



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

Кафедра «Гидротехническое и энергетическое строительство»

**А. Е. Елисеев
В. В. Ивашечкин
Н. Н. Линкевич**

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Пособие к выполнению лабораторных работ

**Минск
БНТУ
2016**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Гидротехническое и энергетическое строительство»

А. Е. Елисеев
В. В. Ивашечкин
Н. Н. Линкевич

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Пособие к выполнению лабораторных работ
для студентов специальности 1-70 04 01
«Водохозяйственное строительство»

Минск
БНТУ
2016

УДК 621.22(076.5)
ББК 31.56я7
Е51

Рецензенты :
П. А. Автушко, А. И. Смирнов

Елисеев, А. Е.

Е51 Гидравлические машины : пособие к выполнению лабораторных работ для студентов специальности 1-70 04 01 «Водохозяйственное строительство» / А. Е. Елисеев, В. В. Ивашечкин, Н. Н. Линкевич. – Минск : БНТУ, 2016. – 44 с.
ISBN 978-985-550-749-0.

В пособии изложены теоретические сведения, основные требования к выполнению лабораторных работ, методика их проведения, указания по обработке и оформлению экспериментальных данных. Тематика лабораторных работ охватывает изучение конструкций гидротурбин, центробежных и роторных насосов, рассматривается снятие линейных оборотных характеристик турбин, рабочих характеристик центробежного насоса.

УДК 621.22(076.5)
ББК 31.56я7

ISBN 978-985-550-749-0

© Елисеев А. Е., Ивашечкин В. В.,
Линкевич Н. Н., 2016
© Белорусский национальный
технический университет, 2016

Введение

Пособие включает в себя пять лабораторных работ по основам дисциплины «Гидравлические машины» для студентов специальности 1-70 04 01 «Водохозяйственное строительство».

Основными обобщенными задачами лабораторных работ является ознакомление студентов с конструкциями и работой турбин, центробежных и роторных насосов, снятие линейных оборотных характеристик турбин, рабочих характеристик центробежных насосов.

Данное пособие призвано улучшить подготовку студентов на базе расширения объемов самостоятельной работы по изучению курса, привить навыки творческой работы и расширить самостоятельность при анализе полученных результатов.

Лабораторная работа № 1

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ГИДРОТУРБИН И НАСОСОВ

Цель работы: изучить на образцах и слайдах устройство и детали гидротурбин и насосов различных типов; дать описание конструкций турбин и насосов.

Изучение гидротурбин

Гидротурбины предназначены для преобразования гидравлической энергии потока в механическую энергию, создавая на валу агрегата вращающий момент. Работа, которую совершает поток воды, зависит от ее количества и величины напора. Напор воды обычно создается перекрыванием реки плотиной. В настоящее время в зависимости от природных условий и выбранной схемы использования водной энергии встречаются гидроэлектростанции с напорами от 2 до 2 000 м. В современных мощных низконапорных гидротурбинах расход достигает $Q = 700 \text{ м}^3/\text{с}$. Если рассматривать турбины приблизительно одного порядка мощности, то турбины, работающие при большем напоре, будут пропускать меньший расход и будут соответственно меньше по размерам, чем турбины, работающие при меньшем напоре.

Вода прямо к турбине может подводиться из верхнего водохранилища, созданного плотиной, как правило, на равнинных реках. Гидростанции этого типа называются **приплотинными**. В гористых местностях вода из верхнего водохранилища подводится к турбине по каналу или тоннелю, называемому **деривацией**, и напорному трубопроводу. Такие гидростанции называются **деривационными**. Иногда в случае приплотинных ГЭС удается разместить гидроагрегаты (турбины и генераторы) прямо в теле водосливной плотины, что дает существенную экономию затрат на строительство, так как исключает сооружение здания ГЭС.

Мощность потока будет зависеть от напора установки H_y и расхода Q падающей воды

$$N_{\Pi} = \rho g Q H_y, \text{ Вт},$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м^3 ;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

В гидротурбинах эта мощность потока может быть преобразована в механическую мощность только частично, так как на пути движения воды с верхнего бьефа в нижний и в процессе преобразования гидравлической энергии в механическую на рабочих органах турбины неизбежны потери энергии. Отношение мощности, замеренной на валу турбины, к мощности потока является КПД гидротурбинной установки:

$$\eta_y = \frac{N}{N_{\Pi}}.$$

В зависимости от соотношения между напором и расходом применяются турбины разных типов. По способу действия потока воды на гидротурбины их можно разделить на два типа: *свободноструйные* (активные) и *напорноструйные* (реактивные).

В свободноструйных турбинах поток действует на рабочее колесо турбины свободной струей, вытекающей из насадка и обладающей запасом кинетической энергии. При этом струя воды, встречая на своем пути лопасти рабочего колеса, создает окружную силу, которая и заставляет рабочее колесо вращаться. В свободноструйных турбинах используется изменение кинетической энергии.

В напорноструйных турбинах поток воды поступает на рабочее колесо, обладая как кинетической энергией, так и энергией давления. Рабочее колесо находится всегда в потоке воды и заключено в камере, не имеющей сообщения с атмосферой.

Вода на рабочее колесо поступает через направляющий аппарат, который служит для регулирования расхода воды через турбину и для закрутки потока перед рабочим колесом (в реактивных турбинах). Направляющий аппарат при остановке турбины используется как рабочий запорный орган.

В свободнотруйных турбинах направляющим аппаратом является сопло, внутри которого перемещается игла, изменяющая величину выходного сечения.

В напорнотруйных турбинах направляющий аппарат обычно состоит из ряда поворотных лопаток, расположенных по окружности, охватывающей камеру рабочего колеса.

К направляющему аппарату вода подводится в свободнотруйных турбинах непосредственно из коллектора напорного трубопровода, а в напорнотруйных – из специальной напорной (турбинной) камеры. В свободнотруйных турбинах от рабочего колеса вода отводится каналом прямо в нижний бьеф, а в напорнотруйных турбинах вода от рабочего колеса сначала попадает в *отсасывающую* трубу, а затем в нижний бьеф.

В состав гидротурбины входят:

- а) подводящая (турбинная) камера и статор турбины;
- б) направляющий аппарат;
- в) рабочее колесо;
- г) камера рабочего колеса;
- д) отсасывающая труба;
- е) вал;
- ж) подшипник.

Свободнотруйные турбины делятся:

- на ковшовые;
- наклонные;
- двукратные.

В *ковшовых турбинах* вода подводится к лопастям рабочего колеса, имеющим форму ковша, из направляющего аппарата, выполненного в виде сопла круглого сечения. Сопло мо-

жет быть одно или несколько (их количество определяется быстротходностью турбин).

В *наклонноструйных турбинах* вода подводится к лопастям рабочего колеса, заключенным между двумя ободами, тоже из сопла, имеющего круглое сечение.

В *двукратной турбине* вода подводится к лопастям рабочего колеса, имеющим форму изогнутых лопаток, расположенных на цилиндре из сопла прямоугольного сечения. При этом, пройдя лопатки рабочего колеса по направлению к центру колеса, вода вновь попадает на них и выходит из колеса в направлении от центра к периферии.

Напорноструйные или реактивные турбины, которые являются самыми распространенными и охватывают наиболее часто встречающиеся на гидроэлектростанциях напоры (от 1,5 до 300 (500) м), можно разделить на осевые и радиально-осевые.

В осевых турбинах вода подводится к рабочему колесу и уходит с него по винтовым линиям, расположенным на цилиндрических поверхностях, концентричных от вращения рабочего колеса. В том случае, когда лопасти рабочего колеса закреплены на втулке колеса неподвижно, турбину называют *пропеллерной*; если лопатки имеют возможность поворачиваться относительно втулки, турбину называют *поворотно-лопастной*.

Поворотно-лопастная турбина обеспечивает обтекание лопастей удовлетворительно и, следовательно, высокий КПД при любом изменении режима работы турбины.

Разновидностью поворотно-лопастных турбин являются *диагональные*, оси лопастей рабочего колеса которых образуют острый угол с осью турбины.

В *радиально-осевых турбинах* вода подводится к рабочему колесу по спиральным линиям, расположенным в плоскостях, перпендикулярных к оси вращения, меняет направление в рабочем колесе и уходит из него так же как в осевых турбинах.

Отсасывающая труба в напорноструйных турбинах обеспечивает снижение скоростей на выходе их турбины и соответствующее восстановление давления.

Все типы гидротурбин, в зависимости от расположения вала, разделяются на вертикальные, если вал расположен вертикально, и горизонтальные, если вал расположен горизонтально.

Турбины большой мощности, как правило, выполняются с вертикальным валом, имеющим ряд преимуществ.

Изучение конструкций центробежных насосов

После детального изучения конструкций насосов вычерчивается общий вид (рис. 1.1) насосных агрегатов (по внешнему виду насосы типа К, СД, Гр, П незначительно отличаются друг от друга), а также схемы центробежных насосов.

