

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ**

**НАБЕРЕЖНОЧЕЛНИНСКИЙ ИНСТИТУТ (ФИЛИАЛ)
ФГАОУ ВО
«КАЗАНСКИЙ (ПРИВОЛЖСКИЙ) ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Д.Л. Карелин, А.В. Болдырев

ИСПЫТАНИЯ ОБЪЕМНЫХ И ЛОПАСТНЫХ ГИДРОНАСОСОВ

Учебно-методическое пособие
по дисциплинам «Объемные гидромашины и гидropередачи» и «Лопастные
машины и гидродинамические передачи» для студентов по направлению
подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»

Набережные Челны, 2017

УДК 62-[12+13]

Учебно-методическое пособие по дисциплинам «Объемные гидромашины и гидропередачи» и «Лопастные машины и гидродинамические передачи» для студентов по направлению подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» / Д.Л. Карелин, А.В. Болдырев. – Набережные Челны: Изд-во Набережночелнинского института (филиала) ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет», 2017. – 36 с.

Настоящий лабораторный практикум предназначен для студентов по направлению подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» при выполнении ими лабораторных работ по дисциплинам «Объемные гидромашины и гидропередачи» и «Лопастные машины и гидродинамические передачи». Цель практикума – закрепить и расширить знания студентов по таким вопросам как: определение внешних характеристик объёмных гидронасосов, определение кавитационных характеристик и кавитационного запаса объёмных насосов, определение внешних характеристик гидродинамических насосов, определение кавитационных характеристик и кавитационного запаса гидродинамических насосов.

Ил. 12. Табл. 6. Библиогр.: 5 назв.

Рецензент: доцент кафедры «Физика» Набережночелнинского института (филиала) ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет»: к. ф.-м. н., доцент Ч.С. Страшинский.

ИСПЫТАНИЯ ОБЪЕМНОГО ГИДРОНАСОСА

Цель работы:

- 1) Экспериментальное получение внешних характеристик объемного гидронасоса.
- 2) Определение оптимального режима работы насоса.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

Характеристиками объемного насоса называются зависимости подачи Q_H мощности N_e на валу насоса и коэффициента полезного действия η от давления P_H , развиваемого насосом при постоянной частоте вращения n вала.

Одним из основных параметров объемных насосов является рабочий объем q_H , который равен суммарному изменению объема рабочих камер за один оборот вала насоса.

Средняя теоретическая подача насоса (без учета утечек жидкости через неплотности в насосе, неполного заполнения рабочих камер и сжимаемости жидкости), обусловленная только геометрическими размерами его рабочих органов, определяется по формуле:

$$Q_{нт} = q_H \cdot n, \quad (1.1)$$

где $Q_{нт}$ – средняя теоретическая подача насоса, м³/с;

q_H – рабочий объем насоса, м³/об;

n – частота вращения вала, об/с.

Действительная (эффективная) подача насоса Q_H , м³/с, меньше теоретической из-за утечек, неполного заполнения рабочих камер насоса и сжимаемости жидкости. Отношение действительной и теоретической подач называется коэффициентом подачи ε , величина которого для несжимаемой жидкости численно равна объемному КПД насоса:

$$\eta_{об} = \varepsilon = \frac{Q_H}{Q_{нт}}. \quad (1.2)$$

Полезная мощность насоса N_H , сообщенная жидкости, Вт:

$$N_H = Q_H \cdot P_H, \quad (1.3)$$

где $P_H = P_2 - P_1$ – давление, создаваемое насосом, Па,

здесь P_1 – давление на входе в насос, Па;

P_2 – давление на выходе из насоса, Па.

Полный КПД насоса:

$$\eta = \frac{N_H}{N_E}, \quad (1.4)$$

где $N_B = N_H + \Delta N_M$ – мощность, подводимая к валу насоса Вт, (1.4.a)
здесь ΔN_M – мощность механических потерь, включая потери гидравлического сопротивления, Вт.

Можно записать:

$$\eta = \frac{N_H}{N_E} = \frac{N_H}{N_{Hm}} \cdot \frac{N_{Hm}}{N_E} = \eta_{об} \cdot \eta_M \quad (1.5)$$

где $\eta_{об} = \frac{N_H}{N_{Hm}} = \frac{Q_H \cdot P_H}{Q_{Hm} \cdot P_{Hm}}$ – объемный КПД насоса; (1.5.a)

$$\eta_M = \frac{N_{Hm}}{N_E} \text{ – механический КПД насоса.} \quad (1.5.б)$$

Режим работы насоса при максимальном значении полного КПД называется **оптимальным режимом**.

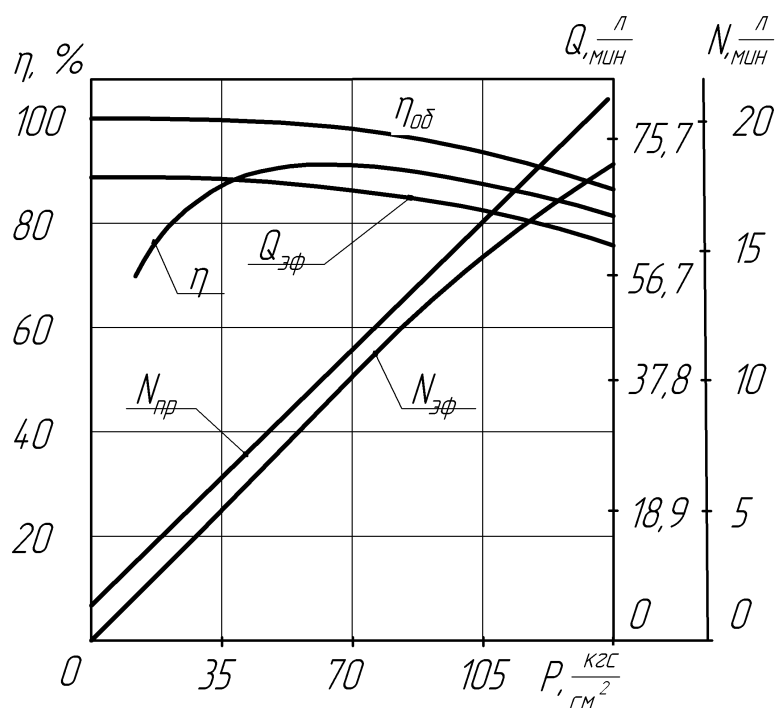


Рисунок 1.1 – Характеристики объемного насоса

Режим работы насоса, обеспечивающий заданные (паспортные) параметры, называется **номинальным режимом** работы.

На рисунке 1.1 в качестве примера приведены рабочие характеристики объемного насоса.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Экспериментальная установка (см. рис.1.2) состоит из электромашинного динамометра А типа G PF-3H, испытуемого насоса Н, предохранительного клапана КП1, нагрузочного клапана КП2, сливного бака Б и комплекта измерительных приборов и датчиков.

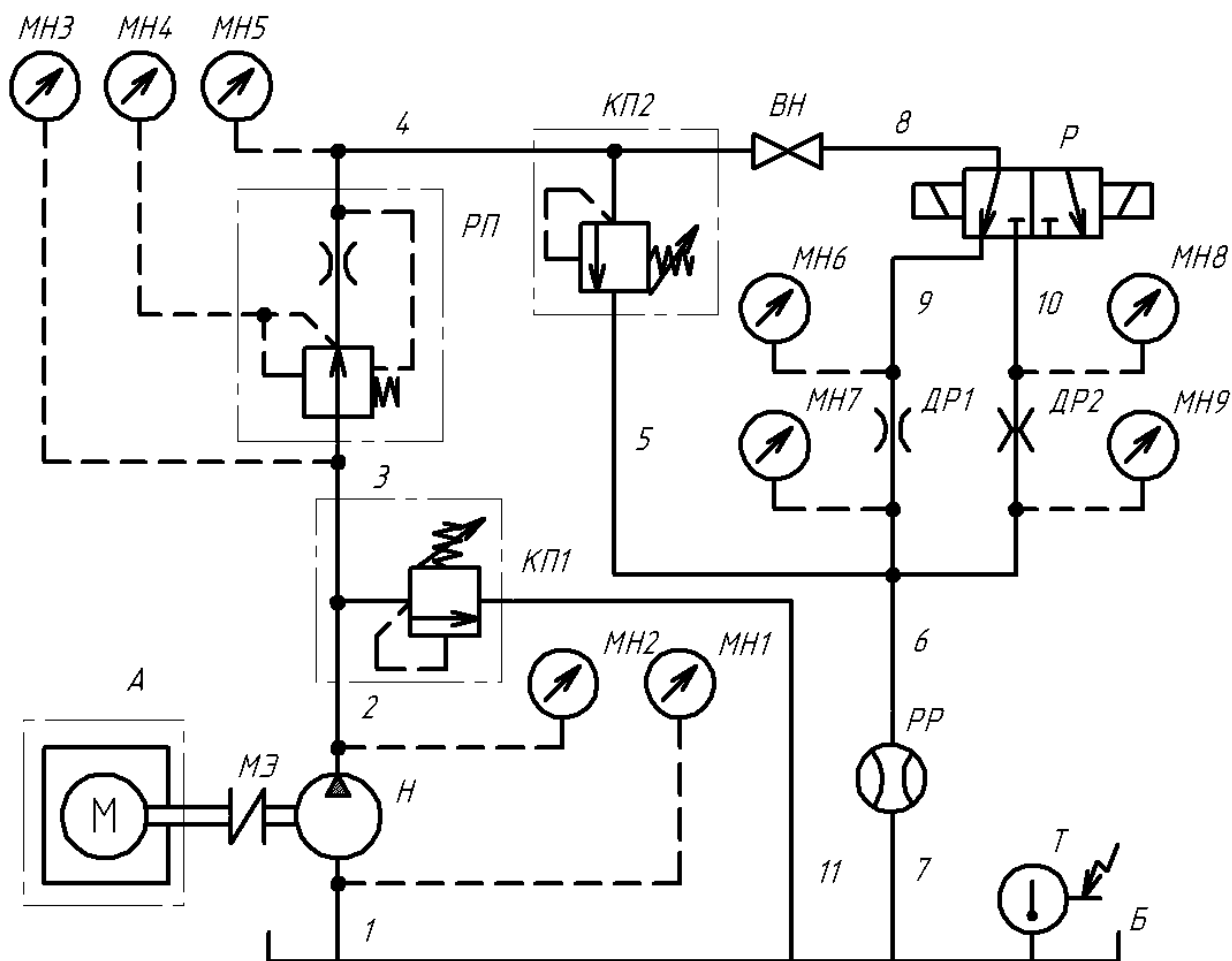


Рисунок 1.2 – Принципиальная схема экспериментальной установки

Электромашинный динамометр А представляет собой силовой комплекс, состоящий из электрического шкафа системы Вард-Леонардо, вырабатывающего постоянный ток, весовой головки, пульта управления и комплекта измерительной аппаратуры.

