

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И КАДРОВ

**Учреждение образования
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»**

**Кафедра тракторов, автомобилей
и машин для природообустройства**

В. А. Белоусов, А. Л. Казаков

ГИДРОПРИВОД СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РОТОРНЫХ ГИДРОМАШИН И ГИДРОПРИВОДА С ВРАЩАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

*Методические указания по изучению дисциплины
и выполнению лабораторной работы
для студентов специальности
1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов
сельскохозяйственного производства*

**Горки
БГСХА
2019**

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И КАДРОВ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

Кафедра тракторов, автомобилей
и машин для природообустройства

В. А. Белоусов, А. Л. Казаков

ГИДРОПРИВОД СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РОТОРНЫХ ГИДРОМАШИН И ГИДРОПРИВОДА С ВРАЩАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

*Методические указания по изучению дисциплины
и выполнению лабораторной работы
для студентов специальности
1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов
сельскохозяйственного производства*

Горки
БГСХА
2019

УДК 621.4 : 629.114.2

*Рекомендовано методической комиссией
факультета механизации сельского хозяйства.
Протокол № от 2019 г.*

Авторы:
кандидаты технических наук, доценты *В. А. Белоусов, А. Л. Казаков*

Рецензент:
кандидат технических наук, доцент *В. Г. Ковалев*

Экспериментальное исследование роторных гидромашин и гидропривода с вращательным движением выходного звена : методические указания по изучению дисциплины и выполнению лабораторной работы / В. А. Белоусов, А. Л. Казаков – Горки : БГСХА, 2019. – 30 с.

Изложено краткое описание стенда для проведения экспериментальных исследований объемного гидропривода, а также порядок экспериментальных исследований роторных гидромашин и гидропривода с вращательным движением выходного звена.

Для студентов специальности 1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства.

© УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия», 2019

1. КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ СТЕНДА ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Испытания объемного гидропривода производится на лабораторном стенде НТЦ-11.36.1 «Гидромашины и гидроприводы».

Стенд предназначен для проведения следующих экспериментальных исследований:

- шестеренного нерегулируемого гидронасоса;
 - аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора;
 - гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком;
 - гидропривода с поступательным движением выходного звена;
 - гидропривода с вращательным движением выходного звена;
 - гидропривода с двух- и трехлинейным регуляторами расхода.
- Общий вид стенда показан на рис. 1.

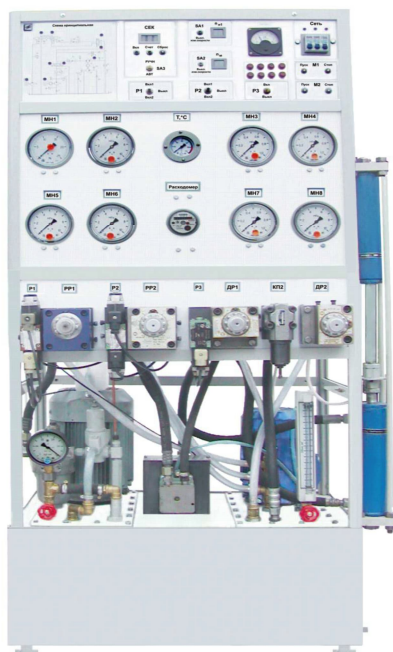


Рис. 1. Общий вид стенда НТЦ-11.36.1 «Гидромашины и гидроприводы»

P4. Вентиль В1 предназначен для изменения гидравлического сопротивления на всасывании насоса Н1 (используется при определении кавитационных характеристик насоса). Регулируемый дроссель ДР1 используется при определении рабочих характеристик насоса Н1.

Для привода насосов Н1 и Н2 на используются два электродвигателя М1 и М2. В напорной линии насоса Н1 установлен фильтр Ф.

Характеристики устройств:

1) Гидроцилиндр (ГЦ 63.200.16.000): диаметр цилиндра 63 мм, ход штока – 200 мм, диаметр штока – 25 мм;

2) Гидромотор (Г15-21Р): рабочий объем $q_m = 11,2 \text{ см}^3$ ($0,0112 \text{ дм}^3$); номинальный расход $Q_{\text{ном}} = 10,8 \text{ л/мин}$; номинальное давление $p_{\text{ном}} = 6,3 \text{ МПа}$; номинальная потребляемая мощность $N_{\text{ном}} = 0,96 \text{ кВт}$; номинальный момент на выходном валу $M_{\text{ном}} = 9,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$; полный КПД – 0,87, объемный КПД – 0,91;

3) Насос (НШ10-3): рабочий объем $q_n = 10 \text{ см}^3$ ($0,01 \text{ дм}^3$), объемный КПД – 0,92, полный КПД – 0,8.

Информационно-измерительная система стенда включает восемь манометров (МН1–МН8), вакуумметр МВ, два расходомера (мерный бачок Б2 с указателем уровня УУ и вентилем В2, скоростной расходомер РА), термометр Т, два электронных тахометра ТХ1 и ТХ2, электронный секундомер, киловаттметр. Концевые выключатели КВ1 и КВ2 предназначены для управления секундомером, используемым в автоматическом режиме для измерения времени выдвижения штока гидроцилиндра Ц1 (тумблер SA3 в положении «АВТ»). Время выдвижения штока цилиндра Ц1 используется в дальнейшем для определения скорости штока.

Цилиндр Ц1 установлен снизу. Рабочий ход цилиндра Ц1 – выдвижение штока. Давление основного насоса Н1 контролируется по манометру МН1. Напряжение питания электромагнитов гидрораспределителей – 24 В (постоянный ток). Напряжение на концевых выключателях КВ1 и КВ2 составляет 12 В.

Объем гидробака Б1 составляет 50 дм^3 . Рекомендуемые рабочие жидкости: минеральные масла МГЕ-46В, МГ-30у, М-8В.

2. ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ И КАВИТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

2.1 Цель работы

1. Изучение устройства шестеренных гидромашин.
2. Изучение технических показателей шестеренных насосов.
3. Изучение методики и экспериментальное определение рабочих и кавитационных характеристик шестеренного насоса.

2.2 Изучение конструкции шестеренных насосов

Существует очень большое разнообразие конструкций шестеренных гидромашин. В данной работе студентам предлагается изучить насосы НШ и однотипные им гидромоторы ГМШ высокого давления, выпускаемые в настоящее время и применяемые в гидроприводах мобильных машин.

Шестеренные насосы по исполнению делятся на три группы, которые обозначаются цифрами 2, 3, 4. К группе 2 относятся насосы с номинальным давлением 14 МПа. Примеры обозначения: НШ-32-2, НШ-100-2. К группам 3 и 4 относятся насосы с номинальным давлением соответственно 16 и 20 МПа. Примеры обозначений: НШ-10-3, НШ-32-4.

