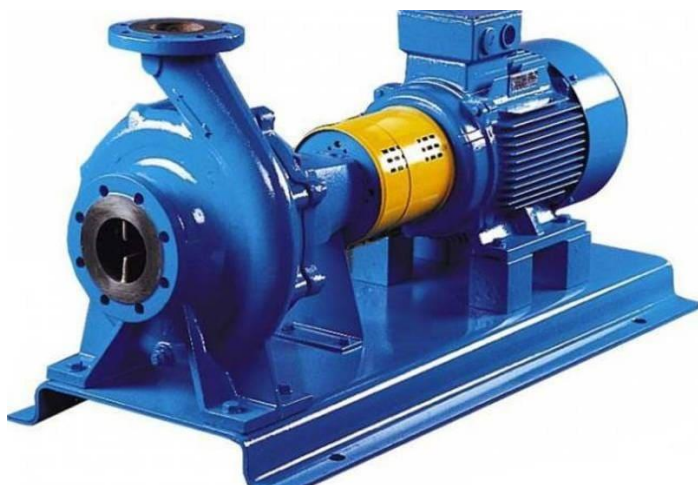


Кафедра химической технологии и промышленной экологии

В.В. Филиппов, А.Ю. Чуркина

Гидравлическое сопротивление трубопроводной сети Центробежный насос

Методические указания к лабораторной работе



Самара 2026

Составитель: В.В. ФИЛИППОВ, А.Ю. ЧУРКИНА

УДК 660.2(07)

ББК 35.11я73

Гидравлическое сопротивление трубопроводной сети. Центробежный насос. Метод. указ. к лабораторной работе по курсу «Процессы и аппараты химической технологии». Самар. гос. тех. ун-т; Сост. В.В. Филиппов, А.Ю. Чуркина. Самара, 2026.

Предназначены для выполнения лабораторной работы студентами всех направлений подготовки, изучающих дисциплины «Процессы и аппараты химической технологии», «Процессы и аппараты пищевых производств», «Процессы и аппараты нефтегазопереработки и нефтехимии».

Электронный вариант методических указаний размещён на сайте <http://filippov.samgtu.ru/>

Рецензент к.х.н., доц. Б.Ю. Смирнов.

© В.В. Филиппов, А.Ю. Чуркина,
© Самарский государственный
технический университет, 2026

Печатается по решению методического совета
Института нефтегазовых технологий

Трубопроводные сети

Трубопроводная сеть – это сложное инженерно-техническое сооружение, в состав которой входят:

- **трубопроводы** или просто трубы;
- **арматура** для управления направлением движения и расходом потока;
- **аппараты**.

В наших квартирах присутствуют пять простейших трубопроводных сетей. Это холодное водоснабжение, горячее водоснабжение, система отопления и система водоотведения (канализация), а также газовая сеть для обеспечения квартиры природным газом. Четыре из названных сетей являются напорными, а канализация – безнапорная или самотёчная. Но принципиальное отличие этих сетей от заводских в том, что они используются крайне редко (за исключением отопления в холодное время года). В самом деле, сколько часов в сутки мы пользуемся, например, холодной водой?

На рис. 1 показана одна из установок нефтеперерабатывающего завода. Хорошо видна паутина трубопроводов различного диаметра и назначения.



Рис. 1. Заводские трубопроводы

Сначала инженер-проектировщик спроектировал трубопроводную сеть, т.е. подобрал диаметр трубы и толщину стенки, проложил трассу, посчитал требуемую тепловую изоляцию. Далее был подобран **насос**, который обеспечит транспорт жидкости или газа по трубопроводной сети. Затем, имея проект и рабочие чертежи, монтажники построили эту сеть, на что ушло много времени и средств – по оценкам, на трубопроводы может уходить до 30% всех затрат на производство. И только затем начинается эксплуатация установки. Причём оператор, ведущий процесс, обязан знать параметры каждой трубопроводной сети: какая среда перекачивается, какое давление среды и какая температура, откуда и куда движется поток. А механик, следящий за насосами, должен обеспечивать их постоянную работу.

Но движение жидкости обязательно связано с потерей энергии. Поэтому на стадии проектирования нужно определить, сколько энергии потребуется потоку для достижения конечной точки.

Потеря энергии потока при движении по трубопроводной сети складывается из двух величин. Первая и самая существенная потеря – это затраты энергии на преодоление сил внутреннего трения или просто вязкости перекачиваемой среды. Второе слагаемое потерь – это затраты на изменения направления или скорости потока в трубопроводе. Такие изменения происходят в так называемых местных сопротивлениях – всякого рода отводов, задвижек, сужений и расширений потока.

