $\beta = 180^\circ$.

На рис. 4.3 представлена принципиальная схема универсального регулятора скорости нераздельного исполнения.

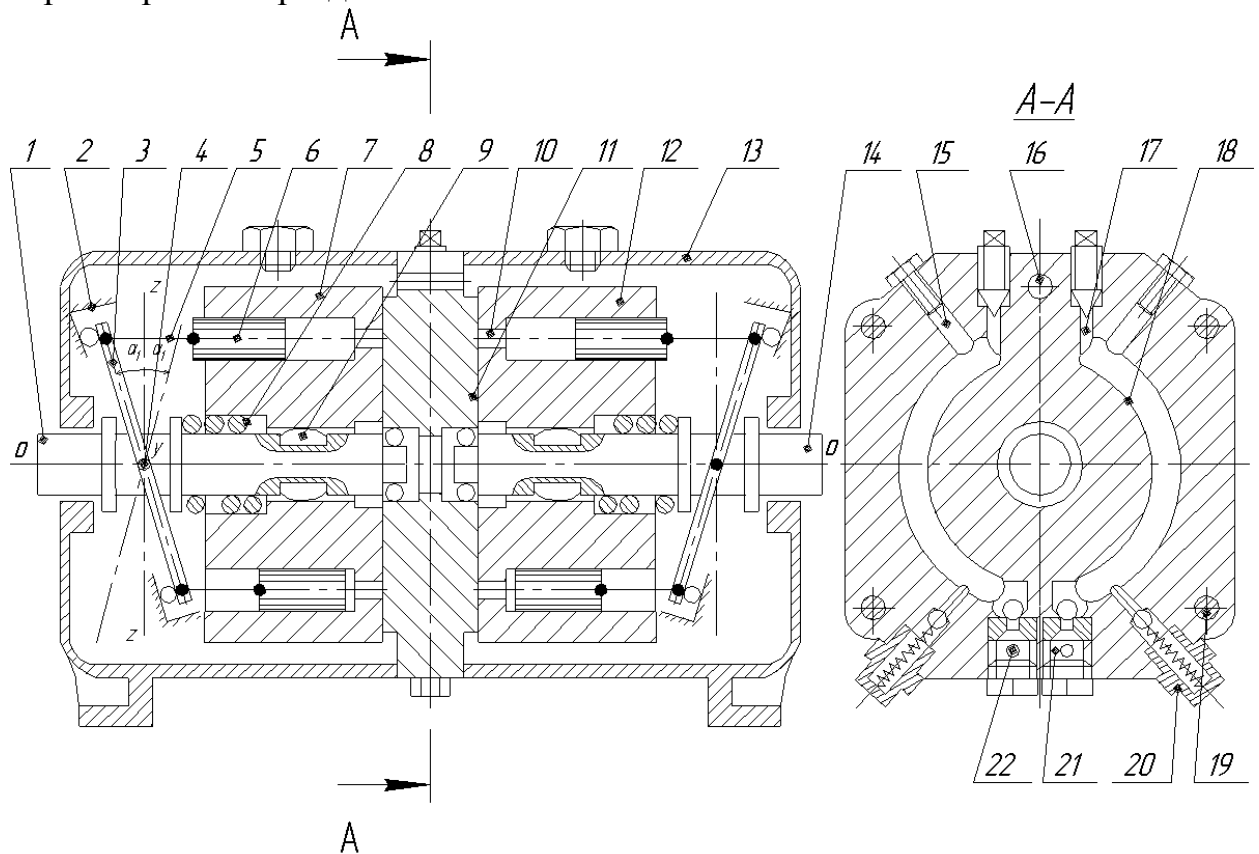


Рис. 4.3. Принципиальная схема УРС Кировского завода:

1 – вал насоса, 2 – направляющая чашка, 3 – качающаяся шайба, 4 – кардан, 5 – шток, 6 – поршень, 7 – ротор насоса, 8 – пружина, 9 – шпонка, 10 – окно, 11 – распределитель, 12 – ротор гидромотора, 13 – кожух, 14 – вал гидромотора, 15 – канал для манометра, 16 – соединительный канал, 17 – канал для выпуска воздуха, 18 – дугообразный канал, 19 – болт, 20 – предохранительный клапан, 21 – подпиточный клапан, 22 – канал клапана.

Вал 1 насоса, проводимый от какого-либо источника энергии, передает вращение через кардан 4 качающейся шайбе 3 и через овально-призматические шпонки 9 ротору 7. При этом штоки 5 с поршнями 6 совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах ротора. За один оборот вала каждый поршень совершает полный ход вперед и назад. Так как направление движения поршня меняется в момент нахождения его в самом верхнем или самом нижнем положении, то поршни, расположенные по одну сторону вертикальной плоскости $z-z$, нагнетают рабочую жидкость (масло), а поршни, расположенные по другую сторону, всасывают ее. Ротор имеет девять цилиндров, в дне каждого из них выполнено овальное окно 10, через которое при работе поршня всасывается или нагнетается рабочая жидкость. Из

цилиндров насоса жидкость поступает под поршни гидромотора (и наоборот) через соответствующие окна и дугообразные каналы 18 распределителя 11. Нагнетаемая насосом жидкость давит на поршни гидромотора и через штоки создает на шайбе последнего тангенциальные силы, которые заставляют вращаться выходной вал 14, а вместе с ним и ротор 12.