На рисунке 1.3 показана схема электромашинного динамометра А, состоящего из балансирного электродвигателя А.1 постоянного тока, весовой головки А.4, датчиков А.2, А.7 и измерительных приборов А.3, А.5, А.6. Балансирный электродвигатель А.1 постоянного тока установлен на подшипни-

ках А.11 таким образом, что якорь А.8 и статор А.9 двигателя А.1 могут свободно проворачиваться относительно друг друга. К статору А.9 электродвигателя А.1 прикреплен рычаг А.10, к концу которого присоединена весовая головка А.4 (силоизмерительное устройство). При включении электрического тока на обмотках ротора и статора появляются магнитные поля. Благодаря взаимодействию этих полей, на роторе и статоре возникает вращающий момент. В силу равенства действия и противодействия момент, с которым статор действует на ротор (M_P), равен по величине и обратен по направлению моменту, с которым ротор действует на статор (M_{CT}).

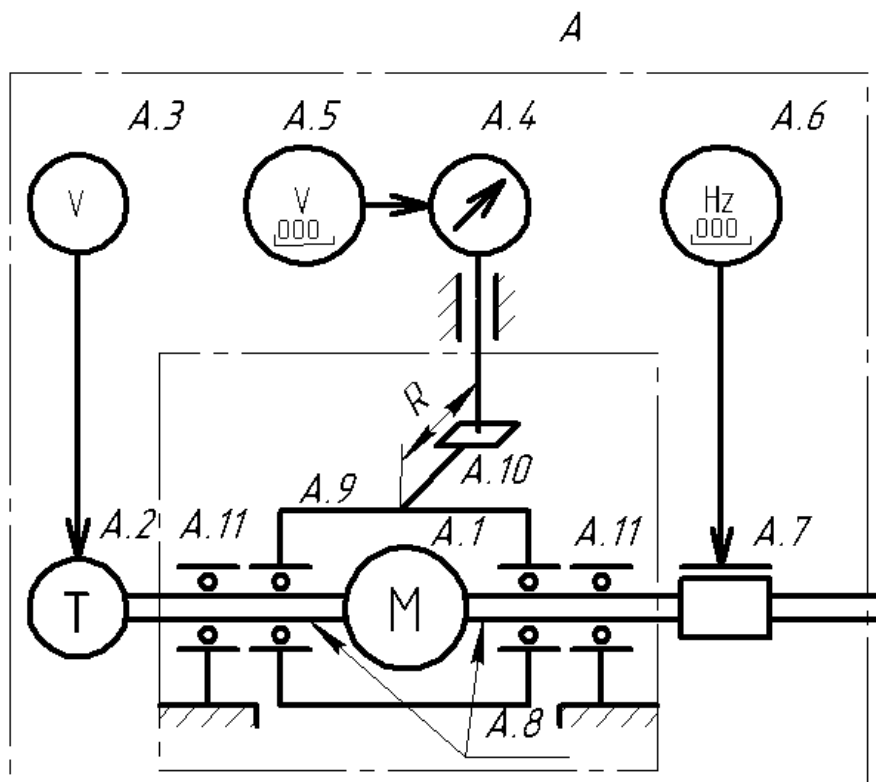


Рисунок 1.3 – Схема электромашиного динамометра

Таким образом, при работе электродвигателя А.1 его статор А.9 стремится повернуться в сторону, обратную вращению ротора А.8, под действием момента $M_{CT} = M_P$, который уравнивается весовой головкой А.4. Весовая головка протарирована так, что позволяет измерять крутящий момент с точностью $\pm 0,01$ кгс·м. Кроме того, имеется прибор А.5 и датчик, встроенный в весовую головку А.4, с помощью которых можно измерять крутящий момент в цифровом виде с точностью $\pm 0,001$ кгс·м. С помощью датчика оборотов (тахогенератора) А.2 и вольтметра А.3 измеряются обороты вала электродвигателя А.1 с точностью ± 100 об/мин. Данная система измерений оборотов предназначена для грубой настройки оборотов вала электродвигателя А.1. Для более точных измерений оборотов с точностью ± 5 об/мин предназначен импульсный датчик оборотов А.7 с цифровой индикацией А.6. Все

измерительные приборы, а также органы управления балансирным электродвигателем постоянного тока А.1, электромашинного динамометра А расположены на пульте управления.

При включении балансирного двигателя А.1 вращающий момент через эластичную муфту МЭ передается на вал насоса Н. При вращении насос Н захватывает рабочую жидкость из бака Б через всасывающий трубопровод 1 и нагнетает в трубопровод 2-3-4 к нагрузочному клапану КП2 и вентилю ВН. Нагрузочный клапан КП2 представляет собой подпружиненный золотник в направляющей втулке (гильзе), который открывает проход жидкости в сливной трубопровод 10 при достижении равновесия действующих сил на него (с одной стороны усилие пружины, с другой – сила давления жидкости за насосом). Меняя натяжение пружины вращением рукоятки клапана КП2, можно изменить давление (нагрузку) за насосом. При закрытом вентиле ВН жидкость, проходя через нагрузочный клапан КП2, поступает в сливной трубопровод 10 и, проходя через расходомер РР, в гидробак Б. Расход жидкости измеряется турбинным расходомером РР типа М2/0500/В3 с вторичным прибором типа М 707 аналоговой индикации (Англия). Действительный расход жидкости в л/мин получается при умножении показания расходомера на коэффициент 0,2. В гидробаке Б установлен датчик температуры Т (термопара хромель-капель), показания которого выводятся на вольтметр с цифровой индикацией. Для измерения давлений на входе P_1 и на выходе P_2 насоса установлены вакуумметр МН1 и манометр МН2 соответственно. Значение оборотов n и момента M_B насоса измеряется комплексом измерительной аппаратуры электромашинного динамометра А.

Таким образом, задавая значения нагрузки (давления) насосу с помощью нагрузочного клапана КП2, устанавливая необходимые значения оборотов вала насоса с помощью балансирного электродвигателя А.1 и измеряя значения параметров насоса (n, M_B, Q_H, P_1, P_2, t), можно проводить испытания по определению характеристик гидронасосов в широком диапазоне параметров.

В качестве испытываемого насоса используется пластинчатый насос двукратного действия Г12-21А с паспортными данными:

$$\begin{array}{ll} q_H = 8 \text{ см}^3; & n = 960 \text{ об/мин}; \\ P_H = 63 \text{ кгс/см}^2; & Q_H = 5,8 \text{ л/мин}. \end{array}$$

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1) Запитать энергией экспериментальную установку (рис.1.2) включением вводных автоматов, расположенных на общем распределительном щите и силовом шкафу электромашинного динамометра.

2) Включить приборы измерения оборотов А.6; расхода РР; температуры Т и прогреть в течение 10...15 мин.

3) Проверить уровень масла в баке Б и при необходимости долить до уровня отметки, расположенной на указателе уровня.

4) Проверить надежность соединения трубопроводной арматуры.

5) Вывести ручку управления предохранительного клапана КП1 в положение до упора против часовой стрелки (уменьшить давление открытия).

6) Вывести ручку управления нагрузочного клапана КП2 в положение до упора по часовой стрелке (увеличить давление открытия).

7) Переключить вентиль ВН в положение «Открыто».

8) Включить балансирный электродвигатель А.1 (согласно инструкции по эксплуатации электромашинного динамометра А).

9) Переключить вентиль ВН в положение «Закрыто».

10) Поворачивая ручку управления предохранительного клапана КП1 по часовой стрелке поднять давление до 72 кгс/см^2 , контролируя по манометру МН2.

11) Прогреть рабочую жидкость (масло) до температуры $45 \dots 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

12) Поворачивая ручку управления нагрузочного клапана КП2 установить нагрузку насосу $P_2 \rightarrow 0 \text{ кгс/см}^2$.

13) Поддерживать обороты насоса $n = 960 \text{ об/мин}$.

14) Убедившись в стабильной работе насоса на данном режиме, измерить значение крутящего момента M_B по шкале весовой головки А.4; расхода насоса Q_H по прибору расходомера РР, давления P_1 вакуумметром МН1. Результаты измерений заносятся в соответствующие графы таблицы 1.1.

15) Повторять п.п. 13,14, нагружая насос ступенями через 10 кгс/см^2 до $P_2 = 70 \text{ кгс/см}^2$.

ВНИМАНИЕ!

Обязательно следите за температурой рабочей жидкости во время проведения измерений, указанных в п.п. 13...15. В случае перегрева рабочей жидкости необходимо разгрузить насос до $P_2 \approx 0 \text{ кгс/см}^2$ по п.п. 5...7 и установить минимальные обороты насоса, добиваясь при этом снижение значения температуры до $45 \dots 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

В случае охлаждения рабочей жидкости ниже $45 \text{ }^\circ\text{C}$ проделать операции, указанные в п.п. 9, 10.

Только после достижения значения температуры $45 \dots 50 \text{ }^\circ\text{C}$ производить испытания насоса по п.п.13...15.

ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

1) Определяются значения давления, развиваемого насосом, МПа:

$$P_H = P_2 + P_1. \quad (1.6)$$

2) Определяется значение теоретического объёмного расхода насоса по формуле (1.1).

3) Определяется значение объёмного КПД насоса по формуле (1.2).

4) Определяются значения эффективной (полезной) мощности насоса по формуле (1.3).