Величину потерь можно выражать как через напор, так и через давление. Связь между этими параметрами выражает классическое уравнение (1)

$$P = \rho gh, \text{Па} \quad (1)$$

где P – давление Па; h – напор, м; ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³, g – ускорение свободного падения, $g = 9.8 \text{ м/с}^2$.

Расчёт потери напора (давления) на трение выполняется по фундаментальным формулам (2) и (2а), которые носят названия формул Дарси-Вейсбаха

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g}, \text{ м} \quad (2)$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2 \rho}{2}, \text{ Па} \quad (2а)$$

где $\Delta h_{\text{тр}}$ – потеря напора, м; $\Delta P_{\text{тр}}$ – потеря давления на трение, Па; λ – коэффициент трения; l – длина трубопровода, м; d – внутренний диаметр трубопровода, м; w – средняя скорость движения потока, м/с; ρ – плотность жидкости, кг/м³;

Средняя скорость потока в трубопроводе находится из классического уравнения расхода (3)

$$V = \frac{\pi d^2}{4} w, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (3)$$

где V – объёмный расход, м³/с.

Тогда скорость будет равна

$$w = \frac{4V}{\pi d^2}, \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (4)$$

Коэффициент трения λ зависит от двух параметров:

1. от режима движения жидкости в трубе, т.е. от численного значения критерия Рейнольдса Re ;
2. от состояния стенки трубы, т.е. от её шероховатости¹.

Величина критерия Рейнольдса находится по формуле (5)

$$Re \equiv \frac{wd\rho}{\mu} \quad (5)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости перекачиваемой жидкости, Па×с.

При турбулентном движении потока жидкости в трубопроводе коэффициент трения λ находится по классической формуле Блазиуса (6)

¹ Вам приятно и легко бежать в кроссовках по дорожке стадиона. Но кому понравится бег в сапогах по грязи? Точно такая же ситуация и с жидкостью в трубе: она меньше теряет энергии при движении по новой гладкой трубе. В старой ржавой трубе затраты существенно увеличиваются.

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0.25}}. \quad (6)$$

Для определения потери напора (давления) в местных сопротивлениях используют формулы (7) и (7а)

$$\Delta h_{\text{м.с.}} = \xi \frac{w^2}{2g}, \text{ м} \quad (7)$$

$$\Delta P_{\text{м.с.}} = \xi \frac{w^2 \rho}{2}, \text{ Па} \quad (7a)$$

где ξ – коэффициент данного местного сопротивления, справочная величина. В нашей лабораторной работе местные сопротивления отсутствуют.

Если сложить потери напора (давления) на трение и в местных сопротивлениях, то получим полное гидравлическое сопротивление трубопроводной сети (8) и (8а)

$$\Delta h_{\text{пот}} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_{\text{м.с.}} \right) \frac{w^2}{2g}, \text{ м.} \quad (8)$$

$$\Delta P_{\text{пот}} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_{\text{м.с.}} \right) \frac{w^2 \rho}{2}, \text{ Па.} \quad (8a)$$

Графическая зависимость требуемого для перекачивания по трубопроводной сети напора (давления) от расхода жидкости называется **характеристикой сети**. Как следует из формул (8) и (8а), эта зависимость является параболической.²

Центробежные насосы

После расчёта сопротивления трубопроводной сети технолог приступает к подбору насоса. Задача насоса – дать жидкости энергию, достаточную для достижения конечной точки сети.

² Глядя на названные формулы, хочется сказать, что зависимость потери напора (давления) от расхода будет квадратичной параболой. Это не совсем так. В формулу для расчёта коэффициента трения (6) входит критерий Рейнольдса, а в него скорость. Поэтому показатель степени будет равен не 2, а 1,75.

Насос – это гидравлическая машина, которая преобразует механическую энергию двигателя в энергию перекачиваемой жидкости путём повышения её давления.

В абсолютном большинстве случаев в химической технологии применяются **центробежные** насосы (ЦБН). Они имеют несколько параметров. Наиболее важными параметрами, которые должен знать любой технически грамотный человек, являются три:

1. производительность насоса или его подача;
2. напор;
3. потребляемая мощность.

Названные параметры обязательно указаны на самом насосе.

Производительность или подача насоса Q – это объём жидкости, который насос подаёт в сеть в единицу времени. Измеряется в $\text{м}^3/\text{час}$ и $\text{м}^3/\text{с}$.