Скорость вращения вала 14 прямо пропорциональна количеству подаваемой в гидромотор жидкости. В свою очередь производительность насоса зависит от длины рабочего хода его поршней и, следовательно, от угла наклона направляющей чашки 2. Перемена направления вращения вала 14 достигается путем изменения наклона чашки 2 вместе с размещенной в ней качающейся шайбой 3 в ту или другую сторону от вертикальной оси $z-z$. Поворот чашки насоса в пределах $\pm 20^\circ$ осуществляется при помощи управляющего шпинделя (на рисунке не показан). Направляющая чашка гидромотора и его шайба имеют постоянный угол наклона, равный 20° .

Диаметр расположения головок штоков поршней в качающейся шайбе насоса несколько больше, чем диаметр расположения цилиндров в роторе. Величина дезаксиала подобрана таким образом, что при углах наклона шайбы до $\pm 14^\circ$ от среднего положения боковые составляющие, усилий от давления жидкости на поршни и центробежные силы поршней направлены в противоположные стороны. Благодаря этому в пределах вышеуказанных значений угла наклона шайбы величина усилий прижатия поршней к стенкам цилиндров снижается, что способствует уменьшению износа поршневой группы машины.

Шайбы насоса и гидромотора соединены с валами 1 и 14 при помощи одинарных шарниров. Одношарнирное соединение, как известно из теории карданных механизмов, вызывает неравномерность скорости вращения ведомого звена, каковыми в данном случае являются: для насоса – качающаяся шайба 3; для гидромотора – выходной вал 14. То есть угловая скорость, например, качающейся шайбы насоса будет подчиняться зависимости:

$$\omega_{ш} = \frac{\omega_1 \cdot \cos \alpha_1}{1 - \sin^2 \alpha_1 \cdot \cos^2 \beta_1},$$

где ω_1 – угловая скорость вала насоса;

α_1 – угол наклона качающейся шайбы;

β_1 – угол поворота вала насоса от условно принятого начального положения.

Таким образом, кроме присущих всем ротационно-поршневым машинам высокочастотных пульсаций подачи и давления, обусловленных неравномерной скоростью относительного движения поршней, колебания скорости вращения качающейся шайбы насоса вызывают дополнительные ускорения последних, вследствие чего возникают колебания подачи и давления с низкой частотой, равной частоте колебаний скорости вращения качающейся шайбы. Низкочастотные колебания подачи вызывают соответствующие колебания скорости вращения шайбы и вала гидромотора, усиливая эффект неравномерности их движения, обусловленный собственной одношарнирно-

стью соединения. Это обстоятельство, сопровождающееся периодически действующими инерционными силами, дополнительно нагружающими некоторые узлы насоса, гидромотора и приводимого в действие механизма, ограничивает верхний предел частоты вращения валов УРС Кировского завода. Для сглаживания низкочастотных колебаний подачи и давления рабочей жидкости, а следовательно, и скорости вращения выходного вала, цилиндры ротора насоса, их окна и гнезда качающейся шайбы расположены на разных расстояниях друг от друга; цилиндры, их окна и гнезда шайбы гидромотора расположены на неодинаковых радиусах и тоже с различным шагом; кроме того, центры окон обоих роторов имеют угловые смещения относительно друг друга.

Эти мероприятия дают желаемый эффект лишь при относительно невысоких (до 15 кгс/см²) давлениях в рабочей полости. При форсированных же по нагрузке режимах работы возникают заметные колебания качающейся шайбы вокруг оси $y-y$, которые не сглаживаются принятыми мерами и вызывают существенные колебания скорости вращения выходного вала и давления рабочей жидкости в магистралях с частотой $f=\omega_1/\pi$ Гц.

Кроме дугообразных каналов 18 в распределителе 11 размещаются каналы 15 для присоединения манометров, каналы 17 для выпуска воздуха, предохранительные клапаны 20 и подпиточные (обратные) клапаны 21. Полости всех клапанов при помощи специальных каналов, один из которых обозначен позицией 22, соединены с внутренней полостью корпуса, образованного кожухами 13. Стянутые болтами 19 кожухи объединяют все детали УРС и одновременно являются резервуарами для рабочей жидкости. Полости кожухов дополнительно сообщаются между собой посредством канала 16.

