

Московский государственный технический университет
имени Н.Э. Баумана

В.С. Кузнецов,
А.С. Шабловский, В.В. Яроц

Испытания шестеренного насоса

*Методические указания
к выполнению лабораторной работы по дисциплине
«Механика жидкости и газа»*

Под редакцией *Б.П. Борисова*

Москва

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана

2014

УДК 532.5
ББК 31.56
К89

Рецензент *С.Н. Прудников*

Кузнецов В.С.

К89 Испытания шестеренного насоса : метод. указания к выполнению лабораторной работы по дисциплине «Механика жидкости и газа» / В.С. Кузнецов, А.С. Шабловский, В.В. Яроц ; под ред. Б.П. Борисова. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. — 18, [2] с. : ил.

ISBN 978-5-7038-3865-5

Рассмотрены принцип действия, устройство и параметры работы шестеренного насоса. Приведены описание экспериментального стенда для получения рабочей характеристики шестеренного насоса, порядок проведения испытаний и обработки результатов измерений.

Для студентов, обучающихся по программам бакалавриата и специалитета и изучающих дисциплину «Механика жидкости и газа».

Рекомендовано Учебно-методической комиссией Научно-учебного комплекса «Энергомашиностроение» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

УДК 532.5
ББК 31.56

Учебное издание

Кузнецов Валерий Сергеевич
Шабловский Александр Сергеевич
Яроц Валерий Владимирович

Испытания шестеренного насоса

Редактор *С.А. Серебрякова*
Корректор *О.В. Калашникова*
Компьютерная верстка *С.А. Серебряковой*

Подписано в печать 20.01.2014. Формат 60×84/16.
Усл. печ. л. 1,16. Тираж 100 экз. Изд. № 88. Заказ

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана.
Типография МГТУ им. Н.Э. Баумана.
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

ISBN 978-5-7038-3865-5

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014

Цель работы — ознакомление с принципом работы гидромашин, изучение конструктивных особенностей насосов объемного типа и параметров их работы, проведение испытаний шестеренного насоса и получение его рабочих характеристик.

1. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

1.1. Основные понятия и определения

Гидравлическими машинами называют машины, которые сообщают протекающей через них жидкости механическую энергию (*насос*) либо получают от жидкости часть энергии и передают ее рабочему органу для полезного использования (*гидравлический двигатель*) [1].

В современной технике применяется много разновидностей гидромашин. Наибольшее распространение получили объемные и лопастные насосы и гидродвигатели.

Рабочим органом лопастной машины является вращающееся рабочее колесо, снабженное лопастями. Передача энергии от рабочего колеса жидкости (лопастной насос) или от жидкости рабочему колесу (лопастной двигатель) происходит путем динамического взаимодействия лопастей колеса с обтекающей их жидкостью. К лопастным насосам относятся *центробежные* и *осевые*.

Объемной называют гидромашину, рабочий процесс которой основан на попеременном заполнении рабочей камеры жидкостью и ее вытеснении из рабочей камеры. Под рабочей камерой объемной гидромашин понимают ограниченное пространство внутри машины, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода жидкости.

Объемная гидромашина может иметь одну или несколько рабочих камер. В соответствии с тем, создают гидромашинны поток жидкости или используют его, их разделяют на *объемные насосы* и *гидродвигатели*.

В объемном насосе перемещение жидкости осуществляется путем ее вытеснения из рабочих камер вытеснителями, т. е. рабочими органами насоса, непосредственно совершающими работу вытеснения. Вытеснителями могут быть поршни, плунжеры, шестерни, винты, пластины и т. д.

По принципу действия (точнее, по характеру процесса вытеснения жидкости) объемные насосы подразделяют на *поршневые* (*плунжерные*) и *роторные*.

В поршневом (плунжерном) насосе жидкость вытесняется из неподвижных камер в результате возвратно-поступательного движения вытеснителей (поршней, плунжеров, диафрагм).

В роторном насосе жидкость вытесняется из перемещаемых рабочих камер в результате вращательного или вращательно-поступательного движения вытеснителей (шестерен, винтов, пластин, поршней).