Напор насоса H – это та высота, на которую насос может поднять перекачиваемую жидкость. Измеряется в метрах столба перекачиваемой жидкости. Есть и более глубокое определение напора – это та энергия, которую насос сообщает перекачиваемой жидкости. Рассчитать напор можно, если известны давления на приёме насоса $P_{\text{вх}}$ и на выходе из него $P_{\text{вых}}$ по формуле (9)

$$H = \frac{P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}}}{\rho g}, \text{ м} \quad (9)$$

Потребляемая мощность N — это количество электроэнергии (в Вт или кВт), которое электродвигатель насоса забирает из электрической сети в единицу времени для выполнения своей работы. Строго говоря, мощностей у насоса несколько: потребляемая мощность, мощность на валу, полезная мощность. Нас далее будет интересовать полезная мощность, которую можно рассчитать по формуле (10)

$$N = HQ\rho g, \text{ Вт} \quad (10)$$

Есть и другие параметры центробежных насосов, которые должен знать профессионал. Это коэффициент полезного действия, высота всасывания, кавитационный запас.

Законы пропорциональности центробежных насосов

Основным элементом центробежного насоса является рабочее колесо с лопатками, которое вращается с каким-то определённым числом оборотов n . В теории центробежных машин строго доказывается, что число оборотов рабочего колеса n влияет на производительность Q , напор H и полезную мощность N . При этом производительность насоса зависит от числа оборотов линейно, т. е. при увеличении числа оборотов с n_1 до n_2 производительность изменится согласно уравнению (11)

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right). \quad (11)$$

Напор насоса пропорционален квадрату числа оборотов рабочего колеса. Если увеличить число оборотов в два раза, то напор увеличится в четыре раза, как показывает уравнение (12)

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2. \quad (12)$$

На первый взгляд получается, что увеличивать число оборотов выгодно – и производительность растёт, и напор. Но за всё надо платить. И платить придётся за счёт увеличения мощности, которая пропорциональна третьей степени числа оборотов рабочего колеса. В самом деле, согласно формуле (10), полезная мощность пропорциональна произведению производительности на напор. Если производительность зависит от числа оборотов линейно, а напор квадратично, то мощность будет зависеть от числа оборотов в третьей степени, уравнение (13)

$$N_2 = N_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \quad (13)$$

В формуле (13) N – это **полезная** мощность, т.е это та мощность, которую жидкость получила от насоса. Она находится по формуле (10).

До недавнего времени изменить число оборотов рабочего колеса ЦБН было невозможно – оно определялось числом оборотов ротора электродвигателя и являлось постоянной величиной, зависящей от частоты переменного электрического тока. А частота электрического

тока строго постоянна и равна 50 Гц. Поэтому для управления расходом жидкости в трубе применялась регулирующая арматура – задвижки, краны, вентили, клапаны. Но относительно недавно появились устройства, позволяющие изменять частоту электрического тока – уменьшать её или увеличивать. Такие устройства называются частотные преобразователи. В результате их применения появилась возможность управлять числом оборотов колеса насоса и тем самым изменять расход жидкости.

На выходе жидкости из насоса в линию нагнетания обязательно ставится запорная арматура (задвижка, шаровой кран или дисковый затвор). Она предназначена для плавного открытия потока после пуска насоса. Если пустить насос при открытой линии нагнетания, то возможно очень опасное явление – гидравлический удар.

Гидравлический удар – это резкий скачок давления в трубопроводной сети, который может привести к её разрушению.

Для предотвращения гидравлического удара пуск и останов центробежного насоса производится только при закрытой линии нагнетания.

Цели лабораторной работы

Первая цель этой лабораторной работы – проверка формулы Дарси-Вейсбаха для гладкой трубы. Как совпадают теоретические расчёты и эксперимент?

Вторая цель – построить гидравлическую характеристику лабораторной сети.

Третья цель – проверить законы пропорциональности центробежного насоса.

Четвёртая цель – сравнить затраты энергии на перекачивание воды по трубе при управлении расходом с помощью частотного преобразователя и с использованием классического способа регулирования расхода вентилем.

Описание лабораторной установки

Принципиальная схема лабораторной установки показана на рис. 2.