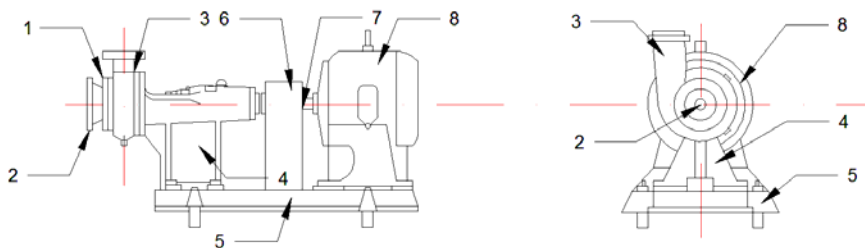


Рис. 1.1. Общий вид насосного агрегата:

- 1 – корпус насоса; 2 – всасывающий патрубок; 3 – напорный патрубок;
4 – опорная станина; 5 – фундаментная рама; 6 – муфта; 7 – вал;
8 – электродвигатель

Центробежные насосы типа К, КМ, СД, Гр, П

Это насосы одноступенчатые (одно рабочее колесо одностороннего осевого входа жидкости), горизонтальные. Рабочее колесо консольно расположено на валу насоса (рис. 1.2).

Корпус насоса литой, чугунный, выполненный в виде спирали с диффузорным каналом, переходящим в напорный патрубок. Корпус крепится к опорному кронштейну. Насос и электродвигатель закреплены на общей фундаментной плите. Моноблочные насосы типа КМ закрепляются на опорном фланце электродвигателя. Насосы типа Гр, П имеют дополнительно внут-

ренный корпус (футеровку), который предохраняет насос от истирания абразивным транспортируемым материалом.

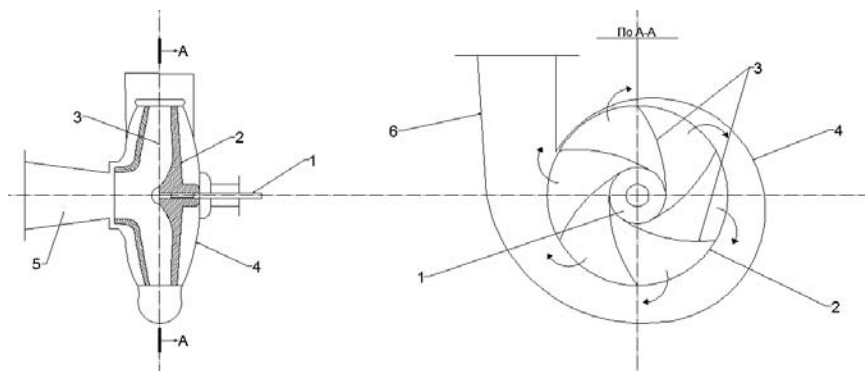


Рис. 1.2. Схема центробежного одноступенчатого насоса:
1 – вал; 2 – рабочее колесо; 3 – лопатки рабочего колеса; 4 – корпус насоса;
5 – всасывающий патрубок; 6 – напорный патрубок

У насоса типа СД на корпусе и всасывающем патрубке имеются люки-ревизии, через которые можно очищать колесо и корпус насоса при засорении отбросами.

Рабочее колесо закрепляется на валу насоса и бывает закрытого и открытого типа. У насосов типа К, КМ, которые предназначены для перекачивания воды (кроме морской и агрессивной), рабочее колесо закрытого типа, т. е. лопасти колеса закрыты передним и задним дисками. У рабочего колеса открытого типа нет рабочего диска, а лопасти отлиты вместе с задним диском.

Центробежные насосы с двусторонним подводом воды

Насосы этого типа наиболее распространены в системах водоснабжения и теплоснабжения. Они имеют чугунный корпус с горизонтальным осевым разъемом. В нижней части корпуса расположены всасывающий и напорный патрубки, направленные в противоположные стороны (рис. 1.3).

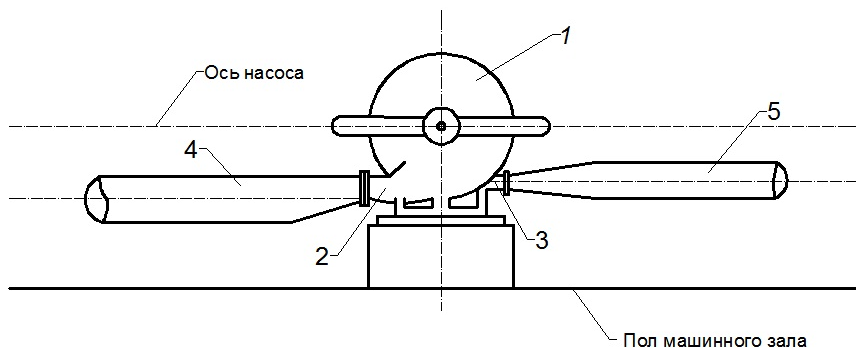


Рис. 1.3. Насос типа Д:

1 – спиральный корпус; 2 – всасывающий патрубок; 3 – напорный патрубок;
4 – всасывающий трубопровод; 5 – напорный трубопровод

Для систем теплоснабжения применяют насосы двустороннего входа типа СЭ, которые по конструкции близки к насосам типа Д, но отличаются тем, что могут перекачивать воду с температурой до 180 °С.

Лопастное рабочее колесо состоит из трех дисков: ведущего (опорного) и двух ведомых, соединенных пространственными или цилиндрическими лопатками (рис.1.4).

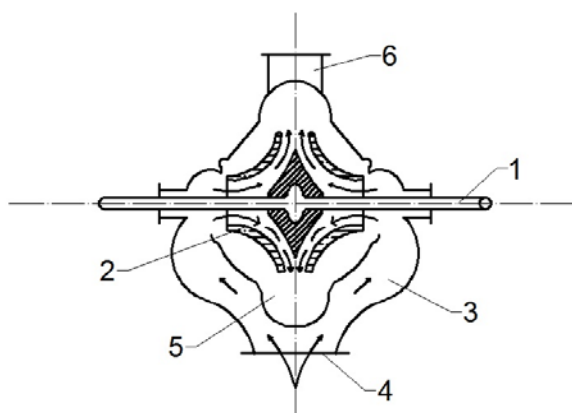


Рис. 1.4. Схема центробежного насоса с двусторонним входом:

1 – вал; 2 – рабочее колесо; 3 – полуспиральный подвод; 4 – всасывающий патрубок; 5 – спиральный отвод; 6 – нагнетательный патрубок

Благодаря двустороннему подводу жидкости к рабочему колесу уравниваются осевые усилия, возникающие при работе насоса.

Лабораторная работа № 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПОДАЧИ И НАПОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Цель работы: составить эскиз рабочего колеса, сняв основные его размеры; построить планы скоростей при выходе из колеса; определить теоретическую подачу Q и напор H по заданной частоте вращения n ; определить марку насоса.

Размеры рабочего колеса снимаются при помощи штангенциркуля, измерителя, линейки, а углы направления лопастей – транспортиром. Обмер проводят в нескольких местах и берут среднее из полученных размеров. Результаты помещают в таблицу, а на их основании вычерчивается в М 1 : 2 эскиз рабочего колеса (рис. 2.1).

D_1 , м	D_2 , м	b_1 , м	b_2 , м	δ_1 , м	δ_2 , м	$\beta_{1\text{лоп}}$, град	$\beta_{2\text{лоп}}$, град	$Z_{\text{лоп}}$, число лопастей	n , об/мин

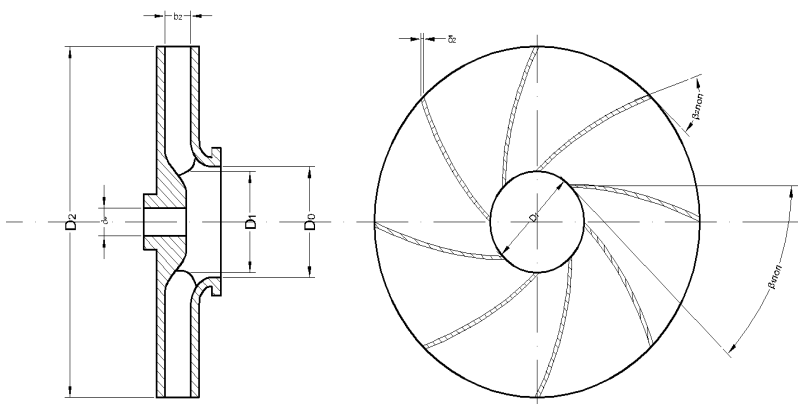


Рис. 2.1. Эскиз рабочего колеса

Согласно рис. 2.1: D_0 – диаметр входного отверстия колеса; D_1 и D_2 – диаметры колеса на входе в каналы и на выходе из них; b_1 и b_2 – ширина каналов (расстояние между дисками колеса) на входе и выходе; δ_1 и δ_2 – толщина лопастей на входе и выходе; $\beta_{1\text{лоп}}$ и $\beta_{2\text{лоп}}$ – углы направления лопастей на входе и выходе; β_1 и β_2 – углы между относительными скоростями w и продолжениями окружных скоростей u на входе и выходе; n – частота вращения рабочего колеса.