5) Определяется значение мощности, подводимой к валу насоса, кВт:

$$N_{\text{в}} = \frac{M_{\text{в}} \cdot \omega}{1000}, \quad (1.7)$$

где $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$ – угловая скорость вращения вала насоса, с^{-1} . (1.7.a)

6) Определяется полный КПД насоса по формуле (1.4).

7) Вычисленные значения заносятся в таблицу 1.1.

8) По измерительным и вычислительным значениям строятся экспериментальные графики зависимостей: $Q_{\text{н}} = \varphi(P_{\text{н}})$, $N_{\text{в}} = \varphi(P_{\text{н}})$, $\eta_{\text{об}} = \varphi(P_{\text{н}})$, $\eta = \varphi(P_{\text{н}})$. Примерный вид графиков показан на рисунке 1.1.

9) По графикам определяются значения параметров оптимального режима работы насоса при $n = 960$ об/мин. Для этого проводим линию параллельно оси ординат через точку наибольшего значения КПД. Точки пересечения линии с соответствующими зависимостями дадут значения $Q_{\text{н}}^{\text{опт}}$, $N_{\text{в}}^{\text{опт}}$, $\eta_{\text{об}}^{\text{опт}}$, $\eta^{\text{опт}}$ (см. рис. 1.1). Аналогично определяются по графикам значения номинальных параметров: $Q_{\text{н}}^{\text{ном}}$, $N_{\text{в}}^{\text{ном}}$, $\eta_{\text{об}}^{\text{ном}}$, $\eta^{\text{ном}}$, только параллельно оси координат проводим через точку $P_{\text{н}} = 6,3$ МПа согласно паспортным данным завода на насос Г12-21А.

10) Найденные параметры оптимального и номинального режима заносятся в таблицу 1.2.

11) Работа заканчивается выводами о результатах сопоставления значений номинальных и оптимальных параметров насоса, определенных опытным путем и анализом возможных причин их расхождения.

Таблица 1.1– Численные результаты измерений и расчётов

№	Измерительные значения									Вычисленные значения				
	Техническая система				Система СИ									
	P_2 кгс/см ²	P_1 кгс/см ²	$M_{\text{в}}$ кгс·м	$Q_{\text{н}}$ дел.	P_2 МПа	P_1 МПа	$P_{\text{н}}$ МПа	$M_{\text{в}}$ Н·м	$Q_{\text{н}}$ м ³ /с	$Q_{\text{нт}}$ м ³ /с	$\eta_{\text{об}}$ -	$N_{\text{н}}$ кВт	$N_{\text{в}}$ кВт	η -
1														
2														
3														
...														
8														

Таблица 1.2– Режимные параметры объёмного насоса

Оптимальные значения параметров насоса, определенные по графикам при $n = 960$ об/мин, $t = 45 \dots 50$ °С	P_H , МПа	Q_H , м ³ /с	η_{OB}	N_B , кВт	η
Номинальные значения параметров насоса, определенные по графикам при $n = 960$ об/мин, $P = 63$ кгс/см ² , $t = 45 \dots 50$ °С	P_H , МПа	Q_H , м ³ /с	η_{OB}	N_B , кВт	η
	6,3				

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- 1) Назвать основные параметры, характеризующие насос.
- 2) Что такое общий КПД насоса?
- 3) Что такое оптимальный и номинальный режим работы насоса?

КАВИТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ОБЪЕМНОГО ГИДРОНАСОСА

Цель работы:

- 1) Экспериментальное получение кавитационной характеристики объемного гидронасоса.
- 2) Определение допустимого вакуума во всасывающем трубопроводе для различных частот вращения насоса.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

Кавитация в переводе на русский язык означает пустотообразование. Возникает она из-за чрезмерного падения давления на всасывающей стороне насоса, в результате чего происходит местное выделение из рабочей жидкости газов и паров (вскипание жидкости) с последующим разрушением (конденсацией и смыканием) выделившихся парогазовых пузырьков, попавших в область с более высоким давлением, сопровождающимся местным гидравлическими микроударами высокой частоты и небольшими «забросами давления». Для нормальной работы насоса необходимо, чтобы давление жидкости в нем было больше давления (упругости) насыщенных паров жидкости при данной температуре.

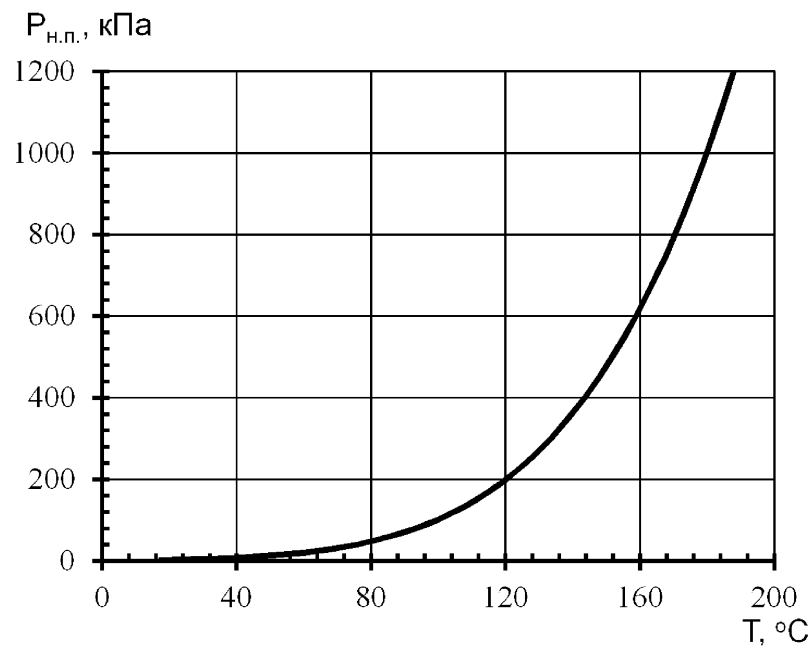


Рисунок 2.1– Зависимость давления насыщенного пара от температуры.

Давлением или *упругостью насыщенного пара* жидкости называется установившееся в замкнутом пространстве в результате испарения жидкости при данной температуре давление пара, находящегося в равновесии с жидкостью. С повышением температуры это давление повышается, что видно из рисунка 2.1.

В гидравлических приводах кавитация носит динамический характер и происходит в отдельных местах гидродинамического поля, где достигает своего критического значения парообразование. Кавитация нарушает нормальный режим работы объемного насоса, в отдельных случаях оказывает разрушительное действие на его элементы. Механизм такого действия упрощенно сводится к следующему. При понижении давления в какой-либо точке потока жидкости ниже давления ее насыщенных паров при данной температуре жидкость вскипает (происходит ее разрыв) и выделившиеся пузырьки пара увлекаются потоком и переносятся в область более высокого давления, в которой они конденсируются (смыкаются). Так как процесс конденсации первого пузырька происходит мгновенно, частицы жидкости перемещаются к его центру с большой скоростью. В результате кинетическая энергия соударяющихся частиц жидкости вызывает при завершении конденсации (в момент смыкания пузырьков) местные гидравлические удары, сопровождающиеся резкими повышениями давления и температуры в центрах конденсации. Если эти процессы протекают вблизи ограничивающихся стенок каналов, то последние будут подвергаться со стороны движущихся частиц жидкости непрерывным гидравлическим микроударам («бомбардировкам»). В результате при длительной кавитации, под действием указанных гидравлических ударов и своевременном воздействии высокой температуры, развивающейся в центрах конденсации, происходит поверхностное разрушение (эрозия) деталей. Кроме того, наличие кавитации приводит к появлению шума (треск, удары) и вибрации в насосе; снижению подачи насоса, напора, мощности и КПД насоса вследствие недозаполнения рабочих камер насоса; наблюдаются резкие колебания давления в нагнетательной линии и ударные нагрузки на детали насоса, вызывающие преждевременный выход его из строя.

Правильная установка насоса относительно уровня рабочей жидкости в баке, выбор размеров и конфигурации всасывающего трубопровода должны обеспечить бескавитационную работу насоса, что достигается в том случае, если величина вакуума на входе в насос не превышает допустимой для данного насоса величины, указанной в его технической характеристике.

Для роторных насосов величина вакуума в Па на входе в насос может быть вычислена по уравнению Бернулли для установившегося движения:

$$P_{\text{вак}} = \rho \cdot \left[g \cdot h + \frac{1}{2} \cdot v_{\text{в}}^2 \cdot \left(1 + \lambda \cdot \frac{\ell}{d} + \sum \xi_i \right) \right], \quad (2.1)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³;
 g – ускорение свободного падения, м/с²;
 h – высота всасывания, м;
 $v_{\text{в}}$ – скорость жидкости во входном патрубке насоса, м/с;
 λ – коэффициент путевых потерь;
 ℓ – длина всасывающего трубопровода, м;
 d – диаметр всасывающего трубопровода, м;
 ξ – коэффициент местных потерь.

Кавитационным запасом $P_{\text{кав}}$ называется разница между абсолютным давлением на входе в насос и давлением насыщенного пара рабочей жидкости $P_{\text{н.п.}}$, $P_{\text{н.п.}} \approx 60 \text{ Па}$ – давление насыщенных паров масла при температуре эксперимента:

$$P_{\text{кав}} = P_{\text{абс}} - P_{\text{н.п.}}, \quad (2.2)$$

где $P_{\text{абс}} = P_{\text{атм}} - P_1$ – абсолютное давление на входе в насос, Па, (2.3.а)
здесь $P_{\text{атм}}$ – атмосферное давление, Па.

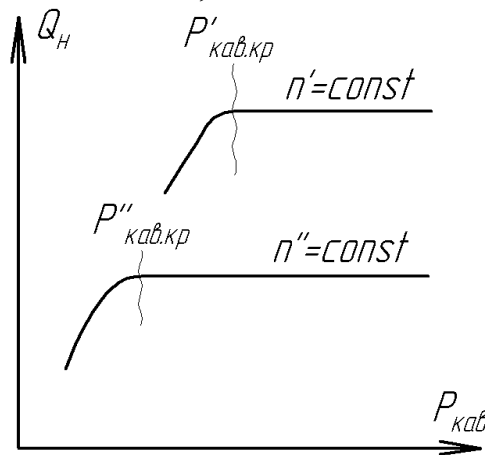


Рисунок 2.2 – Кавитационная характеристика объёмного насоса

Кавитационный запас, при котором насос работает в условиях развившейся кавитации, называется критическим $P_{\text{кав.кр}}$. Для изучения кавитационных качеств насоса производят кавитационные испытания, в результате которых для каждого режима работы получают кавитационную характеристику, представляющую собой графическую зависимость подачи, КПД и мощности от кавитационного запаса: $Q_{\text{н}} = f_1(P_{\text{кав}})$, $\eta = f_2(P_{\text{кав}})$, $N = f_3(P_{\text{кав}})$.