Если насос левого вращения, то в обозначении за последней цифрой пишется буква Л; для правого вращения буква не пишется. Выпускаются также насосы в sdвоенном исполнении, например, НШ-10-10-2, НШ-32-10-3Л, НШ-32-32-3 и др. Номинальная частота вращения вала насосов НШ – 1500...1920 об/мин. Выпускаются шестеренные гидромоторы ГМШ-32, ГМШ-50, ГМШ-100.

Шестеренные гидромашины выпускаются в корпусах овального и круглого профилей.

В овальном корпусе 2 (рис. 2.1) из алюминиевого сплава, закрытом крышкой из такого же материала, расположены стальные шестерни 3 и 4, изготовленные за одно целое с цапфами. Цапфы вращаются в антифрикционных втулках 5, вставленных с небольшим зазором в корпус насоса. От проворачивания втулки удерживаются соприкасающимися стыковыми плоскостями.

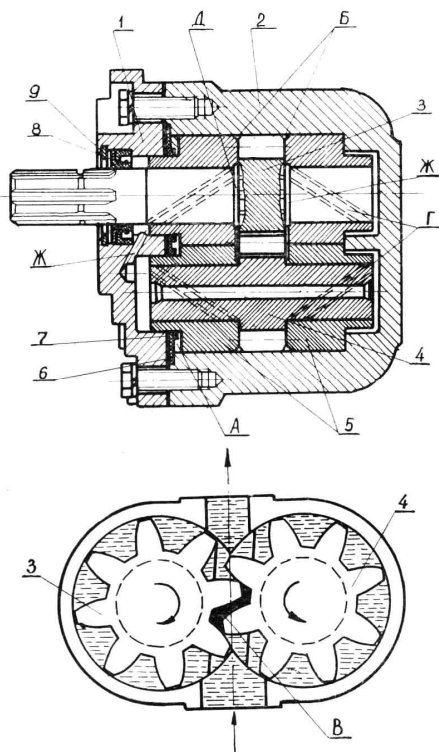


Рис. 2.1. Конструкция шестеренного насоса с овальным корпусом: 1 – крышка; 2 – корпус; 3, 4 – шестерни; 5 – подшипники; 6 – манжета; 7 – прокладка; 8 – сальник самоподжимной; 9 – кольцо стопорное

Резиновая манжета 6, которая зажата между корпусом 2 и крышкой 1, привернутой к нему болтами, служит надежным уплотнением от вытекания масла наружу через стыковые поверхности этих деталей. Выходной конец цапфы ведущей шестерни 3 уплотнен самоподжимным сальником 8, закрепленным в корпусе стопорным кольцом 9.

В шестеренных насосах внутренняя утечка масла из нагнетательной полости обратно во всасывающую происходит главным образом через торцовый зазор между вращающимися шестернями и неподвижными деталями. С увеличением износа торцовых поверхностей утечка быстро возрастает, а подача насоса резко снижается. В насосах НШ-У для предупреждения таких утечек торцовый зазор выбирается постоянным автоматическим поджимом втулок 5 к торцам шестерен. Поджим про-

исходит под давлением масла, поступающего из нагнетательной полости в кольцевую камеру *A*. Чтобы при этом не разрушалась смазывающая пленка, имеющаяся между торцами шестерен и втулок, сила поджима противодействует давлению масла на втулки со стороны впадин между шестернями и со стороны канавок *B*. Чтобы масло не перетекало из камеры *A* во всасывающую полость, в корпусе насоса уложен металлический вкладыш и установлено специальное резиновое уплотнение.

Во время работы насоса масло, остающееся во впадинах *B* между зубьями шестерен, может оказывать повышенное давление на шестерни и их втулки. Поэтому на втулках *5* выполнены пазы, через которые масло из запертого объема выводится во всасывающую полость насоса.

Цапфы шестерен смазываются маслом, заполняющим винтовые канавки *Г*. По кольцевым канавкам *Д* и радиальным оно также отводится во всасывающую полость насоса. Туда же по сверлению *Ж* перетекает масло, просочившееся к самоподжимному сальнику *8*.

Промышленностью выпускаются обратимые, реверсивные насосы-гидромоторы МНШ-У (мотор-насосы), которые без каких-либо переделок могут работать как насосы правого или левого вращения и как гидромоторы.

В насосах НШ, исполненных в круглом корпусе (рис. 2.2), применено наряду с торцовым уплотнением шестерен их радиальное уплотнение. Насос состоит из корпуса *1*, крышки *13*, поджимной *2* и подшипниковой *3* обойм, ведущей *4* и ведомой *5* шестерен (они выполнены заодно с цапфами), центрирующей втулки *10*, а также уплотняющих и крепежных деталей. Корпус и крышка насоса изготовлены из алюминия, а обоймы шестерни – из специального алюминиевого сплава – алькусина. Эти обоймы сделаны в виде полуцилиндров и в сборе образуют четыре подшипниковых гнезда для цапф шестерен. Стальная центрирующая втулка *10* препятствует проворачиванию обойм за время работы насоса.

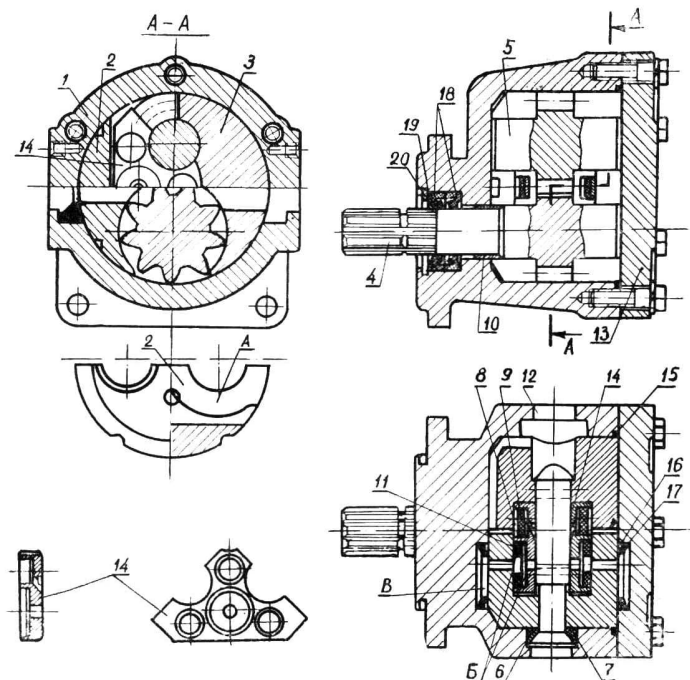


Рис. 2.2. Конструкция шестеренного насоса с круглым корпусом: 1 – корпус; 2 – обойма подвижная; 3 – обойма подшипниковая; 4, 5 – шестерни зубчатые; 6 – пластина опорная; 7 – манжета; 8 – кольцо стопорное; 9 – манжета; 10 – втулка самоцентрирующаяся; 11 – манжета; 12 – напорная линия; 13 – крышка; 14 – пластики; 15 – кольцо уплотнительное; 16 – кольцо стопорное; 17 – манжета круглая; 18, 19, 20 – сальники самоподжимные с креплением

Подвижная обойма 2 опирается своими полугнездами на цапфы шестерен и служит для радиального уплотнения нагнетательной полости насоса. Уплотнение достигается двумя сегментами А в средней части обоймы. Сегменты имеют точно обработанную внутреннюю поверхность, охватывающую вокруг каждой шестерни дугу, равную примерно 1,5 шага зубьев. Они прилегают к вершинам зубьев и не пропускают масло из нагнетательной полости в полость всасывания. Поджим обоймы осуществляется резиновой манжетой радиального уплотнения 7 через стальную опорную пластину 6. По мере износа опорных поверхностей уплотняющей обоймы упругая манжета 7 компенсирует радиальный зазор между сегментами А и вершинами зубьев

шестерен.