Работа насоса характеризуется его подачей, напором, потребляемой мощностью, КПД и частотой вращения. *Подачей* Q_n насоса называют расход жидкости через напорный (выходной) патрубок. *Напор* H_n представляет собой разность механических энергий единицы веса жидкости в сечении потока после насоса и перед ним. В поле сил тяжести напор насоса равен разности полного напора жидкости после насоса $\left(z_n + \frac{p_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} \right)$ и перед ним $\left(z_b + \frac{p_b}{\rho g} + \frac{v_b^2}{2g} \right)$; полный напор выражается в метрах столба перемещаемой жидкости:

$$H_n = z_n - z_b + \frac{p_n - p_b}{\rho g} + \frac{v_n^2 - v_b^2}{2g}. \quad (1)$$

Мощностью электродвигателя N_d называют энергию, подводимую к насосу от двигателя за единицу времени. Потребляемую насосом мощность можно определить следующим образом. Каждая единица веса жидкости, прошедшая через насос, приобретает

энергию в количестве H_n , м; за единицу времени через насос проходит жидкость весом $Q_n \rho g$. Следовательно, энергия, приобретенная за единицу времени жидкостью, прошедшей через насос, или *полезная мощность насоса*, Вт:

$$N_n = Q_n \rho g H_n.$$

Мощность электродвигателя N_d больше полезной мощности насоса N_n на значение потерь мощности в насосе. Эти потери оцениваются с помощью КПД насоса η , который равен отношению полезной мощности насоса N_n к потребляемой им мощности двигателя N_d :

$$\eta = \frac{N_n}{N_d}.$$

Потери мощности в насосе разделяют на *объемные* и *гидромеханические*. Объемные потери, обусловленные внутренними утечками жидкости в насосе, оцениваются с помощью *объемного КПД* η_0 . Гидромеханическими потерями являются потери энергии на трение при движении рабочих элементов в насосе и в приводном механизме. Кроме того, имеют место потери энергии жидкости, расходуемые на преодоление потоком гидравлических сопротивлений внутри насоса. Эти потери оцениваются с помощью *гидромеханического КПД* $\eta_{гм}$. Тогда *полный КПД* насоса равен

$$\eta = \eta_0 \eta_{гм}.$$

1.2. Величины, характеризующие рабочий процесс объемных насосов

Основным параметром, определяющим размер объемного насоса (объемного гидродвигателя), является его *рабочий объем* V_0 . Это объем жидкости, который насос способен переместить из полости всасывания в полость нагнетания за один оборот приводного вала.

Рабочий объем насоса и частота его рабочих циклов определяют идеальную подачу. *Идеальной подачей* Q_n объемного насоса называют подачу в единицу времени несжимаемой жидкости при

отсутствии утечек через зазоры. Осредненная по времени идеальная подача

$$Q_0 = V_0 n = V_k z k n,$$

где n — частота вращения вала; V_k — объем каждой рабочей камеры за один цикл; z — число рабочих камер в насосе; k — кратность действия насоса, т. е. число подач из каждой камеры за один оборот вала.

Таким образом, рабочий объем насоса

$$V_0 = V_k z k.$$

Чаще всего $k = 1$, но в некоторых конструкциях $k = 2$ и более [2].

Действительная подача Q_n насоса меньше идеальной Q_0 вследствие утечек через зазоры из рабочих камер в полости нагнетания, а при больших давлениях насоса — еще и за счет сжимаемости жидкости.

Отношение действительной подачи Q_n к идеальной называется *коэффициентом подачи*:

$$\alpha_n = \frac{Q_n}{Q_0} = \frac{Q_n - q_y - q_{сж}}{Q_0},$$

где q_y — расход утечек; $q_{сж}$ — расход сжатия.

Когда сжатие жидкости пренебрежимо мало, коэффициент подачи равен объемному КПД насоса ($\alpha_n = \eta_0$):

$$\eta_0 = \frac{Q_n}{Q_0} = \frac{Q_n - q_y}{Q_0} = \frac{Q_n}{Q_n + q_y}.$$

Полное приращение энергии жидкости в объемном насосе обычно относят к единице объема и, следовательно, выражают в единицах давления. Так как объемные насосы предназначены в основном для создания значительных приращений давления, то приращением кинетической энергии в насосе обычно пренебрегают. Поэтому, как следует из уравнения (1), *давление насоса* p_n , Па,