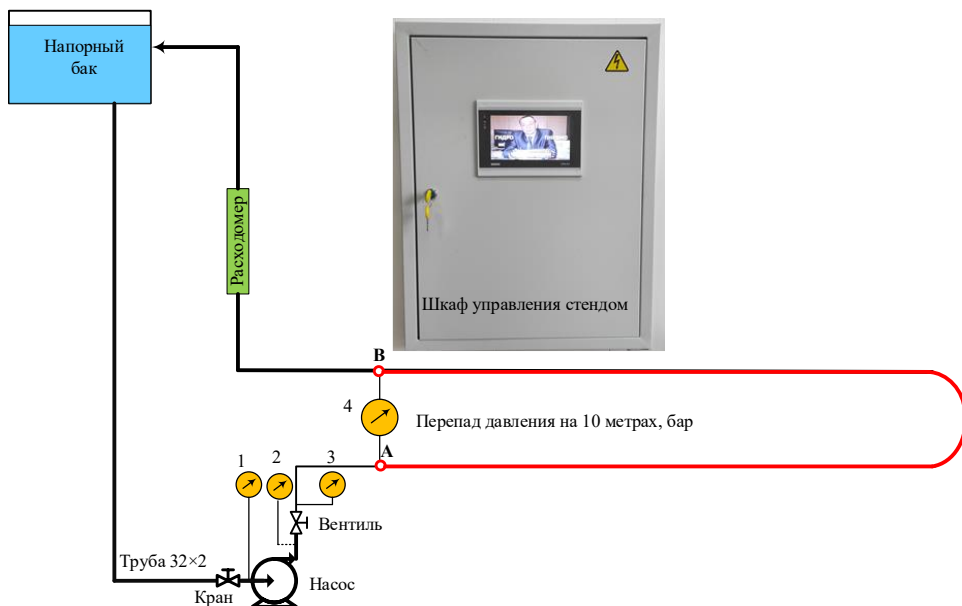


Рис. 2. Принципиальная схема лабораторной установки

1-мановакуумметр на приёме насоса, 2, 3-манометры, 4-датчик дифференциального давления (перепадник).

На лабораторном стенде организовано круговое движение воды: она забирается из напорного бака и в него же возвращается. Понятно, что в заводских условиях так не бывает.

Из напорного бака вода по трубе подаётся на приём насоса. На этой линии установлен кран. Для измерения давления на приём насоса установлен мановакуумметр 1.

Поступившая в насос вода получает энергию, её давление резко повышается. Величину давления измеряет манометр 2. Далее стоит вентиль для регулирования расходом. После вентиль установлен манометр 3. Так как вентиль обладает сопротивлением, то показания манометра 3 всегда будут меньше, чем манометра 2. Разность этих показаний позволяет оценить потери давления (энергии) в этом элементе сети.

Пуск и останов насоса осуществляется только при закрытом вентиле на линии нагнетания.

Далее вода поступает в металлопластовую трубу диаметром 20×2 мм. На этой трубе выделен участок АВ длиной 10 м. К точкам А и В подключен датчик дифференциального давления, который измеряет потерю давления на этом участке. Так как этот прибор измеряет перепад давления, то его часто так и называют – перепадник.

Далее вода проходит через расходомер и возвращается в исходную точку – напорный бак.

Порядок выполнения работы

На рис. 3 показана засветка главного экрана. Управление лабораторным стендом возможно тремя способами.

Первый способ – с помощью мыши.

Второй способ – касанием экрана.

Третий способ – подключиться к стенду по Wi-Fi. Для этого надо нажать на слово «Сеть» и дальше следовать инструкции.

Практика работы показала, что предпочтительнее применять первый способ.

Работа состоит из двух этапов (частей). Первый этап – управление расходом воды с помощью частотного преобразователя. Второй этап – задание расхода воды вентилем на линии нагнетания насоса.



Рис. 3. Засветка главного экрана

Первая часть работы

Изменение расхода с помощью частотного преобразователя

1. Выбираем работу «Гидро», щёлкнув на названии работы мышкой³. Появляется меню лабораторной работы (рис. 4). Установка готова к работе.

2. Получаем у преподавателя пять значений частот, которые будем подавать на электродвигатель ЦБН.