Насос и гидромотор универсального регулятора скорости отдельного исполнения снабжены индивидуальными распределителями, в которых канал 16 отсутствует. Кроме того, в распределителе гидромотора отсутствуют предохранительные клапаны и каналы для присоединения манометров. Сообщение между полостями корпусов насоса и гидромотора в этом случае осуществляется чаще всего через дополнительный бачок, к которому подводятся трубки от наливных отверстий обеих машин.

Вместе с тем следует заметить, что бачок можно соединять только с корпусом насоса. При такой компоновке бачка в корпусе гидромотора, вследствие накопления в нем утечек рабочей жидкости, будет иметь место избыточное давление. Это обстоятельство активизирует работу подпиточных клапанов, расположенных в распределителе гидромотора. Соединять бачок с корпусом гидромотора нельзя, ибо восполнение утечек жидкости из замкнутого объема между машинами осуществляется главным образом через подпиточные клапаны насоса, и, следовательно, его корпус при длительной работе может оказаться осушенным.

Колебания объема залитой в машины жидкости, возникающие при повышении или понижении ее температуры, компенсируются соответствующим заполнением бачка. При этом жидкость из замкнутых объемов и корпу-

са гидромотора, если последний не сообщается трубкой с дополнительным бачком, может перетекать в бачок (из бачка) через подпиточные клапаны и зазоры в поршневых группах и распределительных узлах.

Экспериментальная установка

Испытания универсального регулятора скорости Кировского завода осуществляются на специальном стенде, принципиальная схема которого приведена на рис. 4.4.

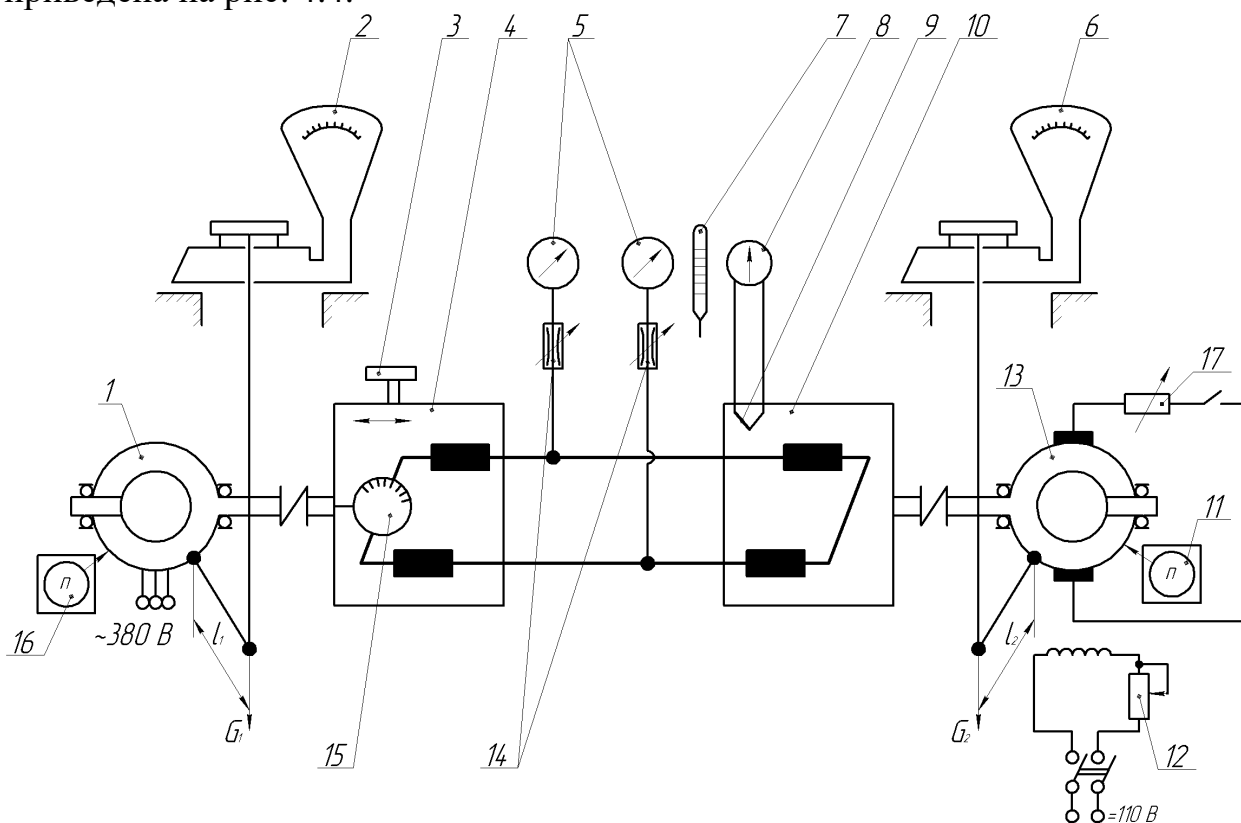


Рис. 4.4. Принципиальная схема для испытания УРС Кировского завода:

1 – приводной асинхронный электродвигатель, 2 – весы, 3 – шпиндель, 4 – насос (реверсивный регулируемый), 5 – манометры, 6 – весы, 7 – термометр, 8 – гальванометр, 9 – термопара, 10 – гидромотор (реверсивный нерегулируемый), 11 – цифровой тахометр, 12 – потенциометр, 13 – нагрузочный генератор, 14 – демпферы, 15 – угломер, 16 – цифровой тахометр, 17 – реостат.