Кавитационные характеристики строятся при постоянной частоте вращения вала насоса $\omega_{\text{н}} = \text{const}$, постоянном давлении в напорной магистрали

P_H и постоянной температуре жидкости в баке испытательного стенда. На рисунке 2.2 показана кавитационная характеристика роторного объемного насоса.

Уменьшение кавитационного запаса до значений $P_{кав.} > P_{кав.кр.}$ не влияет на подачу, КПД и мощность насоса. Когда же достигается значение $P_{кав.} \leq P_{кав.кр.}$ происходит резкое снижение подачи, КПД и мощности насоса, появляются характерный шум и стук – насос начинает работать в кавитационном режиме. Для бескавитационной работы насоса по кавитационной характеристике назначается допустимый кавитационный запас $P_{кав.доп.}$, который принимают равным:

$$P_{кав.доп.} = (1,1 \div 1,3) \cdot P_{кав.кр.} \quad (2.4)$$

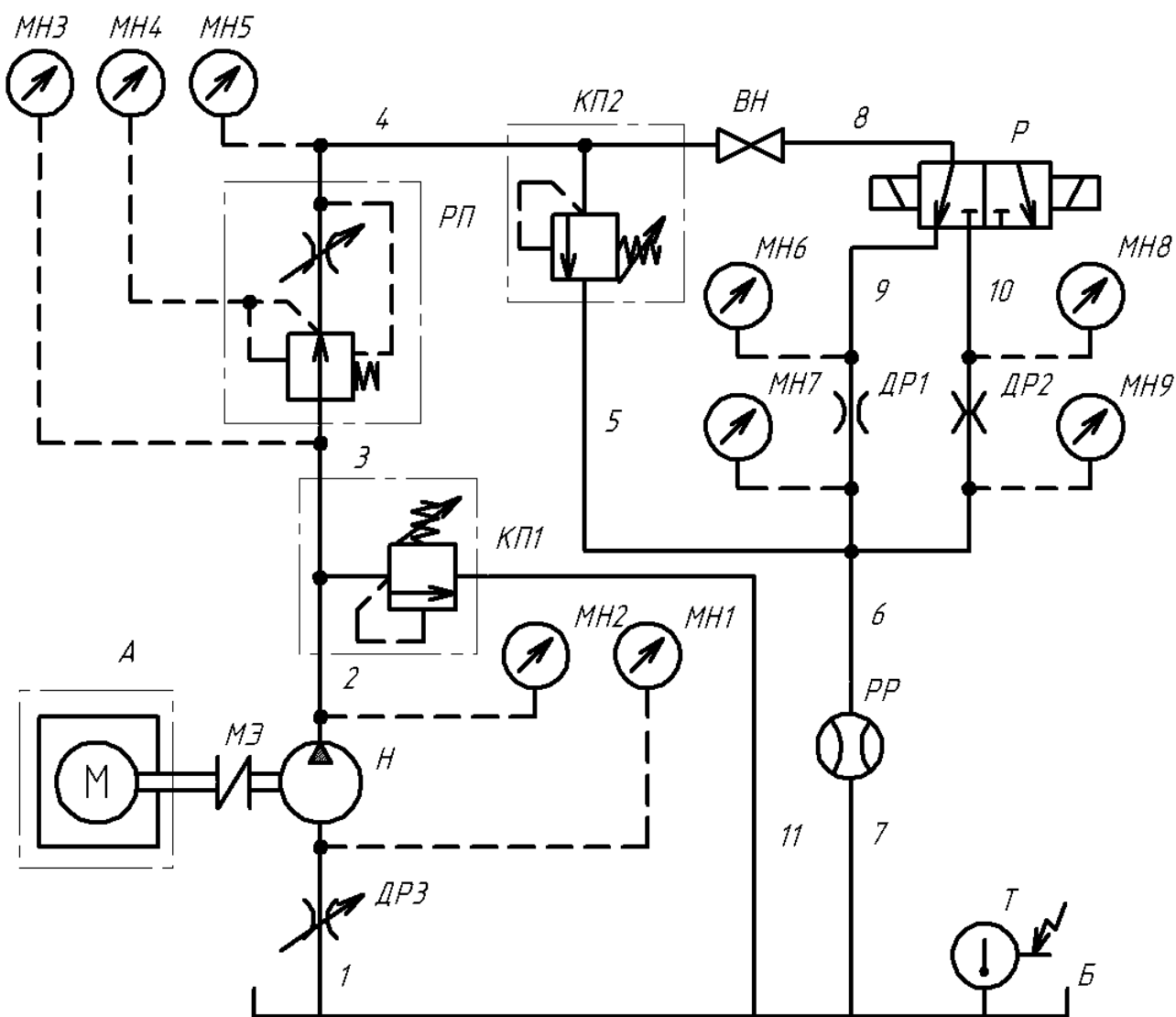


Рисунок 2.3 – Принципиальная схема экспериментальной установки

ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

Экспериментальная установка (см. рис.2.3) состоит из электромашинного динамометра А типа G PF-3Н, испытуемого насоса Н, предохранительного клапана КП1, нагрузочного клапана КП2, гидробака Б и комплекта измерительных приборов и датчиков.

Электромашинный динамометр А представляет собой силовой комплекс, состоящий из электрического шкафа системы Вард-Леонардо, вырабатывающего постоянный ток, весовой головки, пульта управления и комплекта измерительной аппаратуры.

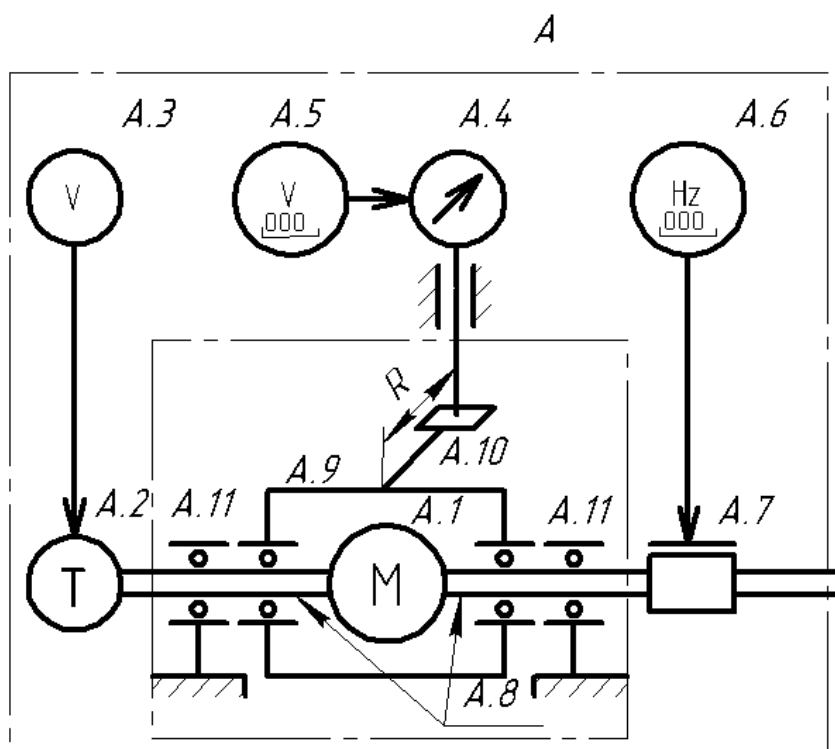


Рисунок 2.4 – Схема электромашинного динамометра

На рисунке 2.4 показана схема электромашинного динамометра А, состоящего из балансирного электродвигателя А.1 постоянного тока, весовой головки А.4, датчиков А.2, А.7 и измерительных приборов А.3, А.5, А.6. Балансирный электродвигатель А.1 постоянного тока установлен на подшипниках А.11 таким образом, что якорь А.8 и статор А.9 двигателя А.1 могут свободно проворачиваться относительно друг друга. К статору А.9 электродвигателя А.1 прикреплен рычаг А.10, к концу которого присоединена весовая головка А.4 (силоизмерительное устройство). При включении электрического тока на обмотках ротора и статора появляются магнитные поля. Благодаря взаимодействию этих полей, на роторе и статоре возникает вращающий момент. В силу равенства действия и противодействия момент, с которым ста-

тор действует на ротор (M_P), равен по величине и обратен по направлению моменту, с которым ротор действует на статор ($M_{СТ}$).

Таким образом, при работе электродвигателя А.1 его статор А.9 стремится повернуться в сторону, обратную вращению ротора А.8, под действием момента $M_{СТ} = M_P$, который уравнивается весомой головкой А.4. Весовая головка протарирована так, что позволяет измерять крутящий момент с точностью $\pm 0,01$ кгс·м. Кроме того, имеется прибор А.5 и датчик, встроенный в весовую головку А.4, с помощью которых можно измерять крутящий момент в цифровом виде с точностью $\pm 0,001$ кгс·м. С помощью датчика оборотов (тахогенератора) А.2 и вольтметра А.3 измеряются обороты вала электродвигателя А.1 с точностью ± 100 об/мин. Данная система измерений оборотов предназначена для грубой настройки оборотов вала электродвигателя А.1. Для более точных измерений оборотов с точностью ± 5 об/мин предназначен импульсный датчик оборотов А.7 с цифровой индикацией А.6. Все измерительные приборы, а также органы управления балансирным электродвигателем постоянного тока А.1, электромашинного динамометра А расположены на пульте управления.