Если жидкость поступает в насос без предварительной закрутки потока, то абсолютная скорость v_1 потока при входе на лопасти направлена по радиусу и равна c_1 – ее радиальной составляющей: $v_1 = c_1 = v_0$ (рис. 2.2).

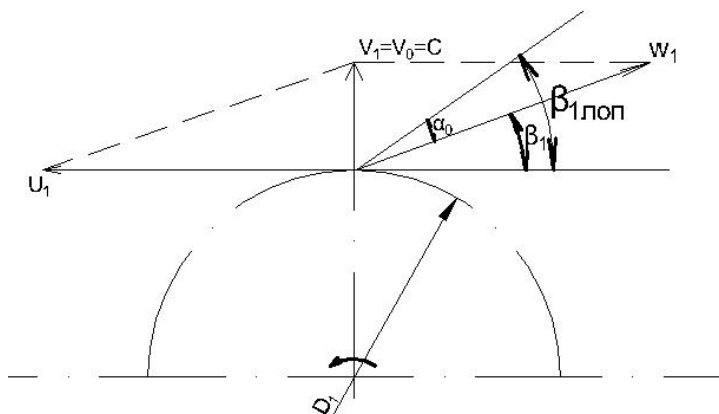


Рис. 2.2. План скоростей потока при входе в рабочее колесо

Угол β_1 называется углом входа потока на лопасти. Его величину можно определить по формуле

$$\beta_1 = \text{arctg}(v_1 / u_1).$$

Угол $\alpha_0 = \beta_{1\text{лоп}} - \beta_1$ называется углом атаки (см. рис 2.2).

В случае радиального входа расход жидкости, протекающей через рабочее колесо насоса, равен

$$Q_k = b_1(\pi D_1 - z_{\text{лоп}} \frac{\delta_1}{\sin \beta_1}) c_1. \quad (2.1)$$

Согласно плану скоростей (см. рис. 2.2)

$$c_1 = u_1 \operatorname{tg} \beta_1, \quad (2.2)$$

где можно приближенно принять $\beta_1 \approx \beta_{1\text{лоп}}$.

Средняя окружная скорость входных кромок лопастей

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \text{ м/с.} \quad (2.3)$$

Подставив в (2.1) выражения (2.2) и (2.3), определяем расход жидкости Q_k , приближенно приняв $\beta_1 \approx \beta_{1\text{лоп}}$.

При выходе из рабочего колеса поток имеет окружную составляющую абсолютной скорости

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}, \text{ м/с.}$$

Радиальную составляющую абсолютной скорости потока на выходе можно найти по формуле

$$c_2 = \frac{Q_k}{F_2},$$

где F_2 – площадь потока жидкости, выходящего из колеса:

$$F_2 = b_2(\pi D_2 - \frac{\delta_2 z_{\text{лоп}}}{\sin \beta_{2\text{лоп}}}), \text{ м}^2,$$

где b_2 – расстояние между дисками колеса на диаметре D_2 , м;
 $z_{\text{лоп}}$ – число лопастей рабочего колеса;
 δ_2 – толщина лопасти при выходе из колеса, м.

Так как направление относительной скорости соответствует углу $\beta_{2\text{лоп}}$, то ее величину можно найти из параллелограмма скоростей, который строится по известным векторам \vec{u}_2 и \vec{c}_2 (рис. 2.3). Из этого же параллелограмма определяется и вектор абсолютной скорости \vec{v}_2 .

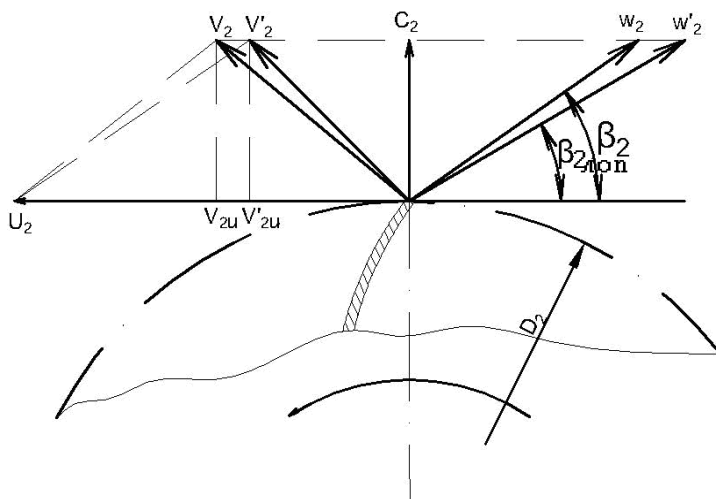


Рис. 2.3. План скоростей потока при выходе из рабочего колеса

Проекция скорости v_2 на направление окружной скорости u_2 называется окружной составляющей абсолютной скорости потока v_{2u} .

Из теории насосов известно, что относительная скорость ω_2 отклоняется от направления лопастей колеса, в результате чего окружная составляющая v_{2u} становится меньше, чем это

следует из построенного плана скоростей. Действительное значение скорости v'_{2u} можно найти по формуле

$$v'_{2u} = \frac{v_{2u}}{1+p}, \text{ м/с,}$$

где p – коэффициент, который можно определить по формуле Рычагова:

$$p = \frac{1,2(1 + \sin \beta_{2\text{лоп}})}{z_{\text{лоп}} [1 - (D_1/D_2)^2]}$$

Теоретический напор определяется по формуле Эйлера:

$$H_T = v'_{2u} \frac{u_2}{g}, \text{ м.}$$

Действительный расчетный напор насоса

$$H_p = H_T \eta_r, \text{ м,}$$

где η_r – гидравлический КПД насоса; $\eta_r = 0,90-0,95$.

Производительность насоса Q с учетом утечек и перетеканий в нем

$$Q = \eta_0 Q_k,$$

где η_0 – объемный КПД насоса; у современных насосов $\eta_0 = 0,95-0,98$.

Расчетная часовая подача насоса

$$Q_p = 3600Q, \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Лабораторная работа № 3

СНЯТИЕ И ПОСТРОЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ ОБОРОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

Цель работы: снять и построить линейные оборотные характеристики осевой турбины $\eta = f(n'_1)$, $Q'_1 = f(n'_1)$, $N'_1 = f(n'_1)$, где n'_1 , Q'_1 , N'_1 – число оборотов, расход и мощность турбины соответственно, приведенных к напору и диаметру рабочего колеса, равным 1 м; η – полный коэффициент полезного действия турбины; ознакомиться с конструкцией экспериментальной установки и с применяемой при модельных испытаниях контрольно-измерительной аппаратурой; освоить организации и методики проведения модельных испытаний; освоить методики обработки экспериментальных материалов, а также построение вспомогательных графиков и главной универсальной характеристики.

Теоретическая часть

Гидравлическая турбина – двигатель, использующий механическую энергию воды или другой жидкости посредством изменения момента ее количества движения относительно оси вращения своего рабочего органа – рабочего колеса.

В условиях эксплуатации гидротурбины работают при различных режимах, зависящих, главным образом, от напора и нагрузки на них. При изменении режима работы изменяются основные ее показатели: коэффициент полезного действия, мощность, коэффициент кавитации и др. Однако современные методы расчета гидротурбин еще не позволяют достаточно точно определять указанные выше основные показатели, особенно при неоптимальных (нерасчетных) режимах. Поэтому их определение в настоящее время производится опытным путем. По данным испытаний составляются характеристики турбин, которые дают сравнительно полное представление об их работе, энергетических и других показателях.

С целью уменьшения затрат и времени, испытания проводятся, как правило, в лабораторных условиях на моделях гидравлических турбин.

Взаимная связь между КПД η , приведенными расходами Q'_1 и приведенными числами оборотов n'_1 графически представляются так называемой универсальной характеристикой в виде семейства кривых постоянных значений КПД в координатной плоскости Q'_1 и n'_1 .

Описание установки

Модельная турбина пропеллерного типа выполнена с вертикальным расположением вала (рис. 3.1). Рабочее колесо помещено в цилиндрическую турбинную камеру кругового сечения. Отсасывающая труба прямоосная, в виде конического диффузора. Диаметр рабочего колеса $D_{1M} = 250$ мм. Направляющий аппарат отсутствует.