численно равно разности между давлением p_2 на выходе из насоса и давлением p_1 на входе в него:

$$p_n = p_2 - p_1,$$

а напор насоса, м:

$$H_n = \frac{p_n}{\rho g}.$$

С учетом изложенного *полезную мощность объемного насоса* N_n , Вт, принято определять как

$$N_n = Q_n p_n.$$

1.3. Описание работы шестеренного насоса

Шестеренные насосы отличаются простотой конструкции, низкой стоимостью, высокой надежностью, малыми габаритами и весом, относительно малой чувствительностью к чистоте рабочей жидкости. К недостаткам относятся: нерегулируемость рабочего объема; большая неравномерность подачи и обусловленный ею довольно высокий уровень шума в сравнении с другими объемными гидромашинами [1].

Рабочими элементами в этом насосе являются две цилиндрические шестерни, находящиеся в зацеплении. В зависимости от вида зацепления шестерен различают насосы с внешним и внутренним зацеплениями.

Распространенный тип шестеренного насоса с внешним зацеплением (рис. 1) представляет собой пару чаще всего одинаковых прямозубых цилиндрических шестерен 1 с эвольвентным профилем, находящихся в цилиндрических расточках корпуса 2 насоса с малыми зазорами. Одна из шестерен, находящаяся на приводном валу, является ведущей, а другая — ведомой. Рабочую камеру 3 образуют поверхности зубьев, корпуса 2 и боковых дисков 4, 5. По обе стороны области зацепления в корпусе имеются полости B и H , соединенные со всасывающим и напорным трубопроводами, давления в которых соответственно равны p_1 и p_2 [3].

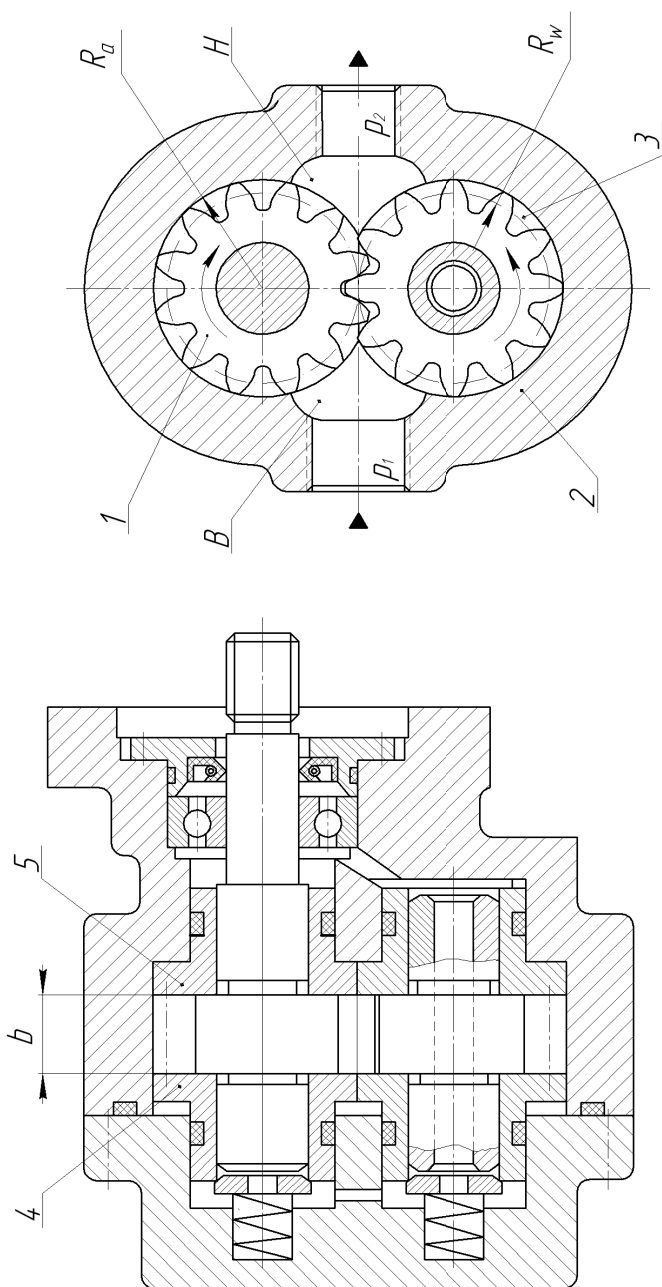


Рис. 1. Шестеренный насос с внешним зацеплением

Перекачиваемая из полости B жидкость заполняет впадины между зубьями и переносится в полость H . Вследствие разности давлений ($p_1 < p_2$) шестерни подвержены воздействию радиальных сил, которые существенно нагружают опоры валов шестерен. Это сказывается на износе подшипников.