При включении балансирного двигателя А.1 вращающий момент через эластичную муфту МЭ передается на вал насоса Н. При вращении насос Н захватывает рабочую жидкость из бака Б через всасывающий трубопровод 1 и нагнетает в трубопровод 2-3-4 к нагрузочному клапану КП2 и вентилю ВН. Нагрузочный клапан КП2 представляет собой подпружиненный золотник в направляющей втулке (гильзе), который открывает проход жидкости в сливной трубопровод 10 при достижении равновесия действующих сил на него (с одной стороны усилие пружины, с другой – сила давления жидкости за насосом). Меняя натяжение пружины вращением рукоятки клапана КП2, можно изменить давление (нагрузку) за насосом. При закрытом вентиле ВН жидкость, проходя через нагрузочный клапан КП2, поступает в сливной трубопровод 10 и, проходя через датчик расхода РР, в гидробак Б. Расход жидкости измеряется турбинным расходомером РР типа М2/0500/В3 с вторичным прибором типа М 707 аналоговой индикации (Англия). Действительный расход жидкости в л/мин получается при умножении показания расходомера на коэффициент 0,2. В гидробаке Б установлен датчик температуры Т (термопара хромель-капель), показания которого выводятся на вольтметр с цифровой индикацией. Для измерения давлений на входе P_1 и на выходе P_2 насоса установлены вакуумметр МН1 и манометр МН2 соответственно. Давление измеряется в кгс/см². Значение оборотов n и момента M_B насоса измеряется комплексом измерительной аппаратуры электромашинного динамометра А.

Таким образом, задавая значения нагрузки (давления) насосу с помощью нагрузочного клапана КП2, устанавливая необходимые значения оборотов вала насоса с помощью балансирного электродвигателя А.1 и измеряя значения параметров насоса (n , M_B , Q_H , P_1 , P_2 , t), можно проводить испытания по определению характеристик гидронасосов в широком диапазоне параметров.

В качестве испытываемого насоса используется пластинчатый насос двукратного действия Г12-21А с паспортными данными:

$$q_H = 8 \text{ см}^3; \quad n = 960 \text{ об/мин};$$

$$P_H = 63 \text{ кгс/см}^2; \quad Q_H = 5 \text{ л/мин}.$$

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1) Запитать энергией экспериментальную установку (рис.2.3) включением вводных автоматов, расположенных на общем распределительном щите и силовом шкафу электромашинного динамометра.

2) Включить приборы измерения оборотов А.6; расхода РР; температуры Т и прогреть в течение 10...15 мин.

3) Проверить уровень масла в баке Б и при необходимости долить до уровня отметки, расположенной на указателе уровня.

4) Проверить надежность соединения трубопроводной арматуры.

5) Вывести ручку управления предохранительного клапана КП1 в положение до упора против часовой стрелки (уменьшить давление открытия).

6) Вывести ручку управления нагрузочного клапана КП2 в положение до упора по часовой стрелке (увеличить давление открытия).

7) Переключить вентиль ВН в положение «Открыто».

8) Включить балансирный электродвигатель А.1 (согласно инструкции по эксплуатации электромашинного динамометра А).

9) Переключить вентиль ВН в положение «Закрыто».

10) Поворачивая ручку управления предохранительного клапана КП1 по часовой стрелке поднять давление до 72 кгс/см^2 , контролируя по манометру МН2.

11) Прогреть рабочую жидкость (масло) до температуры $45...50 \text{ }^\circ\text{C}$.

12) Поворачивая ручку управления нагрузочного клапана КП2 установить заданную нагрузку насосу $P_2 = 20 \text{ кгс/см}^2$.

13) Установить обороты насоса n по указанию преподавателя.

14) Поддерживать обороты насоса $n = \text{const}$.

15) Убедившись в стабильной работе насоса на данном режиме, измерить значение крутящего момента M_B по шкале весовой головки А.4; расход насоса Q_H по прибору расхода РР, давления P_1 вакуумметром МН1. Результаты измерений заносятся в соответствующие графы таблицы 2.1.

16) Перекрывая проходное сечение дросселя ДРЗ, увеличить величину вакуума P_1 на входе в насос. Установить режим и произвести измерения параметров по п.15. Испытания продолжать до тех пор, пока не начнется резкое уменьшение подачи насоса (4...5 экспериментальных точек).

17) Нагрузить насос ступенчато до давлений $P_2 = 40 \text{ кгс/см}^2$ и до $P_2 = 60 \text{ кгс/см}^2$, поддерживая при этом на каждой ступени постоянные обороты насоса $n = \text{const}$ и измерять на каждой ступени значения параметров насоса, как указано в п.п. 15, 16.

18) Результаты измерений заносятся в соответствующие графы таблицы 2.1.

ВНИМАНИЕ!

Обязательно следите за температурой рабочей жидкости во время проведения измерений, указанных в п.п. 15...17. В случае перегрева рабочей жидкости необходимо разгрузить насос до $P_2 \approx 0$ кгс/см² по п.п. 5...7 и установить минимальные обороты насоса, добиваясь при этом снижение значения температуры до 45...50°C.

В случае охлаждения рабочей жидкости ниже 45°C проделать операции, указанные в п.п. 9...11.

Только после достижения значения температуры 45...50°C производить испытания насоса по п.п.15...17.

ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

- 1) Давление, развиваемое насосом по формуле (1.6).
- 2) Кавитационный запас по формулам (2.2) и (2.2.а).
- 3) Полезная (эффективная) мощность насоса по формуле (1.3).
- 4) Мощность на валу насоса по формулам (1.7) и (1.7.а)..
- 5) КПД насоса по формуле (1.4).
- 6) Вычисленные значения параметров заносим в таблицу 2.1.
- 7) По измеренным и вычисленным значениям параметров строим зависимости: $Q_H = f_1(P_{кав})$, $\eta = f_2(P_{кав})$, $N = f_3(P_{кав})$.
- 8) По графикам определить $P_{кав.кр.}$.
- 9) Работа заканчивается выводами о результатах сопоставления значений $P_{кав.кр.}$ при различных давлениях P_2 и оборотах насоса (данные для различных оборотов взять у параллельных групп).

Таблица 2.1 – Численные результаты измерений и расчётов

№	Измерительные значения									Вычисленные значения			
	Показания приборов				Система СИ					F _{кав}	N _H	N _B	η
	P ₂	P ₁	M _B	q _H	P ₂	P ₁	P _H	M _B	Q _H				
кг с/см ²	кг с/см ²	кгс·м	дел.	МПа	МПа	МПа	Н·м	м ³ /с	МПа	кВт	кВт	-	
1													
2													
...													

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- 1) Что такое кавитация, при каких условиях она может возникнуть?
- 2) Как меняются параметры насоса, работающего в условиях кавитации?
- 3) Что такое кавитационный запас и как он определяется?
- 4) Способы борьбы с кавитацией.

ИСПЫТАНИЯ ЛОПАСТНОГО ГИДРОНАСОСА

Цель работы:

- 1) Изучение методики испытания лопастного насоса.
- 2) Проведение испытаний лопастного насоса.
- 3) Построение рабочих характеристик насоса.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ.

Рабочими (внешними) характеристиками лопастного насоса называются графические зависимости основных технических показателей (напора, мощности и КПД) от подачи при постоянных значениях частоты вращения, вязкости и плотности жидкости на входе в насос.

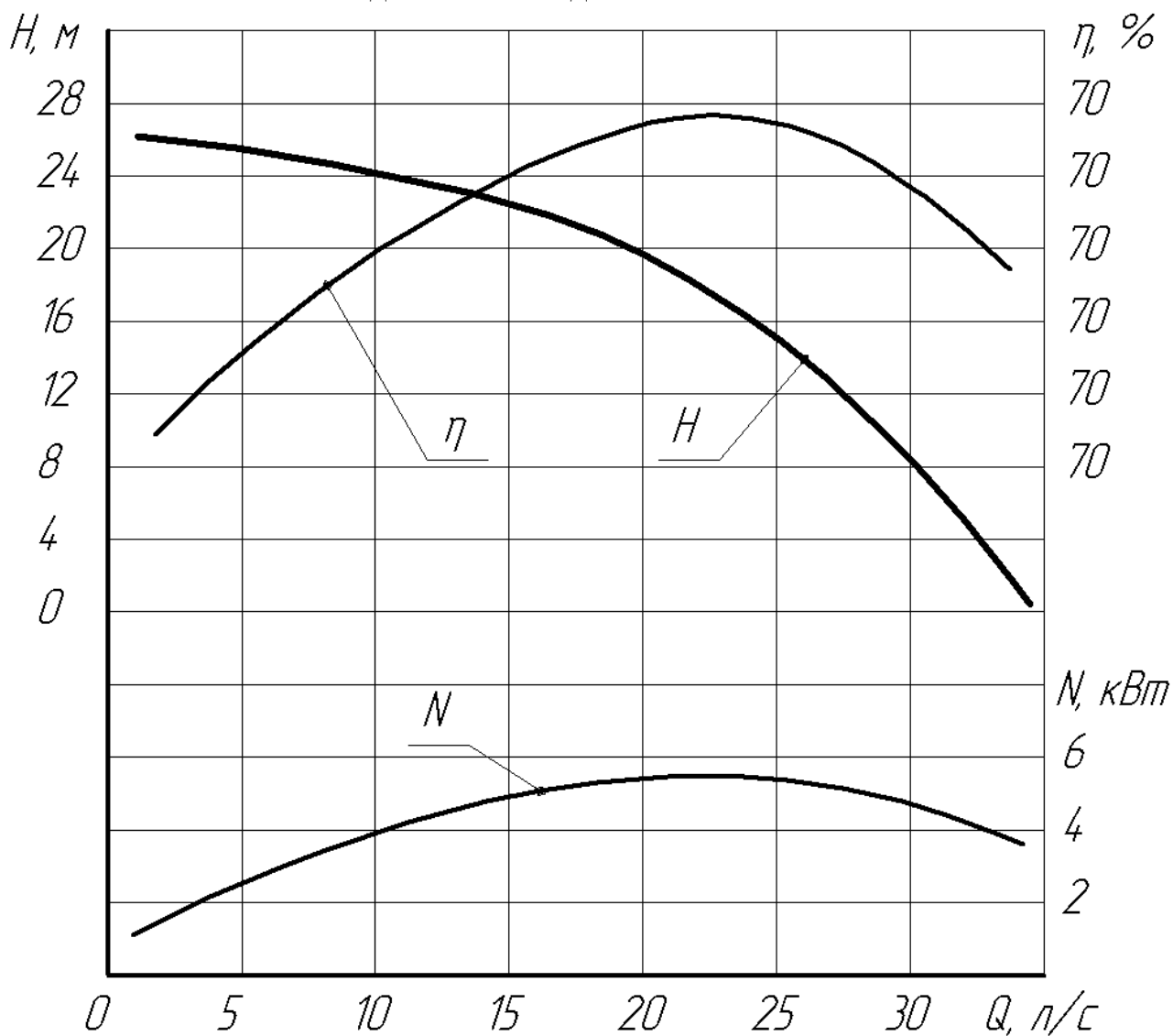


Рисунок 3.1 – Характеристика центробежного насоса 4К-18.