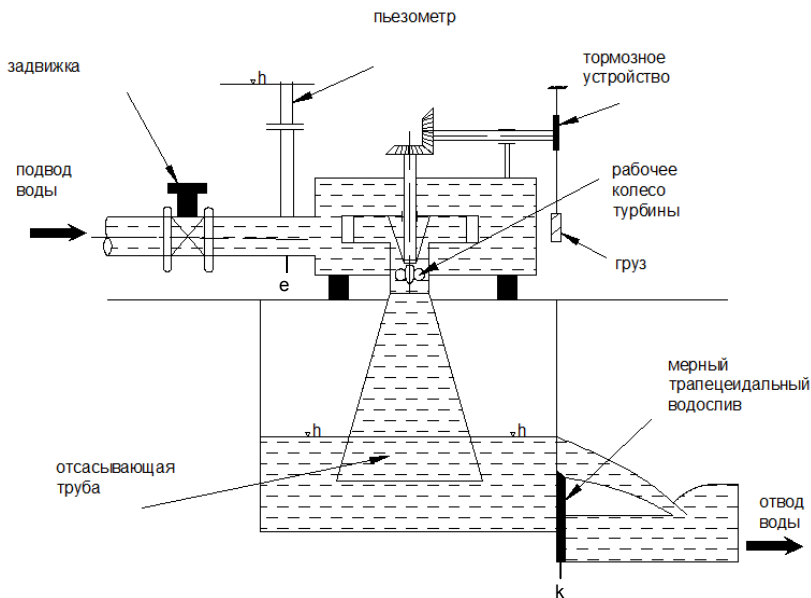


Рис. 3.1. Схема установки

Подвод воды к турбине осуществляется по напорному трубопроводу, идущему от бака, куда вода подается насосами. Регулирование расхода производится с помощью задвижки. Пройдя турбину, камеру, рабочее колесо и отсасывающую трубу вода следует в лоток (малый бассейн), далее поступает на мерный трапецеидальный водослив и по каналу отводится в основной бассейн, оттуда она вновь забирается насосами.

Практическая часть

Методы замера опытных величин

Испытания моделей рабочих колес гидротурбин проводятся при различных степенях открытия лопаток направляющего аппарата, которое измеряется или минимальным расстоянием a_0 в свету между двумя соседними лопатками направляющего аппарата или выражается в долях от максимального открытия, принимаемого за единицу: 8/8; 7/8; 3/4; 5/8; 1/2; 3/8; 1/4 и 1/8.

В связи с тем, что у данной установки направляющий аппарат отсутствует, функцию регулирующего органа выполняет задвижка на подводящем напорном трубопроводе. Испытания модельной пропеллерной турбины проводятся при 3–4 открытиях задвижки.

При каждом открытии регулирующего органа исследуется несколько режимов (8–10), соответствующих разным нагрузкам на валу турбины. Нагрузка изменяется посредством специального нагрузочного устройства – тормоза трения.

Измерение расхода

Расход Q , протекающий через турбину, измеряется при помощи трапецеидального водослива с тонкой стенкой (водослива Чипполетти) с незначительным боковым сжатием. Ширина ребра по низу $b_n = 580$ мм, ширина по верху $b_v = 700$ мм, затопление скоса 1 : 4.

Для удобства определения расхода Q при известном статическом напоре на водосливе $h_{\text{вод}}$ в лаборатории имеется тари-

ровочная кривая $Q = f(h_{\text{вод}})$ для данного водослива, которая приводится на рис. 3.2.

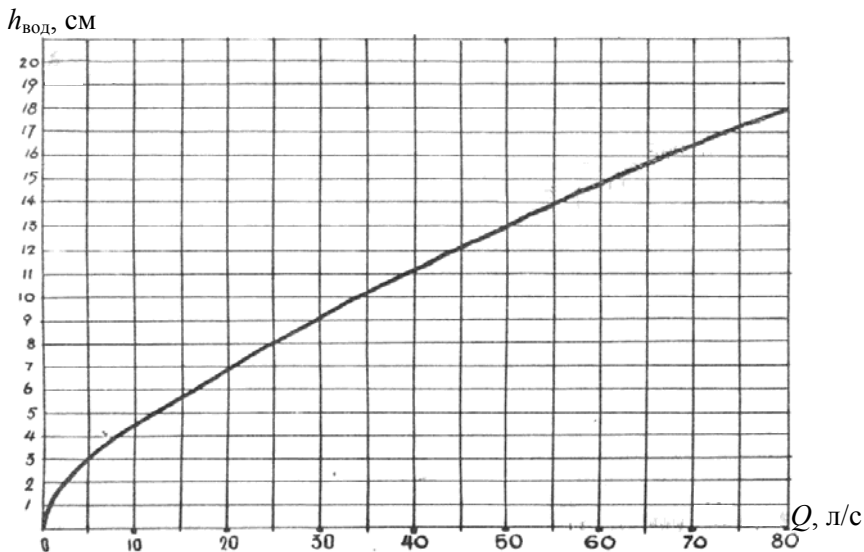


Рис. 3.2. Кривая $Q = f(h_{\text{вод}})$

Напор на водосливе $h_{\text{вод}}$ измеряется с помощью мерной иглы, которая должна устанавливаться в удалении от кромки водослива не менее чем на $(5-10) h_{\text{вод}}$:

$$h_{\text{вод}} = \nabla_{\text{ур. воды}} - \nabla_{\text{кр. воды}},$$

где $\nabla_{\text{ур. воды}}$ – отметка уровня воды в мерном водосливе, см;
 $\nabla_{\text{кр. воды}}$ – отметка кромки водослива, см.

Измерение рабочего напора

При определении величины напора за плоскость сравнения принята горизонтальная плоскость, проходящая на уровне ребра водослива.

Формула для определения величины напора в общем случае имеет вид

$$H = E_e - E_k = \left(\frac{P_e}{\gamma} + Z_e + \frac{v_e^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_k}{\gamma} + Z_k + \frac{v_k^2}{2g} \right).$$

В нашем случае удельная потенциальная энергия в сечении e равна

$$\frac{P_e}{\gamma} + Z_e = \frac{P_{\text{ат}}}{\gamma} + h_1,$$

где h_1 – показание приключенного к сечению e пьезометра, 0 шкалы которого совмещен с отметкой кромки водослива (см. рис. 3.1).

Удельная кинетическая энергия в том же сечении равна $\frac{v_e^2}{2g}$

и может быть определена по формуле

$$\frac{v_e^2}{2g} = \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d_{\text{вх}}^4},$$

где Q – м³/с;

$g = 9,81$ м/с²;

$d_{\text{вх}}$ – диаметр сечения на входе в турбинную камеру, м.

Однако величина ее для условий опыта незначительная (менее 1 % от H) и вследствие этого значением $\frac{v_e^2}{2g}$ можно

пренебречь.

Удельная потенциальная энергия на выходе из турбины в сечении k

$$\frac{P_k}{\gamma} + Z_k = \frac{P_{ат}}{\gamma} + Z_k,$$

где Z_k – удельная энергия положения, величина которой численно равна статическому напору на гребень мерного водослива $h_{вод}$, т. е. $Z_k = h_{вод}$.

Поскольку вода из отсасывающей трубы вытекает в отводящий канал сравнительно большего сечения, то в этом случае можно считать $v_k = 0$ и, следовательно, $\frac{v_k^2}{2g} = 0$.

Таким образом, величина рабочего напора H , м, для каждого режима может быть определена по выражению

$$H = h_1 - h_{вод}.$$

Измерение числа оборотов вала турбины

Число оборотов вала рабочего колеса турбины наиболее точно определяется с помощью электрических импульсных счетчиков оборотов. Значение импульса на счетчик снимается непосредственно с вала турбины, на котором устанавливается кольцевой прерыватель. В связи с отсутствием счетчика у данной модельной установки измерение числа оборотов вала турбины производится с помощью центробежного тахометра ручного типа ИО-10 с пределами измерения 25–10 000 об/мин. Соединение с валом осуществляется через наконечник с резиновым центром.

Измерение крутящего момента

Для измерения крутящего момента на валу турбины установлен обычный веревочный тормоз трения. Регулирование натяжения веревки в работе производится с помощью грузов, прикрепляемых к концу веревки (рис. 3.3).

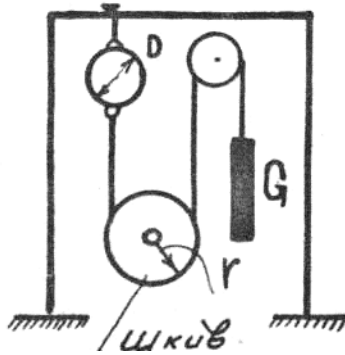


Рис. 3.3. Веревочный тормоз трения

Величина крутящего момента на валу турбины M в этом случае определяется по формуле

$$M = Pr, \text{ кг}\cdot\text{мм},$$

где P – полезное тормозное усилие на шкив вала турбины, кг:

$$P = G - D,$$

где G – величина груза на конце веревки, кг;

D – показания динамометра (тягометра), кг;

r – плечо приложения усилия P к валу турбины, мм: $r = 100 \text{ мм} = \text{const}$.