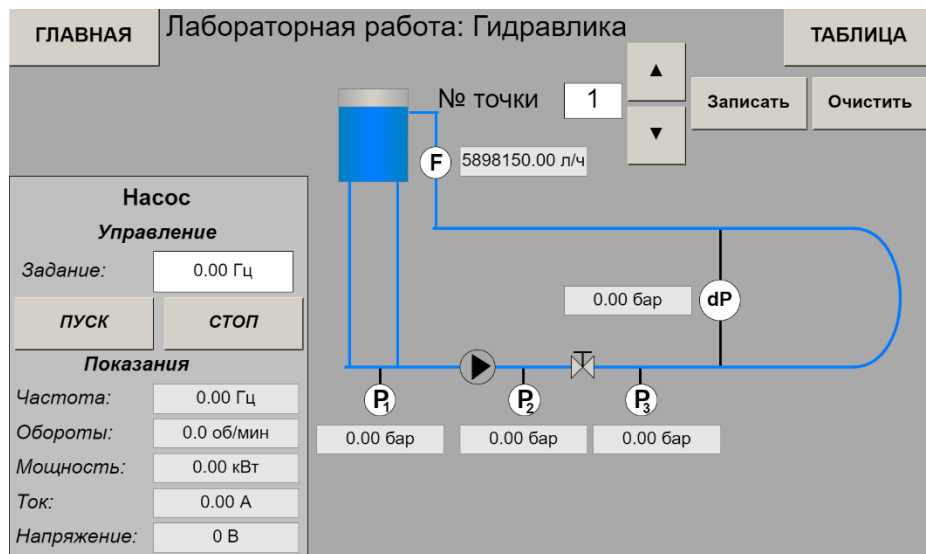


Рис. 4. Меню экрана лабораторной работы

3. Проверяем состояние вентиля на линии нагнетания. Он должен быть закрыт.

4. В левом блоке меню вызываем окно «0.00 Гц» и вводим первое значение частоты из пяти заданных.

5. Нажимаем окно «Пуск». Насос включился.

6. Полностью открываем вентиль на линии нагнетания. Вода начала циркуляцию по замкнутому контуру. Установленные на стенде приборы начали передавать значения измеряемых параметров контроллеру. Все эти значения отображаются в соответствующих окнах экрана.

³ На стенде установлен модуль Wi-Fi. Но практика работы показала, что его использование просто неудобно и быстрее работать с манипулятором.

7. В течение короткого промежутка времени значения измеряемых параметров примут постоянные значения и перестанут меняться. Нажимаем кнопку «Записать». Все измеренные параметры запишутся в первую строку таблицы с результатами. Первое измерение выполнено.

8. Вводим второе значение частоты и повторяем эксперимент. Снова записываем полученные значения в таблицу. Продолжаем измерения со всеми пятью заданными значениями частоты электрического тока. Вызываем таблицу с результатами и фотографируем её (рис. 5).

№	Заданная частота Гц	Текущая частота Гц	Обороты об/мин	Мощность кВт	Ток А	Напряжен. В	Расход л/ч	Давление вход бар	Давление выход 1 бар	Давление выход 2 бар	Перепад давления бар
1	25.00	25.0	750.0	0.2	2.2	194.0	1440.00	0.10	1.52	1.30	0.28
2	35.00	35.0	1050.0	0.5	2.5	272.0	2070.00	0.05	2.78	2.35	0.52
3	40.00	40.0	1200.0	0.8	2.8	313.0	2340.00	0.01	3.54	2.99	0.65
4	45.00	45.0	1350.0	1.1	3.1	354.0	2700.00	-0.03	4.40	3.69	0.84
5	50.00	50.0	1500.0	1.5	3.4	376.0	2970.00	-0.07	5.37	4.51	0.99

Рис. 5. Таблица с результатами первой части эксперимента

9. Первая часть работы выполнена. Закрываем вентиль на линии нагнетания. Останавливаем насос. Для этого нажимаем кнопку «Стоп» или задаём значение частоты электрического тока 0.

Вторая часть работы

Изменение расхода с помощью вентиля

На этом этапе работы изменяем расход воды традиционным способом с помощью вентиля на выходе из насоса. При таком способе управления расходом затраты энергии на перекачивание воды должны быть больше – ведь мы поставили на пути потока преграду в виде вентиля.

1. Проверяем состояние вентиля на линии нагнетания. Он должен быть закрыт.

2. В окно «0.00 Гц» вводим значение частоты 50 Гц. Насос сразу набирает максимальные обороты.

3. Вращением вентиля на линии нагнетания насоса стараемся установить расход, полученный в первом опыте. На рис. 5 это был

расход 1440 л/час. Вот его и стараемся установить. После этого дожидаемся стабилизации параметров сети и записываем в таблицу.

4. Повторяем измерения, устанавливая расходы из первой части работы. Результаты записываем. В результате получаем вторую таблицу (рис. 6).

№	Заданная частота Гц	Текущая частота Гц	Обороты об/мин	Мощность кВт	Ток А	Напряжен. В	Расход л/ч	Давление вход бар	Давление выход 1 бар	Давление выход 2 бар	Перепад давления бар
1	50.00	50.0	1500.0	1.2	3.1	384.0	1440.00	0.10	6.05	1.40	0.28
2	50.00	50.0	1500.0	1.3	3.2	374.0	1980.00	0.06	5.89	2.14	0.48
3	50.00	50.0	1500.0	1.3	3.2	382.0	2160.00	0.04	5.76	2.65	0.56
4	50.00	50.0	1500.0	1.4	3.3	377.0	2520.00	-0.01	5.63	3.36	0.74
5	50.00	50.0	1500.0	1.4	3.4	371.0	2970.00	-0.07	5.37	4.50	0.99

Рис. 6. Таблица с результатами второй части эксперимента

Обработка экспериментальных данных

Первый этап работы

Напоминаем, что все вычисления должны выполняться только в системе СИ.