Вал насоса 4 приводится в движение от асинхронного электродвигателя 1 с вывешенным статором, на котором закреплен опирающийся на грузовую платформу весов 2 рычаг длиной l_1 . Значение угла наклона качающейся шайбы устанавливается по угломеру 15 с помощью шпинделя 3. Угломер имеет две шкалы (принципиально аналогичные шкалам штангенциркуля), позволяющие определять величину угла наклона шайбы с точностью до одной минуты.

Вал гидромотора 10 при помощи муфты соединен с валом генератора 13, статор которого, как и статор приводного электродвигателя, вывешен на специальных опорах и своим рычагом длиной l_2 опирается на грузовую платформу весов 6.

Системы мотор-весы 1–2 и 13–6 предназначены для определения крутящих моментов на входном и выходном валах гидропривода. Особенность этих систем является то обстоятельство, что центры тяжести вывешенных статоров электрических машин ниже осей их качания. То есть достаточно точные значения крутящих моментов могут быть получены только в том случае, если рычаги, а с ними и грузовые платформы соответствующих весов, во время замеров занимают исходное положение. Это достигается уравниванием действующих на грузовые платформы сил G_1 и G_2 гирями, размещаемыми на малых платформах весов.

Манометры 5 предназначены для замеров давления в рабочих полостях гидропривода, а регулируемые дроссели 14 – для демпфирования колебаний их стрелок. Система, состоящая из термометра 7, гальванометра 8 и термопары 9, служит для фиксации температуры рабочей жидкости.

Нагружение гидропривода осуществляется с помощью генератора 13, в цепь якоря которого включен нагрузочный реостат 17 (он включается в цепь с помощью выключателя, расположенного непосредственно на нем), а в цепь обмотки возбуждения – потенциометр 12. Фиксирование частот вращения входного и выходного валов гидропривода осуществляется с помощью цифровых тахометров 16 и 11.

Объем и содержание экспериментальной части работы

В процессе выполнения экспериментов необходимо определить механические характеристики гидропривода и электрогидропривода, скоростную характеристику электрогидропривода, объемный, гидромеханический и общий КПД в функции от нагрузки или параметра регулирования и мертвую зону гидропривода.

Все вышеперечисленные характеристики относятся к важнейшим. Они обычно снимаются во время заводских испытаний каждого вновь изготовленного агрегата и записываются в его паспорт.

Работа разбита на три серии опытов. Каждая серия подразделяется на группы, состоящие из нескольких опытов. В каждом из опытов замеряются определенные параметры, позволяющие после соответствующей обработки построить ту или иную характеристику. Графики характеристик строятся согласно индивидуальному заданию.

Последовательность выполнения работы

1. Распределить участников эксперимента по рабочим местам:
 - а) кнопки пускателя, шпиндель управления и угломер (1, 2, 3 серии)
 - б) манометры (1, 2, 3 серии);
 - в) термометр и гальванометр (1, 2, 3 серии);
 - г) ведение протоколов испытаний (1, 2, 3 серии);
 - д) нагрузочный реостат и потенциометр (1, 2, 3 серии);
 - е) тахометр на валу насоса (1, 2, 3 серии);
 - ж) весы для определения момента на валу насоса (2 серия);
 - з) весы для определения момента на валу гидромотора (2 серия);

- и) тахометр на валу гидромотора (1, 2, 3 серии);
2. Подготовить бланки протоколов испытаний по формам 4.1, 4.2, 4.3.
3. Совместно с преподавателем или лаборантом опробовать установку.
4. При необходимости (по указанию преподавателя) подогреть (остудить) рабочую жидкость до желаемой температуры. (Подогрев осуществляется в процессе работы машины под нагрузкой, охлаждение – паузой в ее работе).
5. Провести эксперименты в соответствии с нижеизложенными указаниями.

Первая серия опытов

По числу направлений вращения вала гидромотора первая серия делится на две группы опытов. Каждая группа проводится при семи значениях давления рабочей жидкости на стороне нагнетания, а именно: p_{xx} (давление на холстом ходу гидропривода), 6, 8, 10, 12, 14 и 16 кгс/см².