С целью уменьшения утечек во многих конструкциях шестеренных насосов высокого давления предусматривается гидравлическая компенсация торцевых зазоров, которая осуществляется поджимом дисков 4.

1.4. Основные параметры шестеренного насоса

Зубчатое зацепление характеризуется следующими параметрами:

z — число зубьев;

m — модуль зацепления

b — ширина зуба;

R_w — радиус начальной окружности;

R_a — радиус окружности выступов зубьев;

t_b — шаг по основной окружности.

Рабочий объем V_0 — идеальный (без учета утечек и сжимаемости жидкости). Его определяют из геометрических соотношений:

$$V_0 = 2\pi b \left(R_a^2 - R_w^2 - \frac{t_b^2}{12} \right).$$

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

ВНИМАНИЕ! Работа выполняется только после ознакомления с инструкцией по технике безопасности и получения допуска преподавателя.

Цель лабораторной работы — получить рабочую характеристику насоса, т. е. графики зависимостей подачи насоса Q_n , коэффициента подачи α_n , полного КПД насоса η и мощности электродвигателя N_d от давления насоса p_n [4].

Испытания проводят в соответствии с ГОСТ 14658–86 на испытания насоса [5].

2.1. Описание экспериментального стенда для испытания шестеренного насоса

Внешний вид установки для испытания шестеренного насоса показан на рис. 2, а схема соединений элементов в гидравлической системе представлена на рис. 3.

Всасывающий и напорный трубопроводы от насоса 1 присоединены к баку 2, заполненному авиационным маслом АМГ-10 с плотностью $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ и кинематической вязкостью $\nu = 22 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ (0,22 Ст) при температуре $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Давление над свободной поверхностью жидкости в баке в данной установке равно атмосферному. Насос, благодаря создаваемому им вакууму во всасывающем трубопроводе, забирает перекачиваемую жидкость из бака и подает ее в напорную магистраль.

Испытуемый насос приводится во вращение нерегулируемым асинхронным балансирным электродвигателем 3 переменного тока. Крутящий момент M_d для нахождения мощности электродвигателя N_d определяют по делениям шкалы, нанесенным на корпусе статора электродвигателя по результатам тарировки балансирного электродвигателя. К статору двигателя прикреплен рычаг известной длины r , к концу которого присоединяется силоизмерительное устройство (весы, m , кг). Момент, передаваемый на вал насоса, равен произведению показаний силоизмерительного устройства P на плечо r рычага [3]. Частоту вращения вала электродвигателя и связанного с ним через муфту приводного вала насоса определяют с помощью электрического дистанционного тахометра. В комплект тахометра входят датчик 4, присоединенный к валу двигателя, и измеритель частоты вращения 5. Число оборотов ротора датчика, соответствующее 120 % по шкале измерителя, равно 3 000 об/мин. Действительные числа оборотов вала насоса, об/мин, на каждом расчетном режиме работы можно определить из решения простой пропорции:

$$n = \frac{3\,000 \cdot (n\%)}{120}.$$

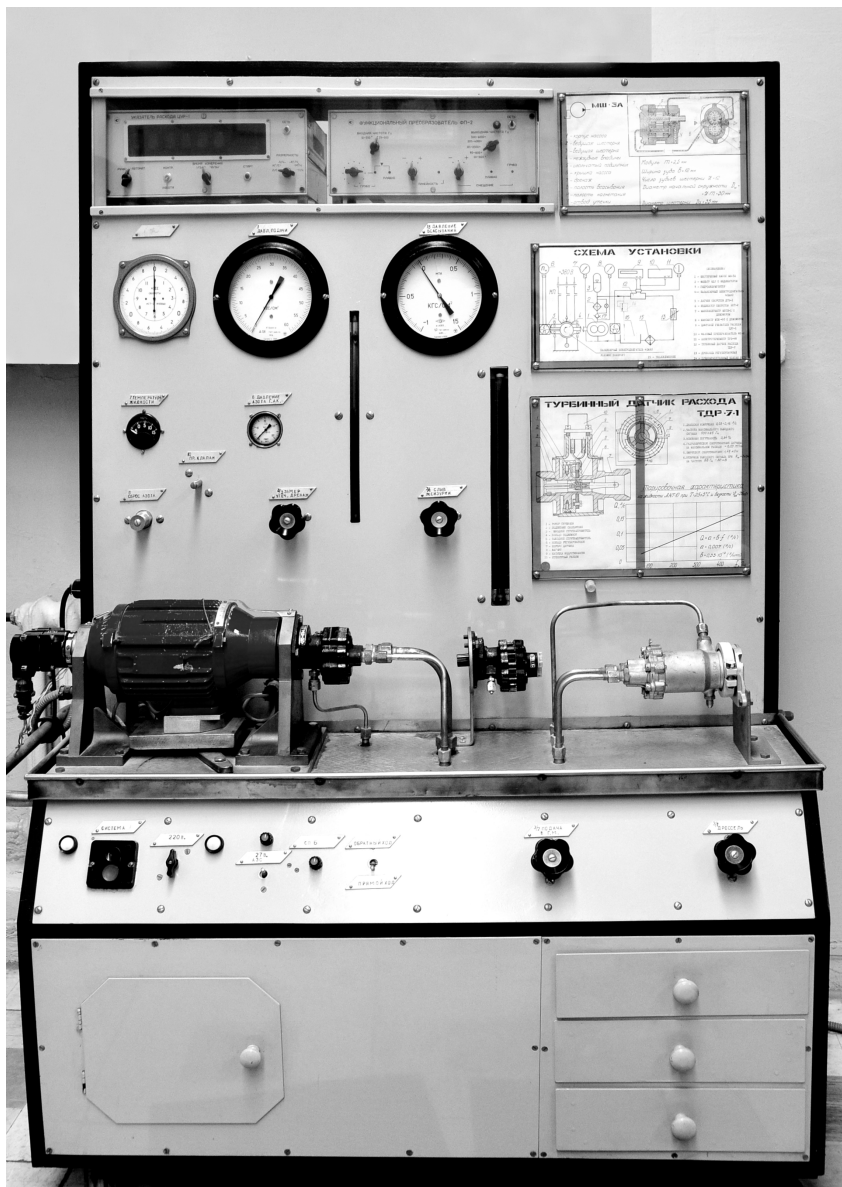


Рис. 2. Внешний вид установки для испытания шестеренного насоса

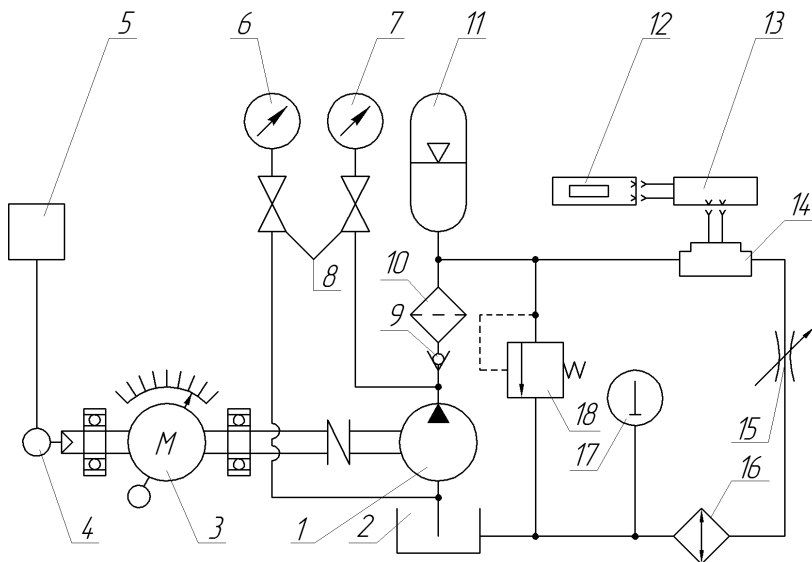


Рис. 3. Схема гидравлического стенда для испытаний шестеренного насоса

Измеритель частоты вращения имеет внешнюю и внутреннюю шкалы. Внешняя шкала служит для отсчета единиц процентов, а внутренняя — десятков. Обе шкалы равномерные. Цена деления внешней шкалы — 0,2 %, а внутренней — 10 %.