Уплотнение торцов шестерен гидравлическое. Оно достигается с помощью двух бронзовых платиков 14. В четыре цилиндрических расточки каждого платика вставлены резиновые диски: три малого и один большого диаметра. Масло, поступающее из нагнетательной полости насоса в камеры В, ограниченные малыми и большими дисками 11, прижимает пластики к торцам шестерен. Усилие создается давлением масла, которое заполняет камеры В, ограниченные круглыми манжетами 17, расположенными в корпусе и крышке насоса. Это усилие уравнивает усилия, передаваемые из камер 5 через диски платиков на подвижную обойму 2.

Утечка масла из корпуса насоса наружу предупреждается резиновым уплотнительным кольцом 15 и двумя последовательно расположенными самоподжимными сальниками 18.

Рабочий объем шестеренной гидромашины можно вычислить по формуле

$$q = k2\pi m^2 z_3 b, \quad (2.1)$$

где m – модуль зуба;

z_3 – число зубьев одной (ведущей) шестерни;

b – ширина шестерни;

k – коэффициент (1,04...1,11).

Для практических расчетов величину модуля можно принять равной половине высоты зуба.

2.3 Порядок выполнения экспериментальной части

2.3.1 Определение рабочих характеристик шестеренного насоса.

Включить электропитание стенда, электродвигателя М1, секундомера, тахометра ($n_{н1}$). Тумблер Р1 в положении «ВКЛ1», тумблер Р3 в положении «ВКЛ», тумблер Р2 в положении «ВЫКЛ», вентиль В1 (установлен снизу на баке слева) полностью открыт. Перед включением установки маховик управления регулируемым дросселем ДР1 повернут до упора по часовой стрелке (максимальное проходное сечение дросселя). Опыты проводятся при различных настройках регулируемого дросселя ДР1. При выполнении данной лабораторной работы включается только электродвигатель М1. В каждом опыте необходимо измерять:

– давления по приборам МВ, МН1 и МН7;

- частоту вращения вала насоса $n_{н1}$ (для определения частоты вращения в об/с необходимо показание тахометра $n_{н1}$ делить на 2);
- мощность, подводимую к электродвигателю М1 (по киловаттметру, 1 деление = 25 Вт);
- расход (с помощью расходомера РА и электронного секундомера, тумблер SA3 в положении «РУЧН»).

2.3.2 Определение кавитационных характеристик шестеренного насоса.

В насосах при достижении определенных условий может возникнуть явление, называемое *кавитацией*. Под кавитацией понимают образование при снижении гидростатического давления пузырьков газа в толще движущейся жидкости и схлопывание этих пузырьков внутри жидкости в зоне, где гидростатическое давление повышается.

Кавитация изменяет характеристики насосов уменьшает подачу, напор, мощность и КПД, а в случае интенсивного развития кавитации происходит полный срыв их работы.

Кавитационная характеристика – это зависимость изменения выходных параметров, например напора, от давления на входе в насос.

Тумблеры управления гидрораспределителя должны быть в том же положении, что и в п. 2.3.1. С помощью регулируемого дросселя ДР1 установить давление в напорной линии насоса по манометру МН1, равное, например, 1 МПа. При различных степенях закрытия вентиля В1 провести серию опытов. В каждом опыте измерять все величины, которые измерялись при определении рабочих характеристик (см. п. 2.3.1).

В процессе определения кавитационных характеристик первоначальную настройку регулируемого дросселя ДР1 – не изменять.

После завершения опытов по определению кавитационных характеристик необходимо открыть вентиль В1.

Результаты экспериментальных исследований свести в табл. 2.1.

Таблица 2.1 – Результаты измерений по определению рабочих и кавитационных характеристик шестеренного насоса

Параметры	Номер опыта i					
	1	2	3	4	5	6
Давление на входе $p_{вх}$ (МВ), КПа						
Давление на выходе $p_{вых}$ (МН1), МПа						
Время t , с						
Объем $W_{ж}$, дм ³	10					
Расход Q , дм ³ /с						
Частота вращения вала n_n , об/с						
Мощность, подведенная к электродвигателю N , Вт						

Контрольные вопросы

1. Объяснить принцип действия и устройство пластинчатой, шестеренной, планетарной гидромашин.
2. Как обеспечивается автоматическое регулирование торцовых и радиальных зазоров роторов пластинчатого и шестеренного насосов?
3. По каким соображениям планетарные гидромашины применяются в объемных гидроприводах рулевых управлений мобильной техники?
4. Используя рис. 2 поясните порядок проведения экспериментальной части.

3. ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО НЕРЕГУЛИРУЕМОГО ГИДРОМОТОРА

3.1 Цель работы

1. Изучение устройства аксиально-поршневых гидромашин.
2. Изучение основных технических показателей аксиально-поршневых гидромоторов.
3. Изучение методики и экспериментальное определение характеристик аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора.

3.2 Изучение конструкции аксиально-поршневых гидромашин

Аксиально-поршневые гидромашины широко применяются в объемных гидроприводах передвижных и стационарных машин. Они отличаются компактностью и низкой удельной металлоемкостью

(3–10 кг/кВт), высоким к. п. д. (объемным до 0,97...0,99 и общим до 0,96), пригодны для работы при высоких частотах вращения вала (до 4000 об/мин) и давлениях (преимущественно до 35 МПа и реже до 55 МПа), обладают сравнительно малой инерционностью.

Различают гидромашины с наклонным блоком и с наклонным диском. Принципиальные схемы их представлены на рис. 3.1.

Насос с наклонным блоком (рис. 3.1, *a*) состоит из приводного вала 1, соединенного жестко с диском 2, блока цилиндров 4 с поршнями 5, штоков 3 и неподвижного распределительного диска 6. Ось блока цилиндров расположена под углом γ к оси приводного вала. Штоки 3 соединены с диском 2 и поршнями 5 шаровыми шарнирами. Торцовая плоскость блока цилиндров плотно прижата к распределительному диску 6 с помощью пружины (на схеме не показана).