При проведении первой серии опытов соблюдается следующая последовательность операций:

а) посредством деревянных подкладок затормозить статоры приводного электродвигателя и генератора;

б) установить в нейтральное (нулевое) положение качающуюся шайбу насоса, рукоятку нагрузочного реостата и ползунок потенциометра;

в) для включения приводного двигателя с помощью рубильника на распределительном щите подать напряжение 380 В, включить приводной электродвигатель;

г) установить максимальный (или близкий к нему) угол наклона качающейся шайбы и зафиксировать шпиндель управляющего механизма;

д) до включения нагрузки записать в протокол испытаний (форма 4.1) показания приборов стенда, используемых при проведении данной группы опытов;

е) с помощью рубильника на распределительном щитке подать напряжение 110 В в обмотку возбуждения генератора и, воздействуя на рукоятки нагрузочного реостата (предварительно его надо включить) и потенциометра, установить первую из нагрузок (6 кгс/см²) на стороне нагнетания.

ж) подать команду для наблюдений за приборами и записать их показания в протокол испытаний;

з) в каждом следующем опыте установить новую (увеличенную) нагрузку и записать показания приборов;

и) после окончания первой группы опытов вывести качающуюся шайбу насоса, рукоятку нагрузочного реостата и ползунок потенциометра в нейтральное положение, затем качающуюся шайбу повернуть в другую сторону на тот же угол;

к) в той же последовательности (за исключением пл. «а» и «б») провести вторую группу опытов, устанавливая величину нагрузки по другому манометру.

Протокол испытаний для первой серии опытов

№ гр № опыта	α_1^0	p_H	n_1	n_2	E	Δt_M	$t_{окр}$	t_M	ν
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1/0	+20								
1/1	+20	6							
1/2	+20	8							
1/3	+20	10							
1/4	+20	12							
1/5	+20	14							
1/6	+20	16							
2/0	-20 (340)								
2/1	-20	6							
2/2	-20	8							
2/3	-20	10							
2/4	-20	12							
2/5	-20	14							
2/6	-20	16							

Обозначения в форме 4.1

- α_1 – угол наклона качающейся шайбы насоса;
- p_H – давление рабочей жидкости на стороне нагнетания, кгс/см²;
- n_1 – частота вращения вала насоса;
- n_2 – частота вращения вала насоса;
- E – показания гальванометра, дел;
- Δt_M – определяемая по графику разность температур горячего и холодного спаев термопары, °С;
- $t_{окр}$ – температура окружающей среды, °С;
- $t_M = t_{окр} + \Delta t_M$ – температура рабочей жидкости, °С;
- ν – определяемый по имеющемуся в лаборатории графику $\nu = f(t_M)$ кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости, сст.

Примечания.

1. Графы 3-8 заполняются в процессе эксперимента; прочие графы – при обработке полученных данных.
2. При проведении опытов систематически проверять по угломеру значение угла наклона качающейся шайбы; в случае обнаружения изменений в положении угломера повторить всю группу опытов.

По результатам первой серии опытов строятся в укрупненном масштабе по оси ординат механические характеристики гидропривода, примерный вид которых показан на рис. 4.5.

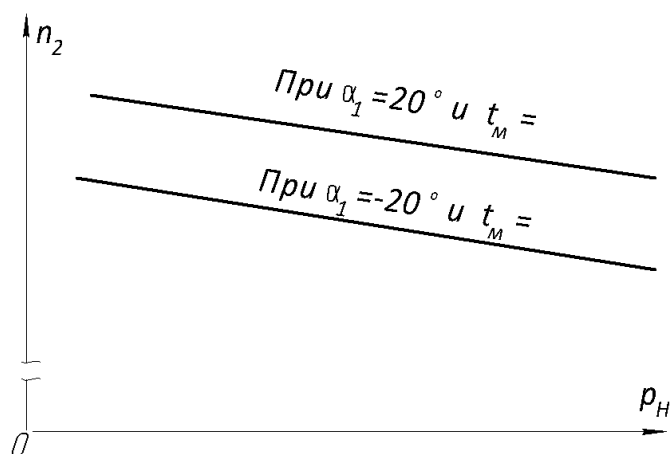


Рис. 4.5. Примерный вид механических характеристик гидропривода

Вторая серия опытов

По числу фиксированных положений качающейся шайбы насоса (4, 8, 12, 16, 20°) вторая серия опытов делится на пять групп. Каждая группа состоит из семи опытов, которые последовательно проводятся при следующих нагрузках (в долях от номинального крутящего момента на выходном валу УРС $M_{2н}$): 0,0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2. Номинальный крутящий момент $M_{2н}$ на выходном валу универсального регулятора скорости № 5 равен 7,162 кгс·м.