В качестве примера на рисунке 3.1 приведены характеристики центробежного насоса 4К–18.

В маркировке насоса использованы следующие обозначения:

4 – диаметр входного патрубка (мм), уменьшенный в 25 раз;

К – тип насоса по расположению лопастного колеса – консольный;

18 – коэффициент быстроходности насоса, уменьшенный в 10 раз и округленный до ближайшего целого.

По горизонтальной оси характеристики откладывается объемная подача насоса.

Объемной подачей Q насоса называется количество жидкости, проходящее через сечение канала в единицу времени.

$$Q = \frac{V}{t} \quad (3.1)$$

где Q – объемная подача насоса, м³/с;

V – объем жидкости, подаваемой насосом, м³;

t – время, с.

Напором H насоса называется разность механических энергий жидкости на выходе из насоса и на входе в него. Величина его определяется выражением:

$$H = \left(Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \right) - \left(Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) \quad (3.2)$$

где Z_1 и Z_2 – высоты расположения входного и выходного сечений насоса относительно плоскости сравнения, м;

P_1 и P_2 – пьезометрические давление в потоках входного и выходного сечений насоса, Па;

v_1 и v_2 – средние по сечению скорости потока входного и выходного сечений насоса, м/с;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Полезная мощность насоса N_n , Вт – это мощность, сообщаемая насосом проходящей через него жидкости.

$$N_n = \rho g H \cdot Q. \quad (3.3)$$

Мощность насоса N , Вт – это мощность, потребляемая насосом (мощность на валу насоса).

Коэффициент полезного действия η – это отношение полезной мощности N_n к мощности насоса N .

$$\eta = \frac{N_n}{N} \quad (3.4)$$

Теоретическая характеристика лопастного насоса может быть рассчитана по уравнению Эйлера. Однако, вследствие сложности происходящих в насосе физических процессов, не в полной мере отраженных в уравнениях, такая зависимость плохо согласуется с экспериментальной. В связи с этим, характеристику насоса, прилагаемую к паспорту изделия, получают по результатам испытаний. Эти испытания проводятся на специальных стендах.

ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ.

Принципиальная схема экспериментальной установки испытания лопастного насоса показана на рисунке 3.2.

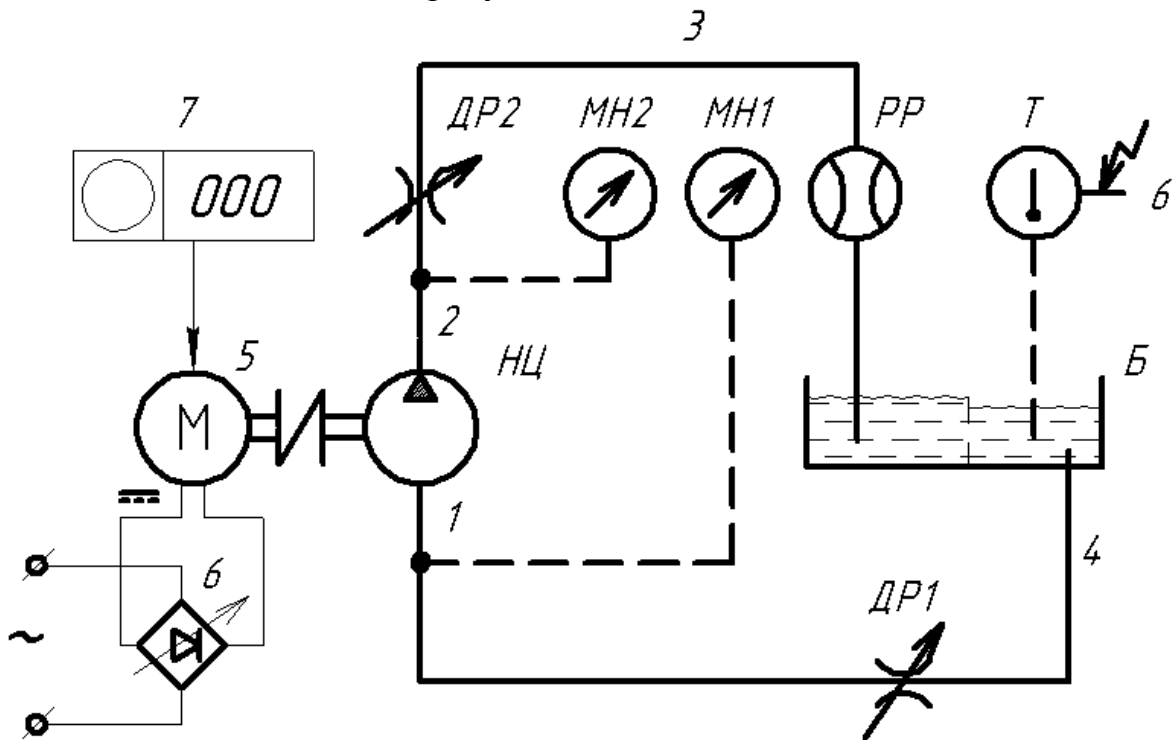


Рисунок 3.2 – Схема экспериментальной установки.

Исследуемый центробежный насос НЦ через систему трубопроводов включен в замкнутый гидравлический контур, содержащий дроссели ДР1, ДР2, расходомер РР и бак Б. В качестве рабочей жидкости, заполняющий гидравлический контур, используется вода. Вал насоса приводится во вращение от электродвигателя 5 постоянного тока, питаемого от выпрямителя переменного тока 6, подключенного к сети с напряжением 220 В. для измерения электрической мощности, потребляемой электродвигателем 5, на панели выпрямителя переменного тока 6 установлены вольтметр и амперметр. Частота вращения вала насоса измеряется механическим тахометром 7. Бак Б

служит для заполнения насоса и гидравлического контура жидкостью (уровень жидкости в баке выше уровня всасывающей магистрали насоса) и охлаждения жидкости во время работы насоса.

В качестве расходомера РР, предназначенного для измерения расхода рабочей жидкости, используется ротаметр с металлическим поплавком. О расходе рабочей жидкости, проходящей через ротаметр, можно судить по высоте подъема поплавка:

$$Q = a + b \cdot h \quad (3.5)$$

где Q – объёмный расход жидкости, м³/с;

a и b – коэффициенты, определяемые на основе предварительно проведенной тарировки прибора;

h – высота подъема поплавка, измеряется в делениях прибора.

Давление во всасывающем трубопроводе 1 измеряется мановакуумметром МН1, а в напорном трубопроводе 2 измеряется манометром МН2. Причем мановакуумметр МН1 имеет знакопеременную шкалу, то есть он может измерить как избыточное, так и вакуумметрическое давление. Мощность электрического тока $N_э$, потребляемую электродвигателем 5, рассчитывают по показаниям вольтметра и амперметра.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ.

1) Проверить наличие воды в гидравлическом контуре по мерному окну в баке Б.

2) Снять нулевые показатели мановакуумметра МН1 и манометра МН2 – P_{10} и P_{20} .

3) Подключить блок питания (выпрямитель электрического тока 6) к сети и установить выходное напряжение в диапазоне 5...24 В. (Первый эксперимент рекомендуется проводить при наименьшем напряжении).

4) Закрыть дроссель ДР2. Это необходимо для того, чтобы пусковой момент был минимальным, так как насос НЦ при $Q=0$ потребляет минимальную мощность.

5) Включить электродвигатель 5.

6) Снять показания приборов: P'_1 мановакуумметра МН1, P'_2 манометра МН2, n тахометра 7, напряжение U и силу тока I приборов блока питания 6.

7) Приоткрыв дроссель ДР2, установить заданную подачу насоса.

8) Снять показания всех приборов, занести значения в таблицу.

9) Повторять п.п. 6, 7, меняя подачу Q от 0 до Q_{max} (этому режиму соответствует полное открытие дросселя ДР 2) 8 – 10 раз. При каждом режиме работы показания приборов заносят в таблицу.

10) Выключить насос НЦ.

11) На блоке питания установить другое напряжение и выполнить п.п. 4.9 при другой частоте вращения рабочего колеса насоса НЦ.

12) По окончании работы отключить блок питания 6 от сети и проверить нулевые показания приборов.

ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ.

Для построения характеристики центробежного насоса необходимо по данным измерений вычислить значения Q , H , N , N_n , η и получить в виде таблицы зависимости: $H = f(Q)$; $N_n = f(Q)$; $\eta = f(Q)$.

1) Расход насоса Q определяется по показаниям поплавка ротаметра и вычисляется по формуле (3.5):

$$Q = 9,16 \cdot 10^{-6} + 5,83 \cdot 10^{-7} \cdot h, \quad (3.6)$$

где Q в $\text{м}^3/\text{с}$, если h в делениях прибора (зависимость справедлива только при значениях $h > 0$).

2) Напор H насоса НЦ определяется по формуле (3.2), которую можно переписать так:

$$H = (Z_2 - Z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (3.7)$$

В этой формуле величина $(Z_2 - Z_1) = \Delta Z$ определяется разностью высот положения сечений на нагнетательной и всасывающей магистралях. В данном случае $\Delta Z = 0$. Давление P_2 находится по показанию манометра МН2 – P'_2

$$P_2 = P_0 + P'_2 - P_{20} + \rho g Z'_2 \quad (3.8)$$

где Z'_H – высота положения манометра МН2 по отношению к выходному сечению насоса НЦ;

P_0 – атмосферное давление.