Измерение давлений на входе p_1 и выходе p_2 насоса осуществляется соответственно мановакуумметром 6 и манометром 7. Перед каждым из этих приборов в гидросистему включен кран-демпфер 8 для уменьшения влияния пульсаций давления в трубопроводах на показания манометров.

В напорном трубопроводе предусмотрена установка следующих элементов:

- обратный клапан 9;
- фильтр тонкой очистки масла 10;
- пневмогидроаккумулятор 11;
- измерительный комплекс (12–14) для определения подачи насоса;

- регулируемый дроссель 15 для нагружения испытуемого насоса;
- автономная система 16 охлаждения жидкости;
- электротермометр 17;
- предохранительный гидроклапан 18.

Давление на выходе из насоса p_2 зависит от гидравлического сопротивления напорного трубопровода и устанавливается регулируемым дросселем нагрузки в соответствии с программой испытания насоса. Значение максимального допустимого давления в гидросистеме ограничивается настройкой предварительного поджатия пружины предохранительного гидроклапана.

Обратный клапан обеспечивает движение жидкости через фильтр только в одном направлении.

Пневмогидравлический аккумулятор устанавливают в напорном трубопроводе для уменьшения пульсаций давления в гидросистеме, вызванных неравномерностью подачи насоса. Автономная система охлаждения обеспечивает стабилизацию температуры и, следовательно, вязкости жидкости в гидросистеме.

Подача насоса определяется с помощью турбинного датчика расхода 14, функционального преобразователя 13 и электронного цифрового указателя расхода 12.

Чувствительным элементом датчика (рис. 4) является гидрометрическая турбинка 2, изготовленная из магнитопроводящей стали. Турбинку помещают в корпус 1 датчика, установленного в напорном трубопроводе, где измеряется объемный расход, на подшипниках качения 6. Подшипники закреплены в гнездах завихрителя 5 и струевыпрямителя 8 резьбовым кольцом 7. Шнекообразные лопасти завихрителя, расположенного перед турбинкой, обеспечивают закрутку потока, поступающего на лопасти турбинки в целях частичной компенсации осевого усилия на турбинке. Дополнительная осевая разгрузка опор турбинки обеспечивается раскруткой потока за турбинкой струевыпрямителем. В результате статическое давление, восстанавливаемое на выходе датчика расхода, передается через осевой канал струевыпрямителя и создает осевую силу, действующую на ступицу турбинки против потока.

Поток жидкости, проходящий через турбинный датчик расхода, приводит во вращение турбинку, частота вращения которой пропорциональна средней скорости потока жидкости. На внешней

стороне корпуса датчика над лопастями турбинки установлен индуктивный генератор, состоящий из двух постоянных магнитов 3 и двух магнитопроводов с обмотками 4.