При проведении второй серии опытов соблюдается следующая последовательность операций:

а) установить в нейтральное положение качающуюся шайбу насоса и включить приводной электродвигатель;

б) подготовить для работы весы и вынуть деревянные подкладки из-под статоров приводного электродвигателя и генератора;

в) установить с возможной степенью точности необходимый угол наклона качающейся шайбы насоса и надежно зафиксировать штурвал управляющего механизма (при проведении опытов данной группы систематически проверять по угломеру заданное положение качающейся шайбы);

г) записать в протокол испытаний (форма 4.2) показания всех приборов стенда при работе универсального регулятора скорости вхолостую;

д) подать напряжение в обмотку возбуждения генератора; с помощью нагрузочного реостата и потенциометра установить по весам первую из нагрузок ($0,2 M_H$) и записать показания всех приборов стенда в протокол испытаний;

е) в каждом следующем опыте устанавливать новую увеличенную нагрузку и записывать показания приборов;

ж) после окончания первой группы опытов вывести рукоятку нагрузочного реостата, и ползунок потенциометра в нейтральное положение и в той же последовательности (за исключением пп. «а» и «б») провести все пять групп опытов.

Протокол испытаний для второй серии опытов

№ гр № опыта	α_1^0	n_1	G_1	M_{10}	N_{10}	ρ_{II}	n_2	G_2	M_2	N_2	M_{20}	n_{20}	$\eta_{гм гп}$	$\eta_{об гп}$	$\eta_{гп}$	$\eta'_{гп}$	E	Δt_M	$t_{окр}$	t_M	ν
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
1/0	4																				
1/1	4							2													
1/2	4							4													
1/3	4							6													
1/4	4							8													
1/5	4							10													
1/6	4							12													
2/0	8																				
2/1	8							2													
2/2	8							4													
2/3	8							6													
2/4	8							8													
2/5	8							10													
2/6	8							12													
3/0	12																				
3/1	12							2													
3/2	12							4													
3/3	12							6													
3/4	12							8													
3/5	12							10													
3/6	12							12													
4/0	16																				
4/1	16							2													
4/2	16							4													
4/3	16							6													
4/4	16							8													
4/5	16							10													
4/6	16							12													
5/0	20																				
5/1	20							2													
5/2	20							4													
5/3	20							6													
5/4	20							8													
5/5	20							10													
5/6	20							12													

Обозначения в форме 4.2

- α_1 – угол наклона качающейся шайбы насоса;
 n_1 – частота вращения вала насоса, об/мин;
 G_1 – нагрузка на весы, предназначенные для определения крутящего момента на валу насоса, кгс;
 M_{10} – теоретический крутящий момент на валу насоса, кгс·м;
 N_{10} – мощность, потребляемая насосом (теоретическая), кВт;
 p_n – давление рабочей жидкости в полости нагнетания, кгс/см²; n_2 – частота вращения вала гидромотора, об/мин;
 G_2 – нагрузка на весы, предназначенные для определения крутящего момента на валу гидромотора, кгс;
 M_2 – крутящий момент на валу гидромотора, кгс·м;
 N_2 – мощность, снимаемая с вала гидромотора (действительная), кВт;
 M_{20} – теоретический (идеальный) крутящий момент на валу гидромотора, кгс·м;
 n_{20} – теоретическая частота вращения вала гидромотора при данной нагрузке и данном угле наклона качающейся шайбы насоса, об/мин;
 $\eta_{гм\ гп}$ – гидромеханический КПД гидропривода;
 $\eta_{об\ гп}$ – объемный КПД гидропривода;
 $\eta_{гп}, \eta'_{гп}$ – общий КПД гидропривода, подсчитываемый по различным формулам с целью контроля точности замеров и точности обработки результатов эксперимента;
 E – показания гальванометра, дел.;
 Δt_m – определяемая по графику разность температур горячего нехолодного спаев термопары, °С;
 $t_{окр}$ – температура окружающей среды, °С;
 t_m – температура рабочей жидкости, °С;
 ν – определяемый по имеющемуся в лаборатории графику кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости, сст.

Примечания. Графы 1,2,9 и 10 заполняются до начала эксперимента; графы 3, 4, 7, 8, 18 и 20 – в процессе проведения опытов; прочие графы – при обработке полученных данных.

Требуемое значение нагрузки на грузовую платформу сов, предназначенных для определения крутящего момента на валу гидромотора, вычисляется из зависимости:

$$M_2 = G_2 l_2,$$

где $l_2 = 0,695$ м – длина рычага, закрепленного на статоре генератора.