1. По формуле (4) вычисляем скорость воды в трубе.

2. Используя формулу (5), рассчитываем значение критерия Рейнольдса. Плотность воды ρ считаем равной 998 кг/м^3 , динамический коэффициент вязкости μ $0,0008 \text{ Па}\cdot\text{с}$.

3. По формуле Блазиуса (6) находим коэффициент трения λ .

4. По уравнению (2а) вычисляем теоретическое значение потери давления на линейном участке АВ длиной 10 м.

5. Сравниваем расчётные значения потери давления с измеренными в ходе эксперимента. Делаем вывод.

6. Результаты сводим в таблицу. Использование в расчётах Excel приветствуется. Первая цель лабораторной работы достигнута.

Табл. 1

Сравнение результатов эксперимента и теоретических расчётов потери давления на участке АВ длиной 10 м

Q , л/час	w , м/с	Re	λ	$\Delta P_{\text{расч}}$, Па	$\Delta P_{\text{расч}}$, бар	$\Delta P_{\text{эсп}}$, бар
-------------	-----------	----	-----------	-------------------------------	--------------------------------	-------------------------------

0	0	0	0	0	0	0
1440	2,0	39729	0,0224	27656	0,277	0,28
2070	2,9	57110	0,0204	52192	0,522	0,52
2340	3,2	64560	0,0198	64682	0,647	0,65
2700	3,7	74492	0,0191	83089	0,831	0,84
2970	4,1	81941	0,0187	98170	0,982	0,99

7. Делаем вывод о совпадении экспериментальных и расчётных значений потери давления на участке АВ.

8. По данным табл. 1 строим график зависимости экспериментально найденной потери давления от скорости потока в трубе (рис. 7). Вторая цель лабораторной работы выполнена.

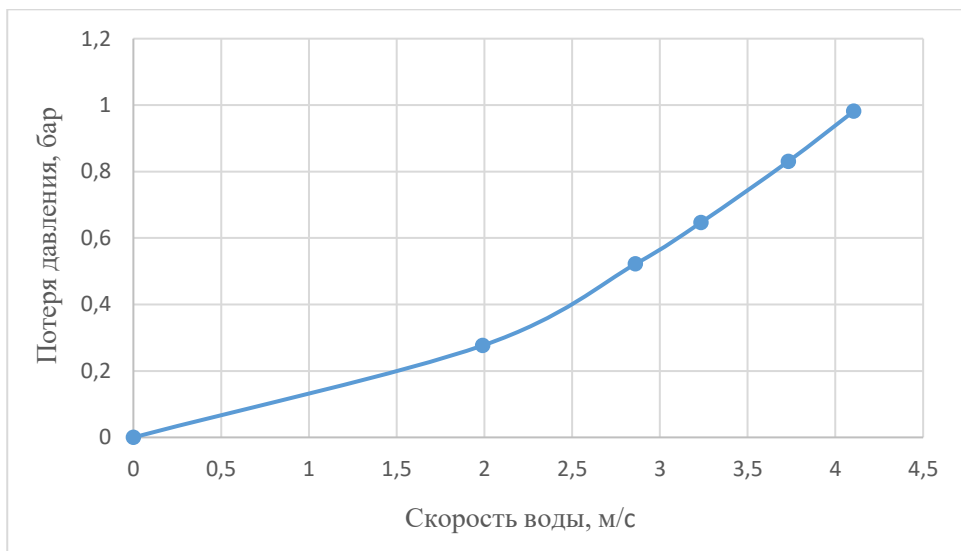


Рис. 7. Зависимость потери давления от скорости воды

9. Переходим к третьей цели работы. Проверяем соблюдение законов пропорциональности для нашего центробежного насоса.

9. 1. Сравниваем экспериментальное и расчётное значения производительности насоса при разных числах оборотов. За первую точку берём 1500 об/мин и производительность 2970 л/час (см. рис. 5, последняя строка). Это максимально возможная производительность насоса при максимальном же числе оборотов. Посмотрим, как будет меняться расчётная производительность при уменьшении числа оборотов. Вычисления выполняем по формуле (11). Далее определим расхождение

между экспериментальными значениями⁴ производительности и полученными расчётом по формуле (11) расчётными значениями, Δ , %. Результаты расчётов сводим в табл. 2.