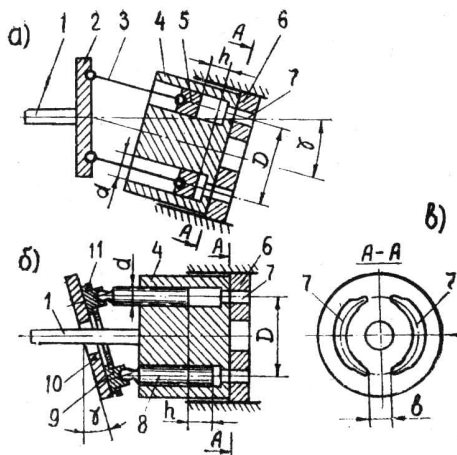


Рис. 3.1. Конструктивные схемы аксиально-поршневых гидромашин: *a* – с наклонным блоком; *б* – с наклонным диском: 1 – вал приводной; 2 – диск приводной; 3 – шток; 4 – блок цилиндров; 5 – поршень; 6 – диск распределительный; 7 – дугообразные окна; 8 – плунжер; 9 – подпятник; 10 – диск наклонный

Распределительный диск имеет дугообразные окна 7 (рис. 3.1, *б*), через которые жидкость всасывается и нагнетается поршнями. Между окнами 7 сделаны перемычки шириной b , отделяющие полость всасывания от полости нагнетания. При вращении блока цилиндров, наклоненного под углом γ к оси приводного вала, каждый поршень в течение первой половины оборота блока совершает всасывание жидкости в цилиндр и в течение второй половины оборота, при своем обратном

ходе, – нагнетание. Положение всасывания и нагнетания согласовано с размещением окон 7 в распределительном диске, направлением вращения приводного вала, знаком угла γ (+ или –). Если изменить направление вращения вала 1 или знак угла γ то всасывающее и нагнетательные распределительные окна поменяются местами.

В насосе с наклонным диском (рис. 3.1, б) блок цилиндров 4 вращается от приводного вала 1, расположенного соосно с ним. Плунжеры 8 опираются либо непосредственно (в малых насосах), либо посредством завальцованных на сферических головках их подпятников 9 на неподвижный наклонный диск 10. Поджим плунжеров с подпятниками к опорному наклонному диску и блока цилиндров к распределительному диску обеспечивается пружинами (на схеме не показаны).

Вследствие наклона диска 10 под углом γ к оси приводного вала каждый плунжер за один оборот блока цилиндров совершает всасывание и нагнетание жидкости. Соответствующее направление потоков обеспечивается положением распределительных окон 7. Устройство распределителя аналогично описанному выше.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса определяется по формуле

$$q = \frac{\pi}{4} d^2 z_n h = \frac{\pi}{4} d^2 z_n D \operatorname{tg} \gamma, \quad (3.1)$$

где d – диаметр поршня (плунжера);

z_n – количество поршней (плунжеров);

D – диаметр окружности осей цилиндров;

h – ход поршня (плунжера).

Как видно из формулы, конструктивным параметром, позволяющим осуществить бесступенчатое регулирование рабочего объема и соответственно подачи насоса, является угол γ наклона блока цилиндров или опорного диска плунжеров к оси приводного вала. Выпускаются насосы с постоянным углом γ , т. е. с постоянной подачей (их называют нерегулируемыми) и с бесступенчато изменяющимся углом γ (регулируемые насосы). Регулирование подачи в насосах малой мощности может осуществляться вручную с помощью несложных механизмов; в более мощных насосах предусмотрены для этой цели гидравлические или электрогидравлические усилители, управляемые вручную или автоматически.

Нерегулируемые насосы являются обратимыми гидромашинами, т. е. они без каких-либо изменений могут применяться в качестве гид-

ромоторов. Регулируемые насосы необратимы. Наряду с ними выпускаются регулируемые гидромоторы, которые позволяют при постоянном расходе питающей жидкости обеспечивать бесступенчатое регулирование скорости вращения вала путем изменения рабочего объема (посредством изменения угла γ).

В строительных, мелиоративных и других машинах, в особенности в гидравлических экскаваторах, широко применяются нерегулируемые и регулируемые гидромашины серии 200. Это гидромашины бескарданного типа с наклонным блоком, качающие узлы их унифицированы. Они рассчитаны на давление номинальное 16 или 20 МПа, максимальное кратковременное 32 МПа. С целью повышения технического ресурса в 1,5–2 раза, номинального давления до 32 МПа, максимального до 40 МПа разработан и выпускается типоразмерный ряд унифицированных гидромашин серии 300.

На рис. 3.2 представлен общий вид нерегулируемого насоса-гидромотора типа 210. В корпусе насоса 1 размещен приводной вал 2, который опирается на три разделенные втулками 4 шарикоподшипника 11: два радиально-упорных и один радиальный.

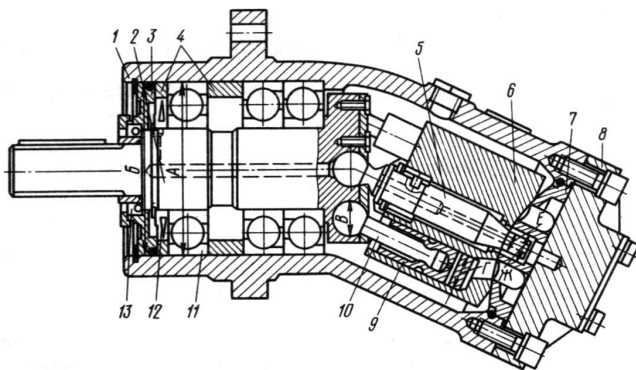


Рис. 3.2. Насос-гидромотор серии 210: 1 – корпус; 2 – вал приводной; 3 – крышка передняя; 4 – втулки распорные; 5 – шип центральный; 6 – блок цилиндров; 7 – кольцо распределительное; 8 – крышка задняя; 9 – поршень; 10 – шток; 11 – подшипник; 12 – пружина тарельчатая

В передней крышке 3 установлено манжетное уплотнение 13. В сферические гнезда фланца приводного вала 2 входят семь шатунов 10, которые вместе с центральным шипом 5 прижаты к фланцу вала пластиной. Блок цилиндров 6 зафиксирован на шипе 5 с помощью

штифта. Сферическая торцовая поверхность блока цилиндров 6 опирается на распределительный диск 7, который, в свою очередь, опирается на заднюю крышку 8. Опорами центрального шипа 5 служат слева сферическая поверхность фланца вала 2, справа – бронзовая втулка, запрессованная в распределительный диск 7. Поршни 9 блока цилиндров завальцованы на шатунах 10.

Таким образом, каждый шатун шарнирно соединяется с фланцем приводного вала и с поршнем. Предварительное прижатие блока цилиндров к распределительному диску обеспечивается тарельчатыми пружинами. Между передней крышкой и подшипником 11 также установлены тарельчатая пружина 12.

Регулируемый насос типа 207 (рис. 3.3) имеет качающий узел, унифицированный с вышеописанным нерегулируемым насосом 210, и отличается тем, что в нем создана возможность бесступенчатого изменения угла наклона блока в процессе работы.