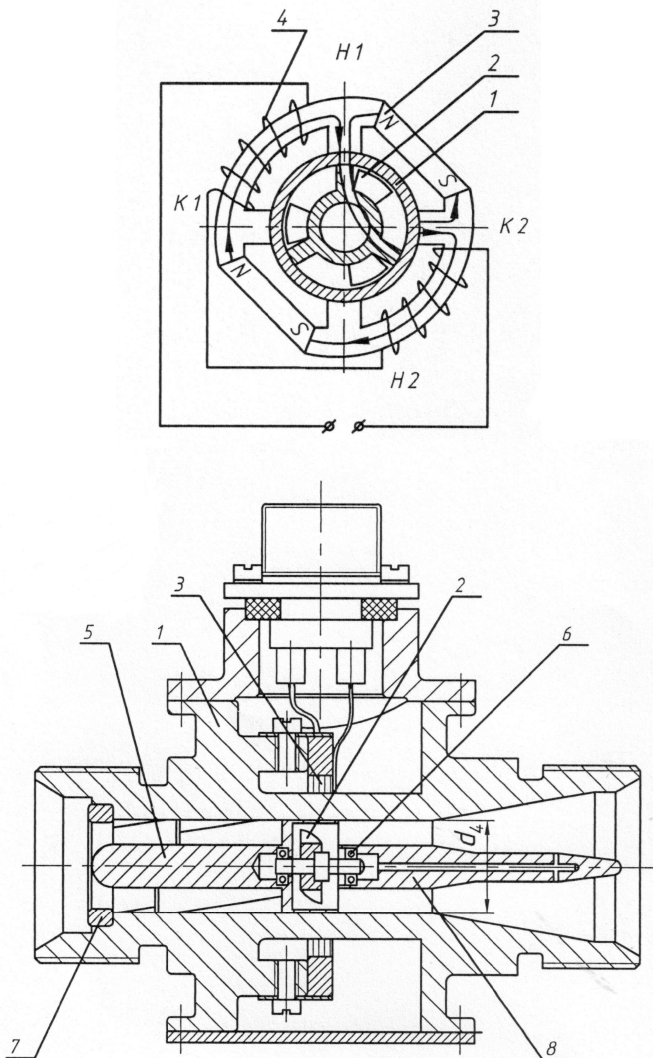


Рис. 4. Турбинный датчик расхода

При вращении турбинки вследствие периодического изменения зазора между постоянным магнитом и лопастями турбинки возникают пульсации магнитного потока, наводящего ЭДС, частота которых пропорциональна числу оборотов турбинки. Частота электрического сигнала снимается с датчика первичной информации, поступает на функциональный преобразователь, обеспечивающий усиление и формирование частотного сигнала прямоугольной формы, а затем передается на электронный цифровой указатель расхода. На световом цифровом индикаторе указателя расхода высвечивается текущее значение расхода в литрах в секунду.

2.2. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с установкой, изучить гидравлическую схему стенда (см. рис. 3).

2. Занести в протокол испытаний предел измерения и цену деления контрольно-измерительных приборов (мановакуумметра 6, манометра 7 и измерителя частоты вращения 5).

3. Полностью открыть регулируемый дроссель нагрузки 15.

4. Зафиксировать стопором статор балансирного электродвигателя для исключения его удара во время пуска;

5. Подключить электропитание всего стенда и отдельно питание измерителя частоты вращения 5, функционального преобразователя 13 и электронного цифрового указателя расхода 12.

6. Согласовать с преподавателем программу испытания — количество измерений и интервал изменения давления насоса p_n регулируемым дросселем нагрузки 15.

7. Запустить насос нажатием кнопки пускателя электродвигателя. После этого освободить от стопора статор электродвигателя и дросселем 15 установить начальное давление p_n , соответствующее минимальному крутящему моменту M_d по шкале, нанесенной на корпусе балансирного электродвигателя. В процессе выполнения эксперимента в протокол занести показания:

– мановакуумметра 6 и манометра 7, измеряющих соответственно давления на входе p_1 и выходе p_2 насоса в делениях шкалы этих приборов;

- электронного цифрового указателя расхода I_2 в литрах в секунду;
- измерителя частоты вращения 5 в процентах;
- значение крутящего момента M_d по указателю делений на шкале статора балансирного электродвигателя.

Испытания проводить в диапазоне значений давления насоса p_n от $p_{n \min}$ до $p_{n \max}$.

8. Все результаты измерений занести в протокол испытаний (табл. 1).

Таблица 1

Показания приборов

Номер опыта	Манометр (M_n , дел)	Мановакуумметр (M_b , кПа)	Цифровой указатель расхода (Q_n , л/с)	Измеритель частоты вращения (n , %)	Измерительная шкала (t , мм)	Весы (m , кг)

2.3. Обработка экспериментальных данных

Полученные результаты, собранные в протоколе (см. табл. 1), следует обработать, чтобы иметь необходимый материал для построения рабочей характеристики насоса. В частности, нужно определить:

- 1) давление насоса p_n , МПа:

$$p_n = M_n - M_b;$$

- 2) полезную мощность насоса N_n , Вт:

$$N_n = p_n Q_n;$$

3) действительную частоту вращения вала насоса на каждом расчетном режиме работы насоса n , об/мин;

- 4) мощность электродвигателя N_d , Вт:

$$N_d = M_d \frac{\pi n}{30};$$

5) идеальную подачу насоса $Q_{и}$, л/с:

$$Q_{и} = V_0 \frac{n}{60};$$

6) коэффициент подачи насоса

$$\alpha_{п} = \frac{Q_{н}}{Q_{и}}.$$

7) полный КПД насоса

$$\eta = \frac{N_{н}}{N_{д}}.$$

Результаты расчетов следует занести в протокол испытаний (табл. 2).