Обработка опытных данных

Имея замеренные величины расхода Q , число оборотов n и рабочего напора H , а также вычисленные значения полезного момента M для различных режимов работы турбины, определяются приведенные величины n'_1 , Q'_1 , N'_1 по формулам подобия:

$$n'_1 = \frac{nD_1}{\sqrt{H}}; \quad (3.1)$$

$$Q'_1 = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}; \quad (3.2)$$

$$N'_1 = \frac{N_T}{D_1^2 H \sqrt{H}}, \quad (3.3)$$

где n – число оборотов турбины, об/мин;

D_{1M} – диаметр модельной турбины: $D_{1M} = 0,25$ м;

Q – расход, л/с.

Коэффициент полезного действия модельной турбины определяется как отношение полезной мощности на валу турбины N_T и мощности потока, проходящего через турбину N_B :

$$\eta = \frac{N_T}{N_B} \cdot 100 \%, \text{ Вт}, \quad (3.4)$$

где N_T – полезная мощность на валу турбины;

N_B – мощность проходящей через турбину воды, Вт; $N_B = 9,81QH$.

В формулах (3.1)–(3.4) мощность турбины

$$N_T = M\omega = Pr \frac{\pi n}{30 \cdot 102} = 0,001 rPn,$$

где ω – угловая скорость турбины.

Все измеряемые и вычисляемые величины заносят в протокол испытаний, по данным которого строят необходимые линейные оборотные характеристики турбины. Форма протокола приводится в таблице.

Форма протокола испытаний турбины

№ ре-жи ма	Груз G , кг	Показание тяго-метра D , кг	Уси-лие P , кг	Отсчет по иг-мер-ного водо-слива $I_{м.в.2}$ см	На-пор на в-ве $h_{вод}$ см	Отсчет по пьезо-метру h_1 , см	На-пор H , м	Рас-ход Q , л/с	Число обо-рогов n , об/мин	Мощ-ность N_r , Вт	Мощ-ность N_b , Вт	η , %	n'_1 , об/мин	Q'_1 , л/с	N'_1 , Вт	Приме-чание	
1					6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
Открытие задвижки																	
1																	$D_{1м} = 250 \text{ мм}$
2																	$r = 100 \text{ мм}$
3																	
4																	
5																	
6																	
7																	
8																	
Открытие задвижки																	
1																	
2																	
3																	
4																	
5																	
6																	
7																	
8																	

Протокол составляют для каждого открытия направляющего аппарата $d_0 = \text{const}$ (для каждого открытия задвижки $d_3 = \text{const}$) и для каждого открытия строят свои линейные характеристики (рис. 3.4).

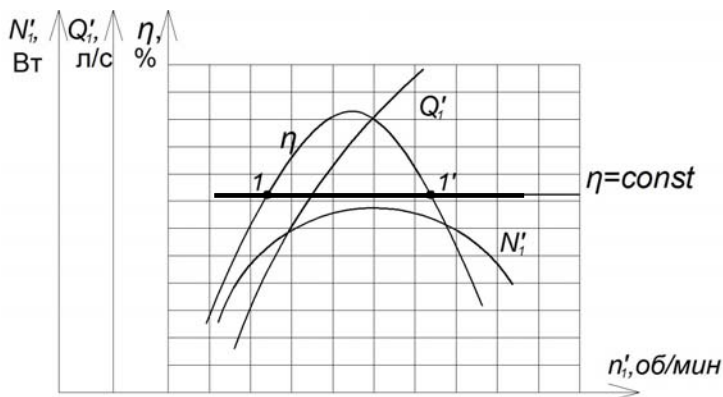


Рис. 3.4. Линейные оборотные характеристики турбины

Располагая вспомогательными характеристиками $\eta = f(n'_1)$ и $Q'_1 = f(n'_1)$ для ряда открытий регулирующего органа можно построить главную универсальную характеристику турбины. Для этого все семейство полученных характеристик $\eta = f(n'_1)$ пересекают линией равного значения КПД $\eta = \text{const}$ (см. рис. 3.4). Затем определяют координаты точек пересечения линий $\eta = \text{const}$ и $\eta = f(n'_1)$ (точка 1 и 1') и на поле универсальной характеристики в координатах n'_1 и Q'_1 откладывают величины приведенных оборотов и расходов, соответствующие данному значению КПД в указанных точках.

Так как во всех этих точках КПД одинаково, то соединив их главной линией, можно получить кривую равного значения КПД на универсальной характеристике. То же можно проделать и для другого, третьего КПД и т. д. Соединив на универ-

сальной характеристике одноименные точки 1 и 1', 1₁ и 1'₁, 1₂ и 1'₂ и т. д., соответствующие одному и тому же открытию регулирующего органа, можно получить линии равного открытия.

Следует помнить, что при построении семейства кривых $\eta = \text{const}$ большие значения коэффициентов полезного действия наносятся через 1 %, а иногда и через 0,5 %, а в области малых КПД – через 2 % и более.

Лабораторная работа № 4

СНЯТИЕ И ПОСТРОЕНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Цель работы: снять и построить рабочие характеристики центробежного насоса.

Теоретическая часть

Насосом называется гидравлическая машина, назначением которой является сообщать жидкости энергию, обеспечивая этим ее перемещение по трубопроводам.

Работа насоса характеризуется его подачей, напором и потребляемой мощностью.

Подачей Q насоса называется объем жидкости, перемещаемый насосом в единицу времени. Подача насоса измеряется расходомером, установленным в напорном трубопроводе. Часто применяются мерные диафрагмы, мерные сопла и трубы Вентури. Иногда подача насоса измеряется при помощи водослива.

Под *напором H* следует понимать удельную энергию, сообщаемую насосом единице веса жидкости (1 кг), прошедшей через него.

Вследствие этого напор равен разности значений полного напора жидкости после насоса и перед ним. Полный напор жидкости складывается из геодезического напора (энергии поло-

жения) Z , пьезометрического напора (энергия давления) P/γ и скоростного напора (кинетическая энергия) $\frac{v^2}{2g}$.

Напор жидкости после насоса (сечение $H-H$, рис. 4.1)

$$E_H = Z_H + \frac{P_H}{\gamma} + \frac{v_H^2}{2g}.$$

Напор жидкости перед насосом (сечение $B-B$, см. рис. 4.1)

$$E_B = Z_B + \frac{P_B}{\gamma} + \frac{v_B^2}{2g}.$$

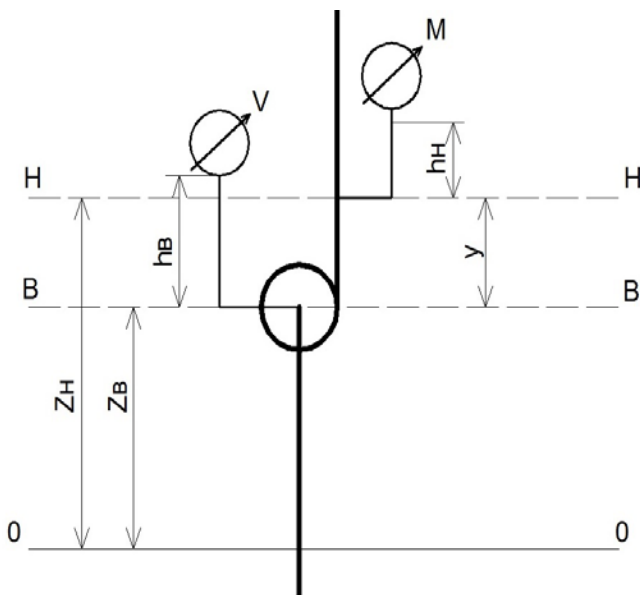


Рис. 4.1. Схема установки центробежного насоса

Напор насоса

$$H = E_H - E_B = (Z_H - Z_B) + \left(\frac{P_H}{\gamma} - \frac{P_B}{\gamma} \right) + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g},$$

где $Z_H - Z_B = Y$;

$$\frac{P_H}{\gamma} = -H_{\text{ат}} + M + h_{\text{п}};$$

$$\frac{P_B}{\gamma} = H_{\text{ат}} - V;$$

$H_{\text{ат}}$ – атмосферное давление столба жидкости, м;

M – показание манометра столба жидкости, м;

V – показание вакуумметра столба жидкости, м.

$$H = Y + H_{\text{ат}} + M + h_{\text{п}} - H_{\text{ат}} + V + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g}, \text{ м.}$$

Обозначив через $h_B = Y + h_H$ – разность уровней установки манометра и точки включения вакуумметра, получили

$$H = M + V + h_B + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g}, \text{ м.}$$

Примечание. Трубка, соединяющая манометр с трубопроводом, заполнена жидкостью, вследствие чего манометр измеряет давление отличное от давления в точке замера на величину $h_{\text{п}}$.