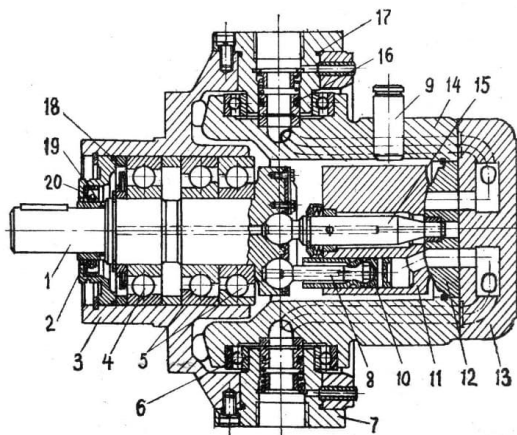


Рис. 3.3. Сдвоенный аксиально-поршневой насос серии 207: 1 – вал приводной; 2 – крышка передняя; 3 – корпус неподвижный; 4, 5, 6 – подшипники; 7 – подводный фланец; 8 – шатун; 9 – цапфа; 10 – поршень; 11 – блок цилиндров; 12 – диск распределительный; 13 – крышка задняя; 14 – корпус подвижный; 15 – шип; 16, 17 – уплотнения

Подвижный корпус 14, в котором расположен блок цилиндров 11 с распределителем 12, с помощью усилия, приложенного к цапфе 9, может быть повернут в двух подшипниках 6 вокруг вертикальной оси относительно неподвижного корпуса 3 на угол от 0 до $\pm 25^\circ$. При постоянной частоте вращения приводного вала 1 подача жидкости изменя-

ется пропорционально углу наклона блока цилиндров. Насосы типа 207 выпускаются в различных конструктивных исполнениях. В одном из них (реверсивном) предусмотрены поворот корпуса 14 (путем воздействия на цапфу 9) в обе стороны от нейтрального положения с помощью гидроусилителя и возможность работы такого насоса в гидроприводе с замкнутой циркуляцией потока, для чего к насосу присоединяется клапанная коробка, в которой размещены два обратных, два предохранительных, один подпорный клапаны и автоматический челночный золотник (назначение их будет описано ниже). В других исполнениях для поворота корпуса 14 с целью регулирования подачи по давлению в линии нагнетания применяется так называемый регулятор мощности, описание которого дано ниже.

Регулируемый насос типа 313 и регулируемый гидромотор типа 312 (рис. 3.4) имеют принципиально иную конструкцию поворотного устройства блока цилиндров.

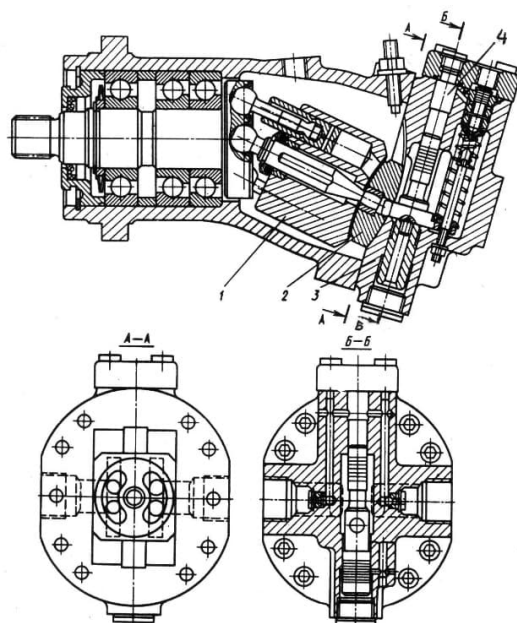


Рис. 3.4. Аксиально-поршневая машина регулируемая с наклонным блоком серий 312, 313:

- 1 – блок цилиндров; 2 – распределитель;
3 – корпус гидроусилителя; 4 – гидроусилитель

Изменение угла наклона блока *1* цилиндров осуществляет гидросилнитель *4*, перемещающий установленный в проточке его корпуса *3* распределитель *2*. Распределитель со стороны, прилегающей к корпусу, имеет цилиндрическую поверхность, ограниченную четырьмя гранями. Со стороны, прилегающей к блоку цилиндров, распределитель имеет сферическую поверхность, по которой центрируется блок цилиндров. При перемещении распределителя в нужную сторону поворачивается блок цилиндров. Максимальный угол поворота блока цилиндров составляет 25° , минимальный – 7° . При одинаковых рабочих объемах масса гидромашины этого типа приблизительно на 40 % меньше массы гидромашины типа 207.

На рис. 3.5 представлена нерегулируемая гидромашина с наклонным диском.

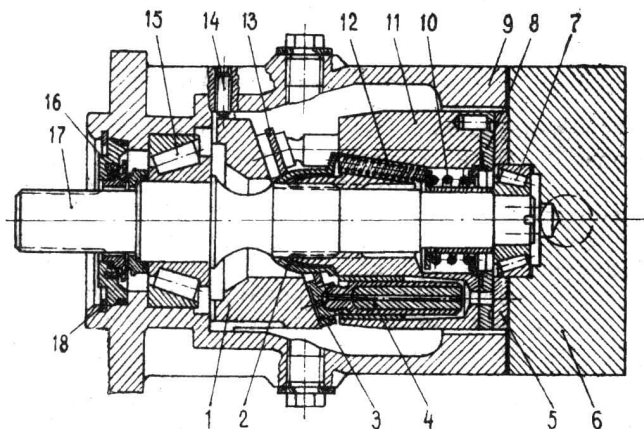


Рис. 3.5. Аксиально-поршневая гидромашина с наклонным диском: *1* – диск наклонный; *2* – опора сферическая; *3* – подпятник; *4* – плунжер; *5* – диск распределительный; *6* – крышка; *7*, *15* – подшипники; *8* – диск роторный; *9* – корпус; *10* – пружина; *11* – блок цилиндров; *12* – пружина прижатия плунжеров; *13* – диск прижимной; *14* – штифт; *16* – манжета; *17* – вал приводной; *18* – кольцо стопорное

Приводной вал *17* вращается в роликовых конических подшипниках *15* и *7*, установленных соответственно в корпусе *9* и крышке *6*. На валу *17* посажен соединяемый с ним эвольвентными шлицами блок цилиндров *11*. В корпусе *9* установлен неподвижно с помощью штифта *14* наклонный диск *1*, в который упираются латунные подпятники *3*, завальцованные на сферических головках плунжеров *4*. Гидравличе-

ская разгрузка подпятников осуществляется подводом рабочей жидкости из камер нагнетания к их опорным поверхностям. Пружины 12 через сферическую опору 2 и прижимной диск 13 постоянно поджимают плунжеры с подпятниками к наклонному диску 1, обеспечивая безотрывное ведение их по указанному диску при ходе всасывания; при ходе нагнетания плунжеры с подпятниками надежно прижимаются к диску 1 силами давления рабочей жидкости.