Таблица 2

Обработка опытных данных

Давление насоса, МПа			$N_{н}$, Вт	$M_{д}$, Н·м	n , об/мин	$N_{д}$, Вт	$Q_{н}$, л/с	$\alpha_{п}$	η
$M_{н}$	$M_{в}$	$p_{н}$							

2.4. Построение рабочей характеристики шестеренного насоса

Типовые формы функциональных зависимостей расхода насоса $Q_{н}$, коэффициента подачи $\alpha_{п}$, полного КПД насоса η и мощности электродвигателя $N_{д}$ от давления насоса $p_{н}$ показаны на рис. 5 [6].

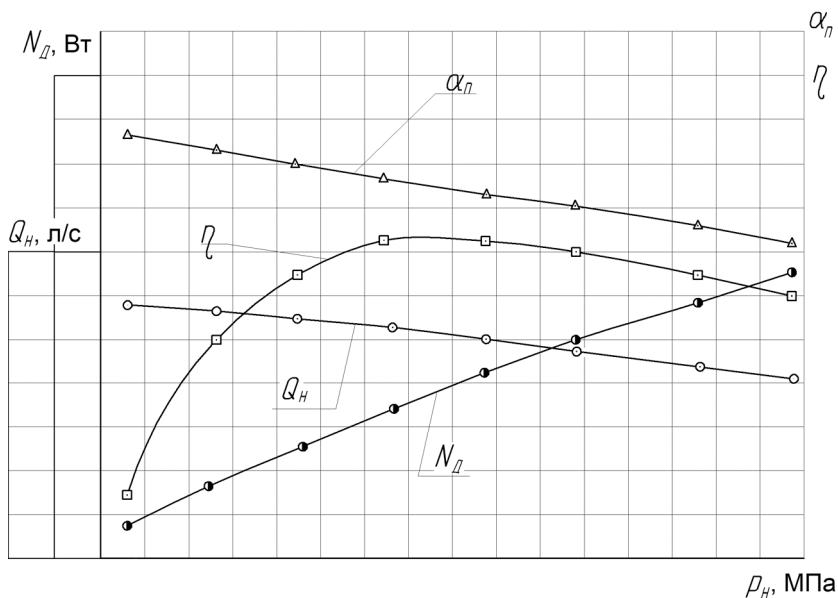


Рис. 5. Рабочая характеристика шестеренного насоса

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что называют объемной гидромашиной?
2. Сформулируйте принцип действия шестеренного насоса, перечислите основные элементы его конструкции.
3. Что такое идеальная подача шестеренного насоса и как она может быть определена?
4. Назовите основные параметры работы шестеренного насоса.
5. Перечислите основные элементы гидравлической системы экспериментального стенда и объясните их функциональное назначение.
6. Что такое рабочая характеристика шестеренного насоса?
7. Показания каких приборов необходимо занести в протокол испытаний шестеренного насоса для получения его рабочей характеристики?

ЛИТЕРАТУРА

1. *Орлов Ю.М.* Объемные гидравлические машины. Конструкция, проектирование, расчет. М.: Машиностроение, 2006.

2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учеб. для вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Альянс, 2010.

3. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередат: Учеб. пособие для машиностроительных вузов / Под ред. С.С. Руднева, Л.Г. Подвидза. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1974.

4. Сборник задач по гидравлике для технических вузов: Учеб. пособие для машиностроительных вузов. 6-е изд., стереотип. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009.

5. ГОСТ 14658–86. Насосы объемные ГПО. Правила приемки и методы испытаний. М.: Изд-во стандартов, 1990.

6. *Никитин О.Ф.* Гидравлика и гидропневмопривод: Учеб. пособие для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Теоретическая часть	3
1.1. Основные понятия и определения	3
1.2. Величины, характеризующие рабочий процесс объемных насосов	5
1.3. Описание работы шестеренного насоса	7
1.4. Основные параметры шестеренного насоса	9
2. Экспериментальная часть	9
2.1. Описание экспериментального стенда для испытания шестеренного насоса	10
2.2. Порядок выполнения работы	15
2.3. Обработка экспериментальных данных	16
2.4. Построение рабочей характеристики шестеренного насоса	17
Контрольные вопросы	18
Литература.....	19