При обработке экспериментальных данных используются следующие формулы:

$$M_{10} = G_1 l_1,$$

где $l_1 = 0,725$ м – длина рычага, закрепленного на статоре приводного электродвигателя;

$$N_{10} = \frac{M_{10} \cdot n_1}{975}; \quad N_2 = \frac{M_2 \cdot n_2}{975};$$

$$q_1 n_1 = q_2 n_{20}; n_{20} = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2} \cdot \frac{D_1}{D_2} \cdot n_1 = 3,031 \cdot \sin \alpha_1 \cdot n_1,$$

где (для УРС № 5)

$d_1 = d_2 = 35$ мм – диаметр поршня насоса и гидромотора;

$z_1 = z_2 = 9$ – число цилиндров в машине;

$\alpha_2 = 20^\circ$ – угол наклона шайбы гидромотора;

$D_1 = 124,45$ мм – диаметр расположения головок штоков поршней в качающейся шайбе насоса;

$D_2 = 120,05$ мм – средний диаметр расположения головок штоков поршней в шайбе гидромотора;

$$M_{20} = 975 \frac{N_{10}}{n_{20}}; \eta_{\text{ГМ ГП}} = \frac{M_2}{M_{20}}; \eta_{\text{об ГП}} = \frac{n_2}{n_{20}}; \eta_{\text{ГП}} = \frac{N_2}{N_{10}};$$

$$\eta'_{\text{ГП}} = \eta_{\text{ГМ ГП}} \cdot \eta_{\text{об ГП}};$$

$$t_M = t_{\text{окр}} + \Delta t_M.$$

В соответствии с индивидуальным заданием по результатам второй серии опытов строятся механические характеристики электрогидропривода (рис. 4.6) при различных значениях параметра регулирования и графики КПД в функции от нагрузки или параметра регулирования (рис. 4.7, а и б соответственно).

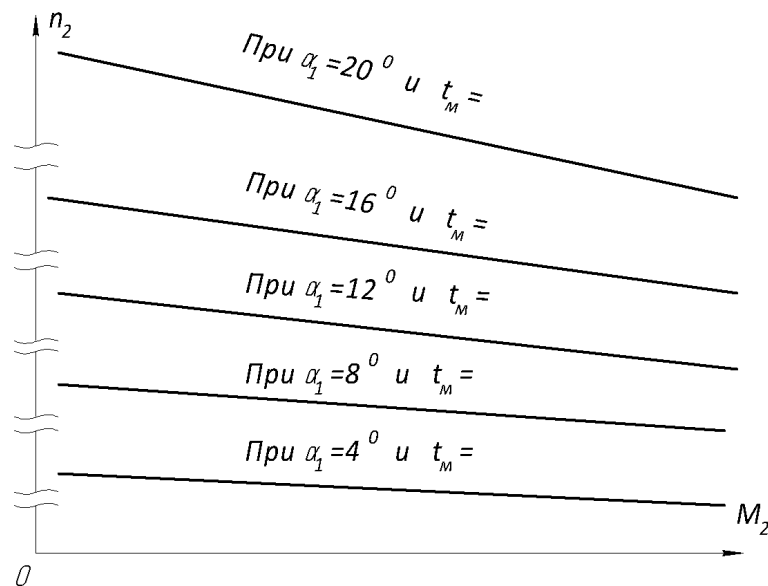


Рис. 4.6. Примерный вид механических характеристик гидропривода

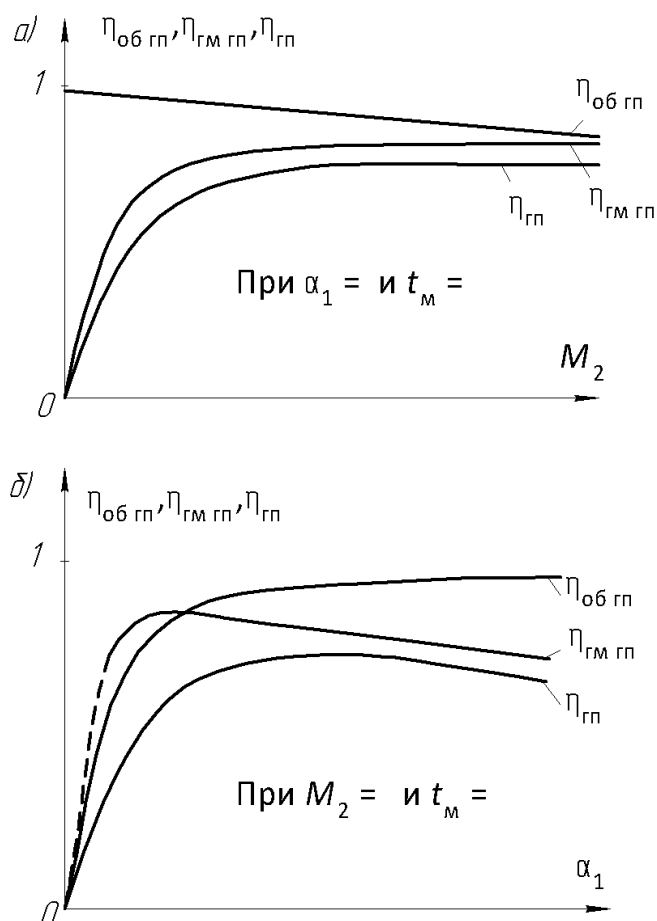


Рис. 4.7. Примерный вид графиков КПД гидропривода в функции от различных параметров

Третья серия опытов

По числу направлений вращения вала гидромотора третья серия подразделяется на две группы опытов. Каждая группа состоит из десяти опытов. При этом пять опытов (по числу фиксированных положений качающейся шайбы насоса: 4, 8, 12, 16 и 20°) производятся при работе гидропривода без внешней нагрузки (трением в шарикоподшипниках генератора пренебрегаем) и пять опытов – при номинальной нагрузке (15 кгс/см²) на гидропривод.