Табл. 2

Проверка закона пропорциональности для производительности насоса

n , об/мин	$Q_{\text{расч}}$, л/час	$Q_{\text{эксп}}$, л/час	Δ , %
750	1485	1440	-3,1
1050	2079	2070	-0,4
1200	2376	2340	-1,5
1350	2673	2700	1,0

Зависимость производительности насоса от числа оборотов показана на рис. 8.

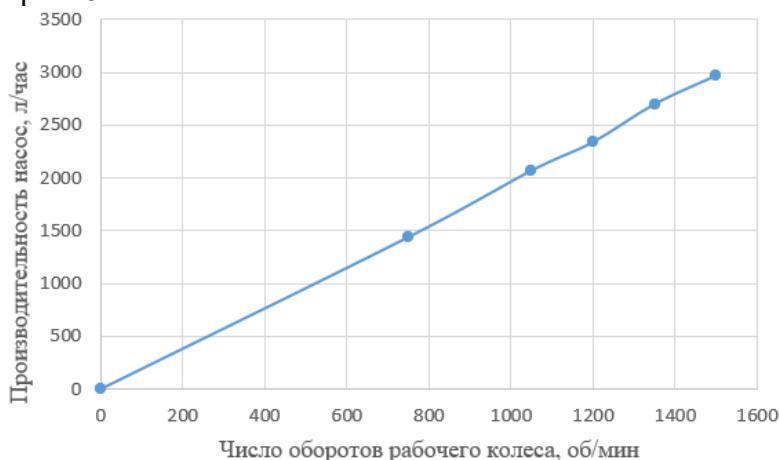


Рис. 8. Зависимость производительности насоса от числа оборотов рабочего колеса

9.2. Переходим к проверке выполнения закона пропорциональности для напора насоса. Выбираем последнюю экспериментальную точку, для которой число оборотов равно 1500 (рис. 5, последняя строка). По формуле (9) находим напор, который развивал насос

$$H = \frac{P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}}}{\rho g} = \frac{(5,37 - (-0,07)) \cdot 100000}{998 \cdot 9,8} = 55,6 \text{ м.}$$

⁴ Мы допускаем, что измеренное значение является истинным. На самом деле это не так. Даже самые точные приборы имеют какую-то погрешность измерения.

где 100000 – переводной коэффициент из бар в Па.

Далее находим напоры по формуле (12). Найдём расхождение между экспериментальным напором и расчётными значениями Δ , %. Результаты сводим в табл. 3.

Табл. 3

Проверка закона пропорциональности для напора насоса

п, об/мин	$H_{\text{расч}}$, м	$H_{\text{эксп}}$, м	Δ , %
750	13,9	14,5	4,2
1050	27,3	27,9	2,4
1200	35,6	36,1	1,4
1350	45,1	45,3	0,5

9.3. В заключении первой части обработки экспериментальных данных проверяем выполнение уравнения (13). Снова берём параметры точки 5 (число оборотов 1500, производительность насоса 2970 л/час, (рис. 5, последняя строка). Величину полезной мощности вычисляем по формуле (10)

$$N = HQ\rho g = \frac{55,6 \cdot 2970 \cdot 998 \cdot 9,8}{1000 \cdot 3600} = 449 \text{ Вт.}$$

Величины полезной мощности для других чисел оборотов находим по формуле (13). Результаты сводим в табл. 4. Как и ранее, определяем расхождение между полученными в ходе опыта значениями мощности и рассчитанными по уравнению (13). Кроме того, посчитаем КПД насоса как отношение полезной мощности к мощности, потребляемой электродвигателем (рис. 5).

Табл. 4

**Проверка закона пропорциональности для полезной мощности насоса
Расчёт КПД насоса**

п, об/мин	$N_{\text{расч}}$, Вт	$N_{\text{эксп}}$, Вт	Δ , %	$N_{\text{двиг}}$	η , %
750	56	57	1,2	200	28,5
1050	154	157	1,9	500	31,4
1200	230	229	-0,1	800	28,6
1350	327	332	1,5	1100	30,2
1500	-	449	-	1500	29,9

Делаем вывод о выполнении законов пропорциональности для нашего насоса.

По данным табл. 4 строим график зависимости полезной мощности от числа оборотов рабочего колеса (рис. 9).