К блоку цилиндров 11 плотно прилегает и вращается вместе с ним посредством штифта роторный диск 8, изготовленный из специальной многокомпонентной латуни. Он воспринимает нагрузку от блока и передает ее на неподвижный распределительный диск 5, который упирается в крышку 6. Сопряженные поверхности блока, роторного и распределительного дисков, крышки притерты и прижимаются одна к другой пружиной 10 и силами давления рабочей жидкости. При хорошем их состоянии это обеспечивает незначительные утечки рабочей жидкости через распределительный узел и высокий объемный к. п. д. гидромашин в течение большого срока работы.

Соединение приводного вала 17 с блоком цилиндров 11 эвольвентными шлицами дает возможность некоторой самоустановки сопряженных поверхностей распределительного узла в случае неперпендикулярности их к оси вращения вала. В крышке 6 имеются отверстия (на рис. 3.5 не показаны) для подвода к распределителю и отвода от него рабочей жидкости. Конструкция крышки предусматривает установку на нее клапанной коробки, необходимой для работы машины в качестве реверсивного гидромотора в гидроприводе с замкнутой циркуляцией потока рабочей жидкости.

В регулируемом насосе с наклонным диском качающий узел выполнен аналогично вышеописанному качающему узлу нерегулируемой гидромашин. Однако наклонный диск, в который упираются подпятники плунжеров, установлен не фиксировано, а в специальной опорной плите, вместе с которой имеет возможность поворачиваться с помощью гидроусилителя на угол до $\pm 18^\circ$ относительно оси приводного вала, чем обеспечивается бесступенчатое регулирование подачи насоса. Насос снабжен кроме гидроусилителя системой подпитки, которая необходима при работе его в гидроприводе с замкнутой циркуляцией жидкости.

С целью автоматического управления подачей в зависимости от нагрузки рабочего органа многие насосы с наклонным диском и наклонным блоком снабжаются регуляторами мощности (рис. 3.6).

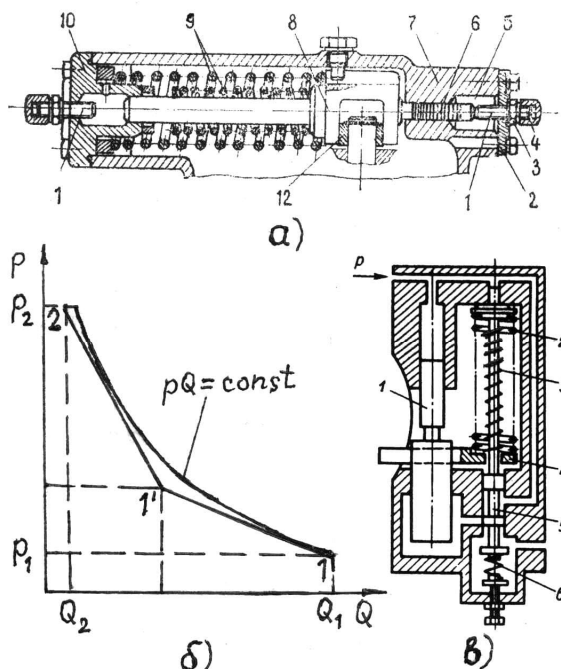


Рис. 3.6. Регулятор мощности: а – конструкция; б – график изменения подачи насоса Q от давления p ; в – схема гидроусилителя насосов серий 313, 323, 333

Регулятор мощности поддерживает автоматически приблизительно постоянную мощность потока жидкости на выходе из насоса при изменении давления в заданных пределах. Это позволяет использовать приводной двигатель в оптимальном или близких к нему режимах при изменении нагрузки на рабочем органе машины.

Регулятор мощности прямого действия (рис. 3.6, а) насоса типа 207 состоит из корпуса 7, тяги 8 с плунжером 6, пакета пружин 9, крышек 2 и 10, в которых находятся ограничители 1 и 11 соответственно максимальной и минимальной подачи насоса. Тяга 5 посредством втулки 12 соединяется с цапфой 9 (см. рис. 3.3) подвижного корпуса насоса. Рабочая полость 5 гидроцилиндра сообщается через дроссель и каналы в корпусе регулятора (на рис. 3.6 не показаны) с нагнетательной линией насоса. Таким образом, на плунжер справа действует сила давления жидкости, подведенной из нагнетательной линии насоса, а слева – сила двух пружин, имеющих неодинаковые длину в исходном положении и

жесткость. При возрастании нагрузки на рабочем органе машины возрастает давление в нагнетательной линии насоса и соответственно в рабочей полости 5 гидроцилиндра регулятора мощности. Возрастающая сила давления действует на плунжер 6 тяги 8, которая, перемещаясь влево, поворачивает подвижный корпус насоса в сторону уменьшения подачи, сжимая при этом вначале одну пружину 9 (большую), а затем при дальнейшем ходе – обе пружины. Такая конструкция пружин дает возможность сравнительно несложным путем обеспечить изменение подачи в зависимости от давления по ломаной линии 1–1'–2 (рис. 3.6, б), приближенной к гиперболической, которая, как известно, определяет постоянство мощности (произведения давления на подачу) потока. Величина минимальной подачи ограничивается упором 11.

При уменьшении давления пакет пружин, действуя на тягу, перемещает ее и вместе с ней подвижный корпус насоса в сторону увеличения угла поворота, тем самым увеличивая подачу насоса. Величина максимальной подачи ограничивается упором 1, который стопорится в установленном положении гайкой 3 и закрывается колпачком 4.

Показанный на рис. 3.6, а ограничитель максимальной подачи называется нерегулируемым. При необходимости вместо него может устанавливаться взаимозаменяемый с ним механический или гидравлический регулируемый ограничитель.

В механическом регулируемом ограничителе с помощью рукоятки или маховика и механической связи вращается регулируемый винт, который, упираясь в плунжер 6, ограничивает величину максимальной подачи насоса.

В гидравлическом ограничителе имеется гидроцилиндр, который устанавливается вместо крышки 2. Регулируемое ограничение максимальной подачи насоса осуществляется с помощью управляющего давления 0...2,5 МПа (с отдельной магистрали) на поршень гидроцилиндра, шток которого упирается в плунжер 6 регулятора мощности.

Аналогично устроен регулятор мощности сдвоенного насоса типа 223. Поскольку имеются два насоса, гидроцилиндр регулятора выполнен по типу «тандем»: жидкость под давлением нагнетания от каждого насоса подводится к своей плунжерной полости.

В насосах типов 313, А7V, сдвоенных 323 и строенных 333 применяется регулятор мощности непрямого действия (рис. 3.6, в), представляющий собой автоматический следящий гидропривод. Он значительно компактнее вышеописанного регулятора прямого действия и хорошо вписывается в конструкцию насоса.