Давление P_1 находится по показаниям мановакуумметра МН1 – P'_1

$$P_1 = P_0 + P'_1 - P_{10} + \rho g Z'_1 \quad (3.9)$$

где Z'_2 – высота положения мановакуумметра МН1 по отношению к входному сечению насоса НЦ.

P_{20} и P_{10} – смещение нуля приборов, вызванное тем, что манометры расположены на разном уровне по сравнению с уровнем воды в баке.

С учетом уравнений (3.8) и (3.9) и того, что $Z'_2 = Z'_1$, получим:

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho g} = \frac{(P'_2 - P'_1) - (P_{20} - P_{10})}{\rho g} \quad (3.10)$$

Так как площади проходных сечений на входе и выходе из насоса равны, то равны будут и скорости на входе и выходе из насоса $v_2 = v_1$. Окончательно расчетная формула для напора запишется:

$$H = \frac{(P'_2 - P'_1) - (P_{20} - P_{10})}{\rho g} \quad (3.11)$$

Плотность воды можно считать постоянной $\rho = 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

3) Мощность, потребляемая насосной установкой:

$$N = \eta_{\text{э}} \cdot N_{\text{э}}, \text{Вт} \quad (3.12)$$

где $N_{\text{э}} = U \cdot I$ – мощность подводимая к электродвигателю, Вт, (3.13.a)
здесь U – нап

I – сила электрического тока, А;

$\eta_{\text{э}} = 0.9$ – КПД электродвигателя.

4) Коэффициент полезного действия насосной установки вычисляется при известных Q, H, N по формуле:

$$\eta_{\text{н.у}} = \frac{N_{\text{п}}}{N} \quad (3.14)$$

5) Результаты вычислений заполняются в соответствующие графы таблицы 3.1.

Таблица 3.1 – Численные результаты измерений и расчётов

№ №	P'_1	P'_2	h	Q	H	$N_{\text{п}}$	$\eta_{\text{н.у.}}$
	Па	Па	дел.	$\text{м}^3/\text{с}$	м	Вт	%
1							
2							
...							

б) По результатам расчета строятся характеристики:

$$H = f_1(Q); N_{\pi} = f_2(Q); \eta_{н.у} = f_3(Q)$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.

- 1) Что называется характеристикой лопастного насоса?
- 2) Нарисуйте качественный вид характеристики лопастного насоса.
- 3) Что называется напором лопастного насоса? Каков физический смысл напора насоса?
- 4) Что называется мощностью насоса?
- 5) Что называется КПД насоса, насосной установки?

КАВИТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЛОПАСТНОГО ГИДРОНАСОСА

Цель работы:

- 1) Изучение методики кавитационных испытаний лопастного насоса.
- 2) Экспериментальное получение кавитационных характеристик.
- 3) Определение допустимого кавитационного запаса.
- 4) Расчет кавитационного коэффициента быстроходности лопастного гидронасоса.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ.

Кавитацией называется нарушение сплошности потока жидкости, обусловленное появлением и схлопыванием в ней пузырьков, заполненных паром и/или газом. Кавитация возникает при понижении абсолютного давления ниже давления насыщенных паров жидкости, в результате чего жидкость закипает или из нее выделяется растворенный газ.

Теоретические и экспериментальные исследования картины течения жидкости показали, что в межлопастном канале рабочего колеса насоса наблюдается существенная неравномерность распределения скоростей и давлений. Указанное явление возникает вследствие того, что на осредненный поток накладывается циркуляционное движение жидкости вокруг лопатки. На входе в лопатку этот эффект усиливается еще и стеснением потока лопатками колеса. Таким образом, самое сильное понижение давления наблюдается в сечении на входе в лопатку с ее тыльной стороны. Именно здесь при понижении давления до давления насыщенного пара возникает кавитация (см. рис.4.1).

Далее пузырьки, заполненные паром или газом, увлекаются потоком в область повышенного давления. Здесь пар конденсируется, и полости, заполненные паром, «схлопываются». Так как процесс конденсации парового пузырька происходит мгновенно, частицы жидкости перемещаются к его центру с большой скоростью. В результате кинетическая энергия соударяющихся частиц жидкости вызывает при завершении конденсации (в момент смыкания пузырьков) местные гидравлические удары, сопровождающихся резкими повышениями давления и температуры в центрах конденсации. Если эти процессы протекают вблизи ограничивающихся стенок каналов, то последние будут подвергаться со стороны движущихся частиц жидкости непрерывным гидравлическим микроударам («бомбардировкам»). При длительной кавитации, под действием указанных гидравлических ударов и кратковременном воздействии высокой температуры, развивающейся в центрах конденсации, происходит поверхностное разрушение (эрозия) деталей (разъ-

едание стенок канала колеса). Поэтому эксплуатация насоса в режиме кавитации приводит к выходу его из строя в течение нескольких часов эксплуатации.

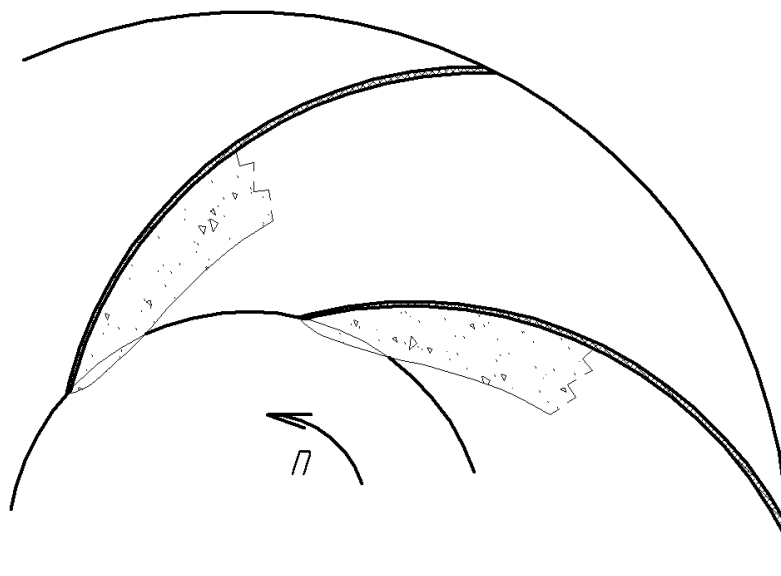


Рисунок 4.1 – Каверны в рабочем колесе насоса

Кроме того, в насосе наблюдаются и другие вредные явления: вибрация агрегата, сопровождающаяся шумом и треском, уменьшение подачи, напора, мощности и КПД. Таким образом, кавитации – это вредное явление и длительная работа в режиме кавитации не допускается.

Для определения кавитационных режимов работы насоса вводится понятие кавитационного запаса Δh , под которым понимают превышение полного напора жидкости во входном патрубке насоса над давлением ее насыщенного пара.

$$\Delta h = \frac{P_a - P_1}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} - \frac{P_{н.п.}}{\rho g}, \quad (4.1)$$

где P_a – атмосферное давление, Па;

P_1 – показание вакуумметра, установленного на входном патрубке, Па;

$P_{н.п.}$ – давление насыщенного пара, Па;

Кавитационный запас, при котором происходит кавитация, называют критическим $\Delta h_{кр}$.

Кавитационный запас, при котором кавитационные явления отсутствуют, называют допустимым $\Delta h_{доп}$.

Из-за трудности учета всех факторов, влияющих на возникновение кавитации величину $\Delta h_{доп}$, определяют на основе специальных кавитационных испытаний, цель которых состоит в получении кавитационной характеристики. Указанная характеристика представляет собой зависимость напора H и полезной мощности N насоса от кавитационного запаса при постоянной подаче и частоте вращения.

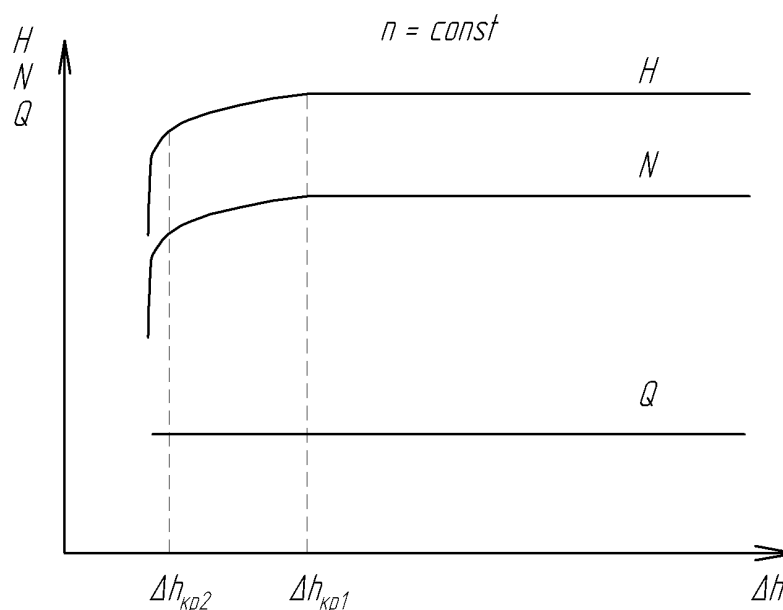


Рисунок 4.2 – Кавитационная характеристика лопастного насоса.

Качественный вид кавитационной характеристики показан на рис.4.2.

Анализ этой характеристики показывает, что при больших Δh величина напора и мощности не изменяются, что свидетельствует об отсутствии кавитации. При снижении Δh до определенного значения возникает кавитация, что приводит к падению H и N . Режим, при котором это происходит, называют первым критическим кавитационным режимом $\Delta h_{кр1}$. В этом режиме зона нарушения сплошности потока невелика. По мере дальнейшего уменьшения Δh кавитационная область расширяется, что сопровождается более резким падением H и N .

Этот режим кавитации называют вторым критическим $\Delta h_{кр2}$.

По результатам испытаний назначают допустимый кавитационный запас, который полагают равным

$$\Delta h_{доп.} = (1,1 \div 1,3) \cdot \Delta h_{кр}, \quad (4.2)$$

Меньшее значение выбирают, если расчет ведут по $\Delta h_{кр1}$.