Соединительная трубка вакуумметра заполнена воздухом. Поэтому давление у вакуумметра и в точке подключения соединительной трубки к всасывающему трубопроводу практически одинаково.

Полезной мощностью $N_{\text{п}}$ называется приращение энергии, получаемое всем потоком жидкости в насосе в единицу времени (1 с):

$$N_{\text{п}} = \frac{\gamma QH}{102}, \text{ кВт},$$

где Q – подача, м³/с;

H – напор, м.

Потребляемая мощность насоса N есть мощность на его валу. Она больше полезной мощности $N_{\text{п}}$ на величину потерь в насосе.

Эти потери мощности определяются КПД насоса η , который равен отношению полезной мощности насоса и потребляемой им мощности двигателя:

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N}.$$

Часто для определения мощности, потребляемой насосом, применяются мотор-весы, которые измеряют момент на валу насоса. При известном значении момента M мощность на валу мотора (насоса) определяется

$$N = M\omega = Pr \frac{\pi n}{30}, \text{ кг}\cdot\text{м/с},$$

где P – вес гирь на чашке весов;

r – плечо рычага весов;

n – число оборотов мотора, измеряемое тахометром.

Устройство экспериментальной установки

Установки для испытания лопастных насосов выполняют открытыми и замкнутыми. Схема испытательной установки открытого типа изображена на рис. 4.2.

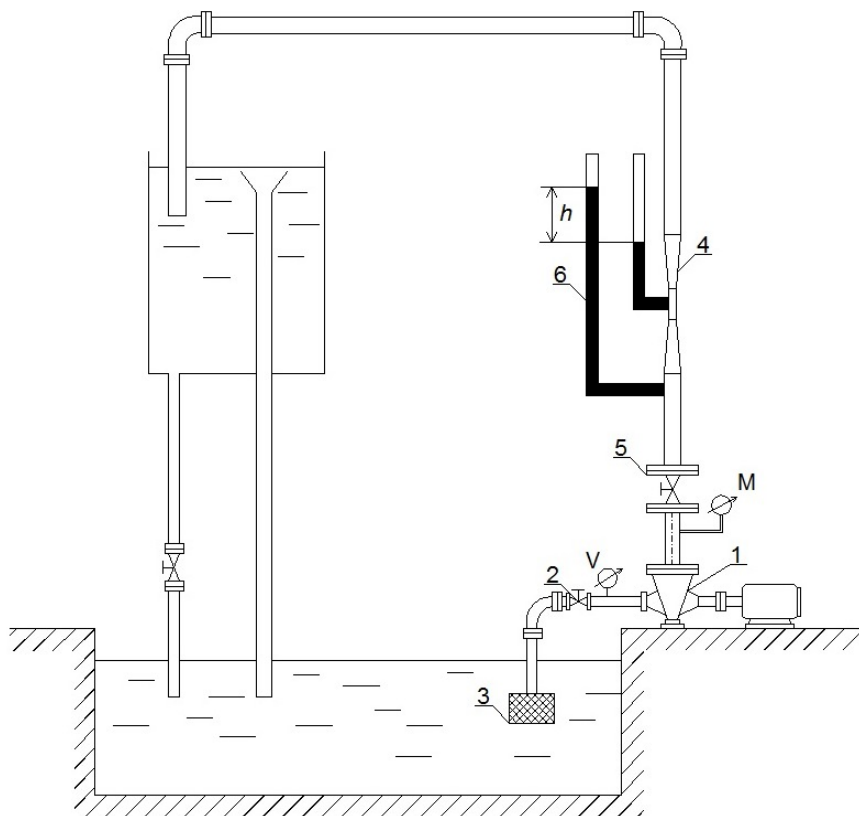


Рис. 4.2. Схема экспериментальной установки:
 1 – насос; 2 – задвижка; 3 – пятовой клапан; 4 – расходомер;
 5 – регулировочная задвижка; 6 – дифференциальный манометр

Насос 1 засасывает воду из приемного резервуара по всасывающему трубопроводу и подает ее по напорному трубопроводу сначала в напорный бак, а оттуда – в тот же резервуар.

На всасывающем трубопроводе установлены задвижка 2 и вакуумметр V. При нормальном испытании задвижка должна быть открыта полностью. На нижнем конце всасывающего трубопровода установлен пятовой клапан 3, необходимый при заливке насоса перед пуском.

На напорном трубопроводе установлены манометр М, расходомер 4 и регулировочная задвижка 5. К расходомеру подключен дифференциальный манометр 6. По показаниям вакуумметра V и манометра М определяется напор насоса. По расходомеру определяется подача насоса. При помощи задвижки 5 производится регулирование режимов насоса. Потребляемая электродвигателем мощность измеряется с помощью трехфазного ваттметра W.

Практическая часть

1. Заполнить водой насос и всасывающий патрубок из водопровода или напорного бака.

2. Включить насос. Во избежание большого пускового момента включение насоса производится при закрытой регулировочной задвижке 5.

3. Произвести испытание насоса при 7–9 режимах его работы. Первый замер сделать при полностью закрытой регулировочной задвижке. Новую подачу установить изменением открытия регулировочной задвижки и контролировать по показанию дифманометра расходомера.

4. В каждом режиме измерить:

- показание вакуумметра V;
- показание манометра М;
- показание дифманометра h;
- показание ваттметра W.

5. Обработать результаты испытания.

Показания всех приборов и обработку результатов испытания отразить в протоколе испытания насоса, образец которого представлен в виде таблицы.

6. По результатам вычислений, соответствующих определенному постоянному числу оборотов $n = \text{const}$, построить рабочие характеристики насоса: $H = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ и $N = f(Q)$.

Форма протокола испытаний насоса

№ ре-жи-ма	Определение производительности насоса		Средние скорости, скоростные напоры и их разность в местах отбора давлений					Определение напора, развиваемого насосом				Полезная мощность насоса, кВт	Определение мощности на валу насоса			Число оборотов насоса, об/мин		
	Показание дифференциального метра, мм	Производительность насоса, м ³ /с	м/с	м/с	м	м	м	Показание вакуумметра	Показание манометра	Напор, м	Показание ваттметра, кВт		КПД мотора, кВт	Мощность на валу насоса, кВт	КПД насоса			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19

Лабораторная работа № 5

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ РОТОРНЫХ НАСОСОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИХ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА

Цель работы: ознакомиться с конструкцией и принципом действия наиболее часто применяемых в гидросистемах роторных насосов: роторно-поршневых, пластинчатых и шестеренных; определить рабочий объем роторных насосов по данным измерений отдельных их элементов.

Теоретическая часть

К роторным относятся объемные насосы, в которых осуществляется вытеснение жидкости из перемещаемых рабочих камер в результате вращательного или вращательно-поступательного движения вытеснителей. Рабочая камера насоса представляет замкнутое пространство, попеременно сообщаемое со всасывающей и напорной полостями. При сообщении рабочей камеры со всасывающей полостью ее объем непрерывно увеличивается, что приводит к уменьшению давления и притоку в нее жидкости, а при сообщении с напорной полостью ее объем уменьшается, в результате чего жидкость вытесняется в напорную линию. Таким образом, рабочий процесс роторных насосов состоит из заполнения рабочих камер жидкостью, их замыкания, переноса рабочих камер и вытеснения жидкости из них. Изменение объема рабочих камер происходит вследствие перемещения их вытеснителей.

Роторный насос состоит из неподвижного статора, вращающегося ротора и вытеснителей. По характеру движения вытеснителей насосы делятся на *роторно-вращательные* и *роторно-поступательные*. К роторно-вращательным относятся шестеренные и винтовые насосы, а к роторно-поступательным – пластинчатые (шиберные) и роторно-поршневые.

Описание экспериментальной установки

Роторно-поршневые насосы

Рабочие камеры роторно-поршневых насосов выполнены в виде цилиндров внутри ротора. Вытеснителями являются поршни или плунжеры. По расположению рабочих камер относительно оси вращения ротора насосы делятся на радиальные и аксиальные.

Радиальный роторно-поршневой насос схематически представлен на рис. 5.1.