Перемещение блока цилиндров насоса осуществляет гидродвигатель, содержащий поршень 1. К верхней поверхности поршня подводится жидкость под давлением p нагнетания насоса, стремящаяся опустить поршень вниз, что соответствует максимальному рабочему объему насоса. Гидродвигателем управляет распределитель с золотником 5, к верхней торцевой поверхности которого подводится жидкость из гидролинии нагнетания насоса. При давлении нагнетания p_1 золотник опускается вниз, преодолевая силу основной пружины 2 и настроечной пружины 6. Распределитель из гидролинии нагнетания подводит жидкость к нижней поверхности поршня большего диаметра, и он поднимается вверх. При этом цапфа 4 сжимает пружину 2, в результате чего золотник 5 поднимается вверх, занимает нейтральное положение, и поршень останавливается. Увеличение давления приводит к дальнейшему перемещению поршня и его остановке. Таким образом, регулятор представляет собой следящую систему, входной координатой которой является давление жидкости, а выходной – перемещение поршня. При определенном положении поршня вступает в работу пружина 3. Это приводит к изменению коэффициента усиления следящей системы и к перелому прямой (рис. 3.6, б). При уменьшении давления золотник 5 под действием пружин поднимается вверх. Нижняя полость поршня сообщается со сливной линией, и поршень опускается вниз.

Регулируемые упоры, установленные в корпусе насоса, ограничивают углы поворота блока цилиндров. Пружина 6, затяжку которой изменяет регулировочный винт, обеспечивает начало перемещения поршня регулятора при заданном давлении p_1 .

3.3 Порядок выполнения экспериментальной части

Включить электропитание стенда, электродвигателя М1, секундомера, тахометра ($n_{н1}$). Тумблер Р1 установить в положение «ВКЛ2». Провести 2...3 серии опытов при различных настройках регулятора расхода РР1, то есть при различных частотах вращения вала гидромотора (при вращении маховика регулятора расхода РР1 по часовой стрелке расход жидкости, поступающей на вход гидромотора, увеличивается). При вращении вала гидромотора вращается также и вал насоса нагрузки Н2. Уровень нагрузки на валу гидромотора определяется настройкой регулируемого дросселя ДР2.

В каждой серии провести 5...6 опытов при различных настройках регулируемого дросселя ДР2 (при повороте маховика регулируемого дросселя по часовой стрелке увеличивается площадь проходного сечения дросселя и нагрузка на валу гидромотора уменьшается).

В каждом опыте необходимо измерять:

- давления по манометрам МН6, МН7 и МН8;
- частоту вращения вала гидромотора n_m ;
- расход жидкости на выходе гидромотора (измеряется с помощью расходомера РА и электронного секундомера СЕК, при этом тумблер SA3 должен быть установлен в положение «РУЧН»);
- расход утечек из корпуса гидромотора (измеряется с помощью мерного бачка Б2 с указателем уровня УУ и электронного секундомера).

Полученные данные необходимо занести в табл. 3.1.

Таблица 3.1 – Результаты измерений по определению рабочих характеристик аксиально-поршневого гидромотора

Параметры	Номер опыта i					
	1	2	3	4	5	6
Давление по манометру МН6, МПа						
Давление по манометру МН7, МПа						
Давление по манометру МН8, МПа						
Время t , (показания делить на 2) с						
Объем $W_{ж}$, $дм^3$	10					
Расход Q , $дм^3/с$						
Частота вращения вала гидромотора n_m , об/с						
Мощность, подведенная к электродвигателю N , Вт						

Контрольные вопросы

1. Объясните принцип действия, устройство аксиально-поршневых гидромашин с наклонным блоком и наклонным диском.
2. Как обеспечивается регулирование подачи и изменение направления потока в обоих типах насосов?
3. Как устроен и как работает регулятор мощности насоса?
4. Используя рис. 2 поясните порядок проведения экспериментальной части.

4. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ОБЪЕМНОГО РЕГУЛИРУЕМОГО ГИДРОПРИВОДА С ВРАЩАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

4.1 Цель работы

1. Изучение устройства объемного регулируемого гидропривода с вращательным движением выходного звена (с дроссельным принципом регулирования).
2. Экспериментальное определение характеристик гидропривода.

4.2 Порядок выполнения экспериментальной части

Включить питание стенда. Включить тумблер управления распределителем Р1 в положение «ВКЛ2», регулятор расхода РР1 настроить на максимальный расход, что достигается поворотом маховика по часовой стрелке.

Уменьшить сопротивление регулируемого дросселя ДР2 (достигается поворотом маховика по часовой стрелке) и включить электродвигатель М1 и тахометр ($n_{н1}$).

Провести две серии опытов (при двух настройках регулятора расхода РР1, то есть при двух значениях частоты вращения вала гидромотора). Первая серия опытов проводится при максимально возможной частоте вращения вала гидромотора, а вторая серия опытов проводится при уменьшенной примерно в два раза частоте вращения.

В каждой серии провести по 5–6 опытов. При переходе от одного опыта к другому необходимо увеличивать нагрузку на валу гидромотора (достигается путем увеличения сопротивления дросселя ДР2 поворотом маховика против часовой стрелки). Нагрузку на валу гидромотора следует изменять таким образом, чтобы избежать полного останова его вала.

В каждом опыте необходимо измерять:

- давления по приборам МВ, МН1, МН6, МН7 и МН8;
- частоты вращения n_m и n_n ;
- расход жидкости на выходе гидромотора (измеряется с помощью расходомера РА и электронного секундомера СЕК, при этом тумблер SA3 должен быть установлен в положение «РУЧН»);

– мощность по киловаттметру, подводимую к электродвигателю М1 (по киловаттметру 1 деление = 25 Вт).

Для получения частоты вращения в об/с (c^{-1}) показание цифрового табло тахометра необходимо делить на 2.

4.3 Обработка и анализ результатов исследований

Все параметры полученных измерений записываются в табл. 4.1.

Таблица 4.1. Результаты измерений

№ п.п	Показания приборов	1 серия					2 серия					
		Номер опыта					Номер опыта					
		1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	
Давление												
1	Манометр МН1 – P_1 , МПа											
2	Манометр МН6 – P_6 , МПа											
3	Манометр МН7 – P_7 , МПа											
4	Манометр МН8 – P_8 , МПа											
5	Вакуумметр МВ – $P_{МВ}$, кПа											
Частота вращения												
6	Вала гидронасоса n_n , об/с											
7	Вала гидромотора n_m , об/с											
Другие параметры												
8	Мощность на валу электродвигателя гидронасоса $N_{эл}$, кВт											
9	Время по секундомеру t , с											
10	Объем жидкости по расходомеру V , $дм^3$											
11	Объем утечек ΔV , $дм^3$											
12	Температура T , °С											

Так как путевыми потерями расхода жидкости в нагнетательной линии между насосом и гидромотором можно пренебречь, то действительная подача насоса равна расходу питания гидромотора, $дм^3/с$:

$$Q_n = Q_m = (V + \Delta V) / t ,.$$

Теоретическая подача насоса, $\text{дм}^3/\text{с}$:

$$Q_{\text{т. н}} = q_{\text{н}} \cdot n_{\text{н}},$$

где $q_{\text{н}}$ – рабочий объем насоса, $\text{дм}^3/\text{об}$.