Кавитационные качества насоса характеризуются кавитационным коэффициентом быстроходности, который определяется по формуле С.С Руднева:

$$C = \frac{n\sqrt{Q}}{\left(\frac{\Delta h_{кр1}}{10}\right)^{3/4}}, \quad (4.3)$$

где n – частота вращения рабочего колеса, об/мин;

Q – подача насоса, м³/с.

При работе в оптимальном режиме у насосов с плохими кавитационными качествами $C=600\dots700$ и меньше, для насосов $C=800\dots1000$, для насосов с повышенными кавитационными качествами $C=1300$ и более.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Принципиальная схема установки показана на рисунке 4.2.

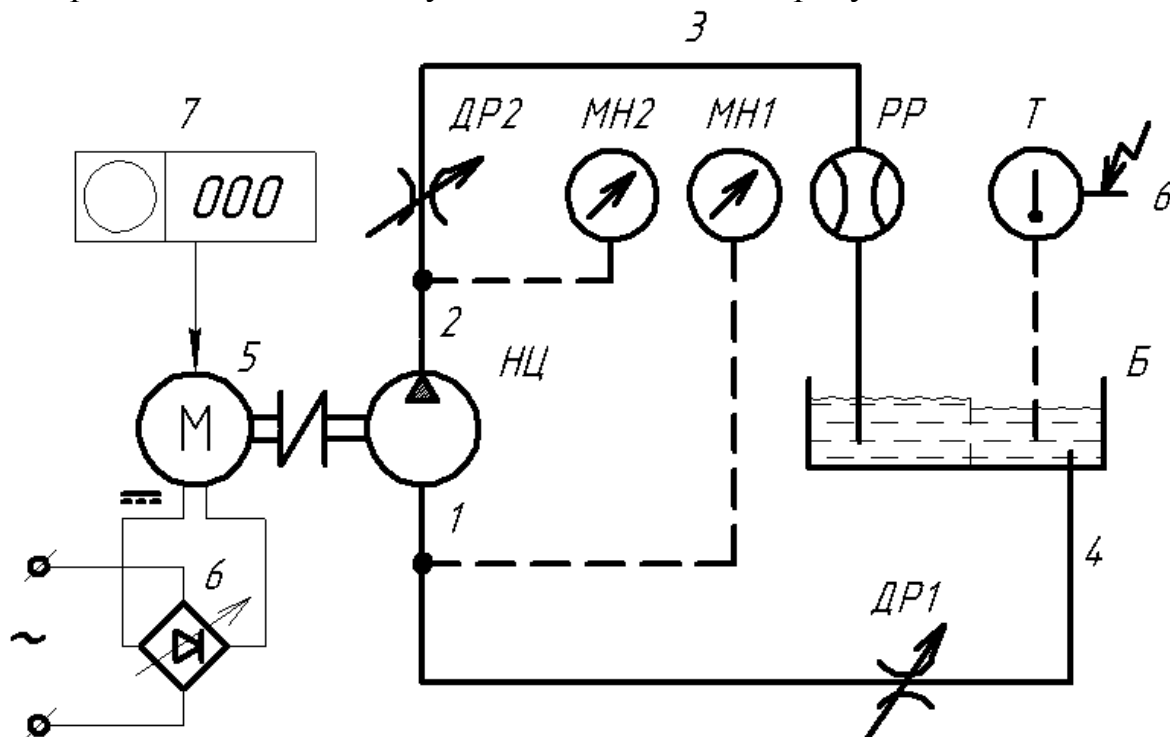


Рисунок 4.3 – Схема экспериментальной установки.

Исследуемый центробежный насос НЦ через систему трубопроводов включен в замкнутый гидравлический контур, содержащий дроссели ДР1, ДР2, расходомер РР и бак Б. В качестве рабочей жидкости, заполняющий гидравлический контур, используется вода. Вал насоса приводится во вращение от электродвигателя 5 постоянного тока, питаемого от выпрямителя переменного тока 6, подключенного к сети с напряжением 220 В. для измерения электрической мощности, потребляемой электродвигателем 5, на панели выпрямителя переменного тока 6 установлены вольтметр и амперметр. Частота вращения вала насоса измеряется механическим тахометром 7. Бак Б служит для заполнения насоса и гидравлического контура жидкостью (уровень жидкости в баке выше уровня всасывающей магистрали насоса) и охлаждения жидкости во время работы насоса.

В качестве расходомера РР, предназначенного для измерения расхода рабочей жидкости, используется ротаметр с металлическим поплавком. О расходе рабочей жидкости, проходящей через ротаметр, можно судить по высоте подъема поплавка:

$$Q = a + b \cdot h \quad (4.4)$$

где Q – объёмный расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$;

a и b – коэффициенты, определяемые на основе предварительно проведенной тарировки прибора;

h – высота подъема поплавка, измеряется в делениях прибора.

Давление во всасывающем трубопроводе 1 измеряется мановакуумметром МН1, а в напорном трубопроводе 2 измеряется манометром МН2. Причем мановакуумметр МН1 имеет знакопеременную шкалу, то есть он может измерить как избыточное, так и вакуумметрическое давление. Мощность электрического тока N_3 , потребляемую электродвигателем 5, рассчитывают по показаниям вольтметра и амперметра. Температура жидкости измеряется с помощью термометра сопротивления Т, установленного в баке Б.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ.

1) Проверить наличие воды в гидравлическом контуре по мерному окну в баке Б.

2) Снять нулевые показатели мановакуумметра МН1 и манометра МН2 – P_{10} и P_{20} .

3) Подключить блок питания (выпрямитель электрического тока 6) к сети и установить выходное напряжение в диапазоне 5...24 В. (Первый эксперимент рекомендуется проводить при наименьшем напряжении).

4) Открыть дроссель ДР2. Это необходимо для того, чтобы пусковой момент был минимальным, так как насос НЦ при $P_2 = 0$ потребляет минимальную мощность.

5) Кнопкой пускателя включить электродвигатель 5.

6) Прикрыв дроссель ДР2, установить заданную подачу насоса.

7) Снять показания приборов: P'_1 мановакуумметра МН1, P'_2 манометра МН2, n тахометра 7, напряжение U и силу тока I приборов блока питания 6, температуру по термометру Т.

8) Снятые показания всех приборов занести в таблицу 4.1.

9) Прикрывая дроссель ДР1 на всасывающем трубопроводе 1, установить большее значение вакуума на входе в насос НЦ. Так как при этом подача насоса уменьшится, то с помощью дросселя ДР2 в напорном трубопроводе 2 восстановить первоначальную производительность насоса, следя по показаниям расходомера РР.

10) Повторять п.п. 7...9, для получения 8...10 точек.

11) По показаниям барометра определить атмосферное давление.

12) Выключить насос. Отключить блок питания.

ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

- 1) Расход насоса Q определяется по показаниям поплавка ротаметра и вычисляется по формуле (4.4).
- 2) Напор H насоса НЦ определяется по формуле (3.11) и данным таблицы 4.2.
- 3) Полезная мощность N_p насоса определяется по формуле (3.3).
- 4) По формуле (4.1) и данным таблицы 4.2 вычисляется кавитационный запас Δh .
- 5) Все результаты вычислений заносятся в таблицу 4.1.
- 6) По найденным значениям Q , H , N_p и Δh строятся кавитационные характеристики лопастного насоса. Построение производится в масштабе.
- 7) Из кавитационных характеристик определяются $\Delta h_{кр1}$ и $\Delta h_{кр2}$.
- 8) По формуле (4.2) определяется $\Delta h_{доп}$.
- 9) По формуле (4.3) вычисляется C .
- 10) Работа заканчивается выводами о результатах расчётов и построений.

Таблица 4.1 – Протокол кавитационных испытаний насоса

№	P'_1	P'_2	h	Q	H	N_p	Δh	C
	Па	Па	дел	м ³ /с	м	Вт	м	-
0			-	-	-	-	-	-
1								
2								
...								

Температура воды $t = \quad ^\circ\text{C}$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- 1) Какова природа кавитации в лопастном насосе?
- 2) Что представляет собой кавитационная характеристика насоса?
- 3) Что такое кавитационный запас?
- 4) Почему кавитацию считают вредным явлением?
- 5) Каково влияние температуры перекачиваемой жидкости на кавитационный процесс в лопастном насосе?

Таблица 4.2 – Давление насыщенного пара и плотность воды в зависимости от температуры

Температура воды, °С	Давление насыщенного пара $P_{н.п.}$, Па	Плотность воды, кг/м ³	Температура воды, °С	Давление насыщенного пара $P_{н.п.}$, Па	Плотность воды, кг/м ³
10	1208	1000	34	5320	994
15	1694	999	36	5960	994
20	2337	998	38	6630	993
22	2643	998	40	7375	992
24	2983	997	42	8210	992
26	3360	997	44	9100	991
28	3780	996	46	1080	990
30	4241	996	48	11100	989
32	4760	995	50	12325	988

ЛИТЕРАТУРА

- 1) Байбаков О.Б. и др. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач / Под ред. С.С. Руднева, Л.Г. Подвиза. – М.: Машиностроение, 1974.- 416 с.
- 2) Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М.Башта и др. – 2 – е. изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. –423с.
- 3) Лабораторный практикум по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу / Под ред. Я.М. Вильнера. – Минск: Высшая школа, 1980.
- 4) Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1975. – 606 с.
- 5) Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалев, Б.Б. Некрасов. – Минск: Высшая школа, 1976. – 224 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Лабораторная работа № 1.	Испытания объемного гидронасоса	3
Лабораторная работа № 2.	Кавитационные испытания объемного гидронасоса.....	11
Лабораторная работа № 3.	Испытания лопастного гидронасоса	20
Лабораторная работа № 4.	Кавитационные испытания лопастного гидронасоса.....	27
ЛИТЕРАТУРА	34

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре
Набережночелнинского института
Казанского (Приволжского) федерального университете

Подписано в печать 06.12.2017г.
Формат 60x84/16. Печать ризографическая.
Бумага офсетная. Гарнитура «Times New Roman».
Усл. п. л. 2,0 Уч.-изд. Л. 2,0.
Тираж 50 экз. Заказ № 912.

423810. г. Набережные Челны, Новый город, проспект Мира, 68/19
тел./факс (8552) 39-65-99 e-mail: ic-nchi-kpfu@mail.ru