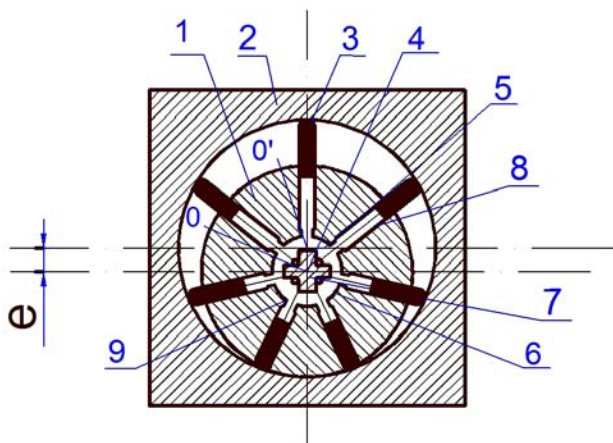


Рис. 5.1. Схема радиального роторно-поршневого насоса:
1 – ротор; 2 – статор; 3 – плунжеры; 4 – распределительная ось;
5, 6 – окна; 7 – перемычки; 8 – цилиндры; 9 – отверстие

В радиальном роторно-поршневом насосе рабочие камеры и вытеснители расположены радиально относительно оси вращения ротора. Ось θ ротора 1 расположена эксцентрично по отношению к оси θ' статора 2. Вытеснители в виде плунжеров 3 под действием пружин или центробежной силы прижимаются своими сферическими головками к поверхности статора 2 и при вращении ротора совершают возвратно-поступательное

движение в цилиндрах. Распределение жидкости производится распределительной осью (цапфой) 4 с окнами 5 и 6 и пере-
 мычками 7, на которой вращается ротор 1. Распределительные
 окна через осевые каналы цапфы соединяются со всасываю-
 щим и напорным трубопроводами. При вращении ротора по
 часовой стрелке цилиндры поочередно соединяются со всасы-
 вающим окном 6, когда плунжеры 3 выдвигаются из цилин-
 дров 8, и с окном 5 при обратном движении плунжеров. Когда
 отверстия 9, соединяющие цилиндры 8 с окнами 5 или 6, пе-
 рекрываются перемычкой 7, происходит замыкание рабочей
 камеры. За один оборот ротора каждая камера замыкается два-
 жды; плунжер в это время совершает ход, равный удвоенному
 эксцентриситету e .

Рабочий объем соответствует идеальной подаче насоса за
 один оборот ротора и выражается формулой

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{2} e z,$$

где d – диаметр цилиндра, м;

e – эксцентриситет;

z – число цилиндров.

Аксиально-роторно-поршневые насосы отличаются от ради-
 альных тем, что поршни у них совершают возвратно-поступа-
 тельное движение в направлении, параллельном или близком
 к параллельному оси блока цилиндров. Эти насосы выполняют-
 ся с наклонным цилиндрическим блоком или наклонной шайбой.

Аксиально-поршневой насос с наклонной шайбой схемати-
 чески представлен на рис. 5.2.

Основные элементы насоса: блок цилиндров (ротор) 1, плун-
 жеры (поршни) 2, наклонная шайба 3 и опорно-распределитель-
 ный диск 4, составляющий часть статора. При вращении блока
 цилиндров вокруг оси плунжеры под действием пружин 5 или
 избыточного давления при входе в насос скользят по поверх-

ности наклонной шайбы, вследствие чего совершают возвратно-поступательное движение в рабочих камерах, при этом камеры сообщаются поочередно с дугообразными окнами 6 и 7, одно из которых сообщается со всасывающим трубопроводом, а другое – с напорным.

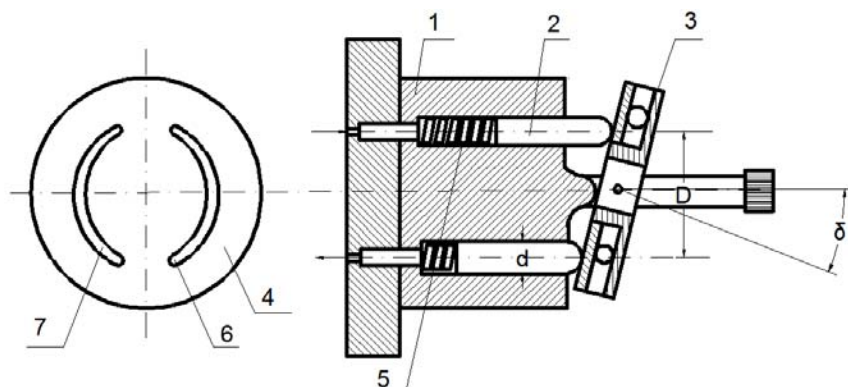


Рис. 5.2. Схема аксиально-поршневого насоса с наклонной шайбой

Ход плунжеров l определяется углом наклона шайбы γ и равен $D \operatorname{tg} \delta$. Рабочий объем определяется выражением

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{4} D \operatorname{tg} \delta z.$$

Аксиально-поршневой насос с наклонным цилиндрическим блоком отличается от насоса с наклонной шайбой тем, что ось вращения цилиндрического блока наклонена к оси вращения приводного вала. Передача момента вращения от приводного вала к цилиндрическому блоку осуществляется посредством кардана или через штоки поршней. На рис. 5.3 приведена схема насоса с наклонным цилиндрическим блоком и бескарданной связью.

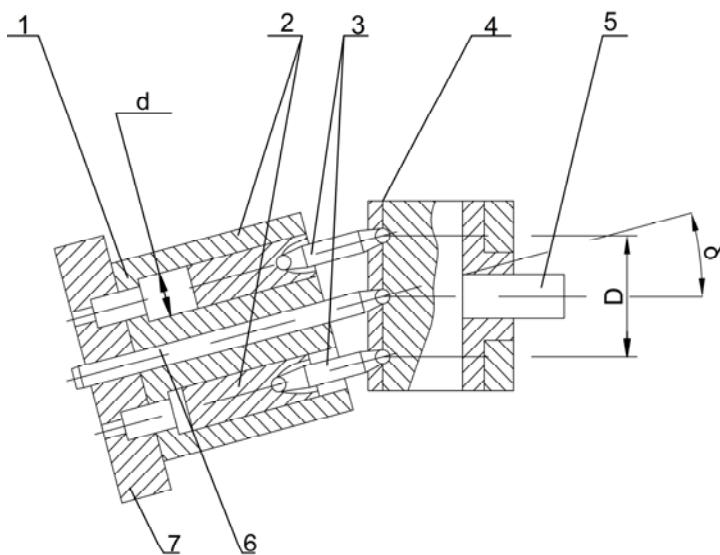


Рис. 5.3. Схема аксиально-поршневого насоса с наклонным цилиндрическим блоком

Основные элементы насоса: цилиндрический блок (ротор) 1, поршни 2, штоки 3, шарнирно-укрепленные с поршнями 2 и шайбой 4, которая жестко связана с ведущим валом 5. Распределение жидкости осуществляется, как и в насосах с наклонной шайбой, посредством распределительного диска 7. Центрировка цилиндрического блока и опорно-распределительного диска обеспечивается валом 6. Рабочий объем при числе цилиндров z и их диаметре d определяется по зависимости

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{4} D \sin \delta z.$$

Пластинчатые насосы

Разделяются на насосы однократного и двукратного действия.

Пластинчатый насос однократного действия состоит из ротора 1 (рис. 5.4), в пазах которого размещены пластины 2, перемещающиеся радиально и вращающиеся вместе с ротором,

и статора 3. Ось вращения ротора θ смещена по отношению к оси симметрии статора θ' на величину эксцентриситета e . В статоре имеются окна 4 и 5, к которым подсоединены всасывающий и напорный трубопроводы.

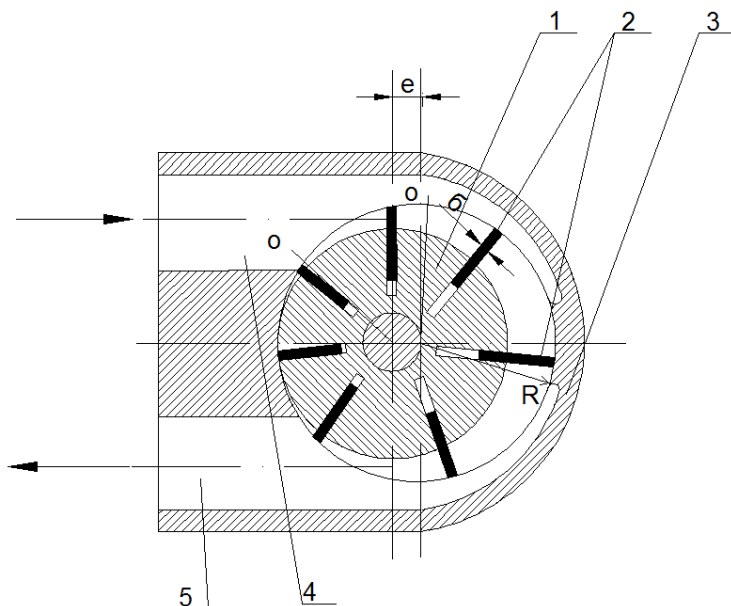


Рис. 5.4. Схема пластинчатого насоса однократного действия

Длина дуги перемычки между окнами 4 и 5 принимается несколько больше углового шага между пластинами $\frac{2\pi}{z}$ (z – число пластин). Рабочий объем рассматриваемого насоса равен разности между объемом кольца толщиной $2e$, шириной, равной ширине ротора b , и радиусом средней окружности кольца, равными радиусу статора R , и объемом, занимаемым пластинами, т. е.

$$V_0 = (2\pi R - \delta z) 2be,$$

где δ – толщина пластины, м.