Теоретический расход гидромотора, $\text{дм}^3/\text{с}$

$$Q_{\text{т. м}} = q_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}},$$

где $q_{\text{м}}$ – рабочий объем гидромотора, $\text{дм}^3/\text{об}$.

Объемные КПД насоса и гидромотора соответственно:

$$\eta_{\text{о. н}} = Q_{\text{н}} / Q_{\text{т. н}}, \quad \eta_{\text{о. м}} = Q_{\text{м}} / Q_{\text{т. м}}.$$

Рабочие перепады давления насоса и гидромотора соответственно, МПа:

$$\Delta p_{\text{н}} = P_1 - P_{\text{МВ}},$$

$$\Delta p_{\text{м}} = P_6 - P_7.$$

Полезная мощность насоса, кВт:

$$N_{\text{п. н}} = \Delta p_{\text{н}} \cdot Q_{\text{н}}.$$

Общий КПД насоса:

$$\eta_{\text{н}} = N_{\text{п. н}} / N_{\text{э. н}}.$$

Мощность на валу гидромотора, кВт:

$$N_{\text{м}} = \Delta p_{\text{м}} \cdot Q_{\text{м}}.$$

Гидравлический КПД системы (без учета гидравлических потерь в насосе и гидромоторе):

$$\eta_{\text{г}} = \Delta p_{\text{м}} / \Delta p_{\text{н}}.$$

Кинематическое передаточное отношение гидропривода:

$$i_{\text{гп}} = n_{\text{м}} / n_{\text{н}}.$$

Общий КПД гидропривода:

$$\eta_{\text{гп}} = N_{\text{м}} / N_{\text{п. н}}.$$

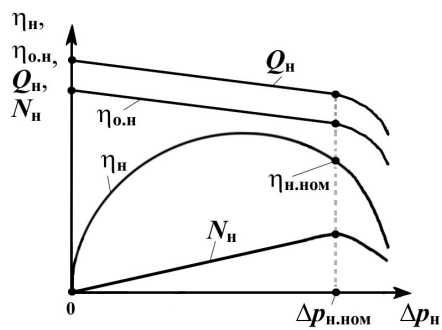
Результаты расчетов всех вышеприведенных показателей по каждому опыту записываются в таблицу 2.

Таблица 2. Результаты обработки опытных данных

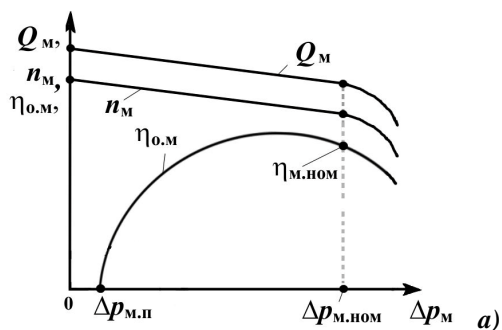
Наименования величин	1 серия					2 серия				
	Номер опыта					Номер опыта				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
1. Насос										
Действительная подача Q_n , dm^3/c										
Теоретическая подача $Q_{т. н.}$, dm^3/c										
Объемный КПД $\eta_{о. н.}$										
Рабочий перепад давлений Δp_n , $МПа$										
Полезная мощность $N_{п. н.}$, $кВт$										
Общий КПД η_n										
2. Гидромотор										
Действительный расход Q_m , dm^3/c										
Теоретический расход $Q_{т. м.}$, dm^3/c										
Объемный КПД $\eta_{о. м.}$										
Рабочий перепад давлений Δp_m , $МПа$										
Мощность на валу N_m , $кВт$										
3. Гидропривод										
Гидравлический КПД η_f										
Передачное отношение $i_{гп}$										
Общий КПД $\eta_{гп}$										

По результатам расчетов проводится анализ и строятся графические зависимости (характеристики) следующих величин (рис. 4.1):

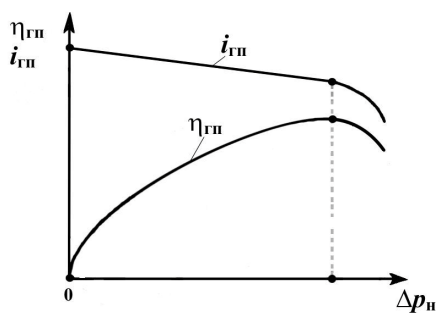
- а) подачи, потребляемой мощности, объемного и общего КПД насоса от его рабочего перепада давления;
- б) расхода, частоты вращения вала, объемного КПД гидромотора от его рабочего перепада давления;
- в) кинематического передаточного отношения и общего КПД гидропривода от рабочего перепада давления насоса.



a)



б)



в)

Рис. 4.1. Внешние характеристики:
 а – насоса; б – гидромотора; в – гидропривода

Контрольные вопросы

1. Расскажите порядок проведения параметрических испытаний гидропривода с вращательным движением выходного звена.
2. Как определяется общий КПД гидропривода?

ЛИТЕРАТУРА

1. Лепешкин А. В. Гидравлика и гидропневмопривод: учебник: в 3ч. Часть 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод / А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин, А. А. Шейпак – 3-е изд. – М.: МГИУ, 2005. – 352 с.
2. Гидропривод сельскохозяйственной техники : пособие / В. С. Лахмаков [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2009. – 164 с.
3. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта [и др.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Краткое описание стенда для проведения исследований объемного гидропривода.....	3
2. Изучение устройства и определение рабочих и кавитационных характеристик шестеренного насоса.....	6
2.1. Цель работы.....	6
2.2. Изучение конструкции шестеренных насосов.....	6
2.3. Порядок выполнения экспериментальной части.....	10
Контрольные вопросы.....	12
3. Изучение устройства и определение характеристик аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора.....	12
3.1. Цель работы.....	12
3.2. Изучение конструкции аксиально-поршневых гидромашин.....	12
3.3. Порядок выполнения экспериментальной части.....	22
Контрольные вопросы.....	23
4. Параметрические исследования характеристик объемного регулируемого гидропривода с вращательным движением выходного звена.....	24
4.1. Цель работы.....	24
4.2. Порядок выполнения работы.....	24
4.3. Обработка и анализ результатов исследований.....	25
Контрольные вопросы.....	29
Литература.....	29

Учебное издание

Белоусов Владимир Анатольевич
Казаков Андрей Леонидович

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
РОТОРНЫХ ГИДРОМАШИН
И ГИДРОПРИВОДА С ВРАЩАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ
ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

Методические указания по изучению дисциплины
и выполнению лабораторной работы

Редактор *О. Г. Толмачева*
Технический редактор *Н. Л. Якубовская*
Корректор

Подписано в печать 19. 11. 2019. Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.
Ризография. Гарнитура «Таймс». Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. .
Тираж 75 экз. Заказ .

УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».
Свидетельство о ГРИИРПИ №1/52 от 09.10.2013.
Ул. Мичурина, 13, 213407, г. Горки.

Отпечатано в УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».
Ул. Мичурина, 5, 213407, г. Горки