При проведении третьей серии опытов соблюдается следующая последовательность операций:

а) посредством деревянных подкладок затормозить статоры генератора и приводного электродвигателя;

б) установить в нейтральное положение управляющий механизм насоса, реостат и потенциометр;

в) включить приводной электродвигатель;

г) с возможной степенью точности установить по угломеру необходимое значение угла наклона качающейся шайбы;

д) зафиксировать штурвал управляющего механизма, проверяя при этом точность его установки, и записать в протокол испытаний (форма 4.3) показания приборов стенда при работе гидропривода вхолостую;

е) не сбивая положения качающейся шайбы, нагрузить гидропривод до давления 15 кгс/см^2 и записать показания приборов в протокол испытаний;

ж) снять нагрузку и, установив по угломеру новое значение угла наклона качающейся шайбы, проделать операции по пп. д–е; в такой последовательности провести все десять опытов первой группы;

з) по окончании первой группы опытов в той же последовательности (за исключением пп. а–в) проделать вторую.

Форма 4.3

Протокол испытаний для третьей серии опытов

№ гр № опы- та	α_1^0	p_n	n_2	E	Δt_m	$t_{окр}$	t_m	ν	Примечания
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1/1	+4								
1/2	+4	15							
1/3	+8								
1/4	+8	15							
1/5	+12								
1/6	+12	15							
1/7	+16								
1/8	+16	15							
1/9	+20								
1/10	+20	15							
2/1	-4								
2/2	-4	15							
2/3	-8								
2/4	-8	15							
2/5	-12								
2/6	-12	15							
2/7	-16								
2/8	-16	15							
2/9	-20								
2/10	-20	15							

Обозначения в форме 4.3

α_1 – угол наклона качающейся шайбы насоса;

p_n – давление рабочей жидкости в полости нагнетания, кгс/см^2 ;

n_2 – частота вращения вала гидромотора, об/мин;

E – показания гальванометра, дел;

Δt_m – разность температур горячего и холодного спаев термопары, °С;

$t_{окр}$ – температура окружающей среды, °С;

$t_m = t_{окр} + \Delta t_m$ – температура рабочей жидкости, °С;

ν – кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости, сст.

По результатам третьей серии опытов строятся скоростные характеристики электрогидропривода, примерный вид которых показан на рис. 4.8.

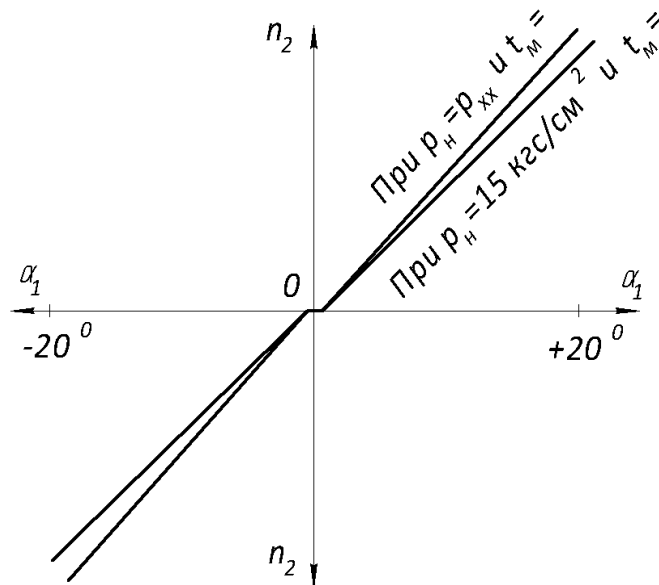


Рис. 4.8. Примерный вид скоростных характеристик гидропривода

Контрольные вопросы

1. Перечислить характерные особенности гидропривода типа УРС Кировского завода.
2. Рассказать о назначении основных элементов стенда.
3. Какие факторы и как влияют на различные характеристики гидропривода?
4. Можно ли по механической характеристике гидропривода определить значение его объемного КПД?
5. Почему экспериментальные механические характеристики гидропривода при значениях параметра регулирования $+20^\circ$ и -20° вероятнее всего будут отличаться друг от друга по абсолютным значениям частоты вращения и жесткости?
6. Почему механические характеристики гидропривода при различных значениях параметра регулирования имеют явно выраженную различную жесткость?