Пластинчатый насос двукратного действия состоит из цилиндрического ротора 1 (рис. 5.5) с пластинами 2, расположенными в пазах ротора и статора 3. Статорное кольцо 4 имеет специальную форму. В статоре имеются четыре окна. Окна 5 и 7, а также 6 и 8 попарно соединены со всасывающим и напорным трубопроводами. Участки статорного кольца, расположенные между окнами, описаны дугами окружностей радиусами r_1 и r_2 из центра ротора O , а участки в пределах окон выполнены в виде плавных кривых.

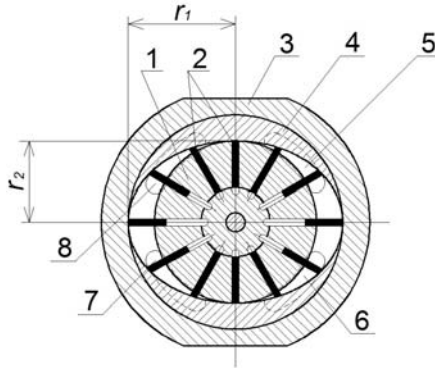


Рис. 5.5. Схема пластинчатого насоса двукратного действия

Статорное кольцо 4 имеет специальную форму. В статоре имеются четыре окна. Окна 5 и 7, а также 6 и 8 попарно соединены со всасывающим и напорным трубопроводами. Участки статорного кольца, расположенные между окнами, описаны дугами окружностей радиусами r_1 и r_2 из центра ротора O , а участки в пределах окон выполнены в виде плавных кривых. При такой форме поверхности статорного кольца величина объема жидкости, запертой между двумя пластинами, во время перемещения по переключкам не изменяется. Рабочий объем насоса определяется удвоенным объемом кольца, образованным радиусами r_1 и r_2 , и шириной b ротора за вычетом объема, занимаемого выдвинутой частью пластин. Поэтому рабочий объем равен:

при радиальном расположении пазов в роторе

$$V_0 = 2 \left[\pi (r_1^2 - r_2^2) - (r_1 - r_2) \delta z \right] b, \text{ м}^3;$$

при расположении пазов под углом α к радиусу ротора

$$V_0 = 2 \left[\pi (r_1^2 - r_2^2) - \left((r_1 - r_2) / \cos \alpha \right) \delta z \right] b, \text{ м}^3.$$

Шестеренные насосы

Делятся на насосы с внешним и внутренним зацеплением.

Насосы с внешним зацеплением чаще всего выполняются в виде пары одинаковых шестерен 1 и 2, находящихся в зацеплении и установленных в корпусе 3 с небольшими зазорами (рис. 5.6).

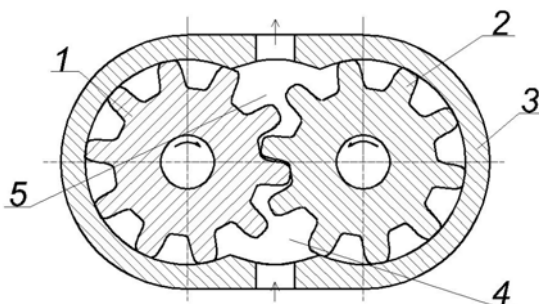


Рис. 5.6. Схема насоса с внешним зацеплением

По обе стороны области зацепления в корпусе имеются полости 4 и 5, соединенные со всасывающей и напорной линиями. С торцевых сторон корпус замыкается боковыми дисками. Одна из шестерен является ведущей, а вторая – ведомой. При вращении шестерен во всасывающей полости зубья выходят из зацепления. Увеличение объема впадин между зубьями, которые являются рабочими камерами, обуславливает уменьшение давления во всасывающей полости и заполнение ее жидкостью. Перемещение рабочих камер приводит к замыканию их стенками камеры. Когда рабочие камеры переместятся в полость нагнетания, зубья шестерен входят в зацепление и вытесняют жидкость в напорную линию.

За один оборот шестерен рабочий объем насоса с двумя одинаковыми шестернями в предположении, что объем зубьев равен объему впадин, можно определить как сумму объемов впадин обеих шестерен, что соответствует объему кольца, имеюще-

го наружный диаметр, равный диаметру окружности выступов шестерен толщиной, равной высоте зуба h , и шириной, равной ширине шестерни b . Объем этого кольца можно выразить как произведение длины начальной окружности на площадь сечения этого кольца, т. е.

$$V_0 = \pi d h b, \text{ м}^3,$$

где d – диаметр начальной окружности; $d = mz$;

h – высота зуба, м; $h = 2m$;

m – модуль зацепления.

Тогда

$$V_0 = 2\pi m^2 z b, \text{ м}^3,$$

где z – число зубьев шестерен.

Поскольку у шестерен объем впадин между зубьями несколько больше объема самих зубьев, то уточненная формула для определения рабочего объема насоса имеет вид

$$V_0 = 7m^2 z b, \text{ м}^3.$$

Практическая часть

1. Произвести разборку разных типов роторных насосов.
2. Выяснить назначение отдельных элементов, входящих в конструкцию насоса.
3. Измерить характерные размеры насоса, необходимые для вычисления его рабочего объема.
4. Собрать насос с закреплением отдельных его элементов.

Обработка экспериментальных данных

По данным измерений отдельных элементов насоса в зависимости от его конструкции на основании приведенных выше формул вычисляют рабочий объем насоса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гидротехнические сооружения комплексных гидроузлов / сост. : П. М. Богославчик [и др.]; под ред. Г. Г. Круглова. – Минск : БНТУ, 2006. – 585 с.
2. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок : учебное пособие / под ред. В. Ф. Чебаевского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Колос, 1982. – 320 с.
3. Насосы и насосные станции : учебник / под ред. В. Ф. Чебаевского. – М. : Агропромиздат, 1989. – 146 с.
4. Карелин, В. Я. Насосы и насосные станции : учебник для вузов / В. Я. Карелин, А. В. Минаев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Стройиздат, 1986. – 320 с.
5. Карасев, Б. В. Насосные и воздухоподводящие станции : учебник для вузов / Б. В. Карасев. – Минск : Вышэйшая школа, 1990. – 326 с.
6. Кривченко, Г. И. Гидравлические машины. Турбины и насосы : учебник для вузов / Г. И. Кривченко. – 2-е изд., перераб. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.
7. Турк, В. И. Насосы и насосные станции : учебник для вузов / В. И. Турк, А. В. Минаев, В. Я. Карелин. – М. : Стройиздат, 1977. – 297 с.
8. Новодережкин, Р. А. Насосные станции систем технического водоснабжения тепловых и атомных электростанций / Р. А. Новодережкин. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 264 с.
9. Эксплуатация мелиоративных насосных станций : учебное пособие / К. И. Лысов [и др.]. – М. : Агропромиздат, 1988. – 255 с.
10. Рычагов, В. В. Насосы и насосные станции : учебник / В. В. Рычагов, М. М. Флоринский. – 4-е изд. – М. : Колос, 1975. – 416 с.
11. Пеклов, А. А. Гидравлические машины и холодильные установки / А. А. Пеклов. – Киев : Вища школа, 1971. – 280 с.

12. Карелин, В. Я. Насосные станции гидротехнических систем с осевыми и диагональными насосами / В. Я. Карелин, Р. А. Новодержкин. – М. : Энергия, 1980. – 288 с.

13. Лабораторный практикум по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу : учебное пособие для вузов / Я. М. Вильнер [и др.]; под ред. Я. М. Вильнера. – 3-е изд., перераб. и доп. – Минск : Вышэйшая школа, 1980. – 224 с.

14. Лабораторные работы по курсу «Насосные и воздушные станции» для студентов специальности 29.08 «Водоснабжение, канализация, рациональное использование и охрана водных ресурсов» / сост.: В. К. Свистунов, Г. А. Щербаков. – Минск : БПИ, 1990. – 25 с.

Содержание

ВВЕДЕНИЕ	3
Лабораторная работа № 1 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ГИДРОТУРБИН И НАСОСОВ	4
Лабораторная работа № 2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПОДАЧИ И НАПОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА	11
Лабораторная работа № 3 СНЯТИЕ И ПОСТРОЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ ОБОРОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ.....	16
Лабораторная работа № 4 СНЯТИЕ И ПОСТРОЕНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА	26
Лабораторная работа № 5 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ РОТОРНЫХ НАСОСОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИХ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА	33
ЛИТЕРАТУРА	42

Учебное издание

ЕЛИСЕЕВ Александр Евгеньевич
ИВАШЕЧКИН Владимир Васильевич
ЛИНКЕВИЧ Николай Николаевич

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Пособие к выполнению лабораторных работ
для студентов специальности 1-70 04 01
«Водохозяйственное строительство»

Редактор *Т. В. Грищенкова*
Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 26.10.2016. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 2,56. Уч.-изд. л. 2,00. Тираж 60. Заказ 788.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.