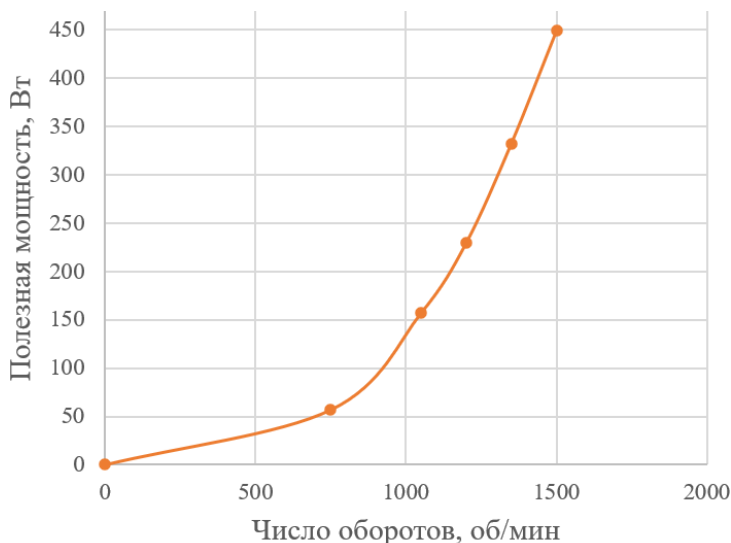


Рис. 9. Зависимость полезной мощности от числа оборотов рабочего колеса

Третья задача лабораторной работы выполнена.

Обработка результатов второго этапа работы

На очереди последняя, четвёртая цель лабораторной работы – проверить энергетическую эффективность использования частотного регулирования расходом. Во втором этапе эксперимента мы управляли расходом воды традиционным способом – с помощью вентиля. При малых расходах, когда вентиль открыт чуть-чуть, затрата энергии будет выше, чем при частотном регулировании. Но по мере открытия вентиля эти затраты будут выравниваться. Проверим это.

Используя данные второй части опыта (рис. 6), по формуле (9) вычисляем напор насоса и по формуле (10) полезную мощность. Результаты сводим в табл. 5.

Табл. 5

Результаты работы насоса при частоте 50 Гц

H , м	N , Вт	$N_{\text{двиг}}$, Вт	η , %
60,8	238	1200	20
59,6	321	1300	25
58,5	343	1300	26
57,7	395	1400	28
55,6	449	1400	32

В заключении делаем выводы по лабораторной работе.

Контрольные вопросы

1. Цель лабораторной работы, схема установки, порядок выполнения эксперимента.
2. Трубопроводная сеть, её элементы. Трубопроводная арматура и её виды. Детали трубопровода.
3. Режимы движения жидкости. Критерий Рейнольдса и его физический смысл.
4. Геометрическая характеристика потоков некруглого сечения. Понятие эквивалентного диаметра, его расчёт для различных профилей.
5. Потери энергии при движении жидкости по трубопроводной сети. Причины потерь энергии.
6. Потери энергии на трение. Параметры, влияющие на величину потерь на трение.
7. Влияние диаметра подводящего трубопровода на давление на приём насоса. Кавитация и способы её предупреждения.
8. Характеристика гидравлической сети.
9. Основные параметры насосов.
10. Законы пропорциональности. Влияние числа оборотов рабочего колеса центробежного насоса на подачу, напор и потребляемую мощность.
11. Достоинства и недостатки центробежных насосов.
12. Правила пуска центробежного насоса.
13. Единицы измерения плотности, удельного веса, вязкости, расхода, давления. Соотношение между единицами измерения физических величин в различных системах.

Библиографический список

1. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: Учебное пособие для вузов. – 12-е изд., стереотипное. Перепеч. с изд. 1987 г. – М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. - 575 с.
2. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии. Учебник для вузов. Изд. 2-е. В 2-х кн.: Часть 1.

Теоретические основы химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. М.: Химия, 1995.-400 с. ISBN 5-7245-1006-5.

3. *Филиппов В.В.* Трубопроводы и трубопроводная арматура. Учебн. пособие. Самара: изд. СамГТУ, 2007. – 66 с.

Оглавление

Трубопроводные сети	3
Центробежные насосы	6
Цели лабораторной работы	9
Описание лабораторной установки	10
Порядок выполнения работы	11
Обработка экспериментальных данных	14
Контрольные вопросы.....	19
Библиографический список.....	19
Оглавление	21

Учебное издание

ФИЛИППОВ Вячеслав Васильевич

ЧУРКИНА Анна Юрьевна

Гидравлическое сопротивление трубопроводной сети. Центробежный насос

Компьютерная вёрстка и дизайн В.В. Филиппов

Авторская редакция

Подписано в печать _____

Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная

Усл. п. л. _____ Уч.-изд. л. _____

Тираж 30 экз. Рег. № _____

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Самарский государственный технический университет»
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244. Главный корпус