

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Амурский государственный университет

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ
ЗАДАЧ РЕКОНСТРУКТИВНОГО УРОВНЯ
ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«ГИДРОГАЗОДИНАМИКА»

Благовещенск

2020

ББК 22.2

М 54

*Рекомендовано
учебно-методическим советом университета*

Рецензент:

Т.А. Меределина, кандидат физ.-мат. наук, доцент кафедры физического и математического образования Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования Благовещенский государственный педагогический университет

М54 Методические указания по выполнению задач реконструктивного уровня по дисциплине «Гидрогазодинамика»: методические указания / сост. И.В. Верхотурова. – Благовещенск: АмГУ, 2020.

Методические указания являются руководством к выполнению задач реконструктивного уровня, проводимым по дисциплине «Гидрогазодинамика». В указания включены четыре задачи. Каждая задача содержит теоретический материал и указания по ее выполнению. Методические указания предназначены для студентов всех направлений подготовки и специальностей очной формы обучения, изучающих курсы «Гидрогазодинамика», «Гидрогазоаэродинамика».

© Амурский государственный университет, 2020

© Верхотурова, И.В., 2020

ПРЕДИСЛОВИЕ

Познавательная деятельность студентов, обучающихся по инженерным направлениям должна выходить за рамки простого воспроизведения полученных знаний. Она должна сопровождаться умением анализировать, синтезировать, обобщать фактический и теоретический материал с формулированием конкретных выводов, установлением причинно-следственных связей и аргументацией собственной точки зрения. Одним из способов развития данных умений является выполнение задач реконструктивного уровня.

Каждая задача содержит конкретный теоретический материал по теме задачи и подробные указания по ее выполнению. Методические указания составлены таким образом, чтобы студенты могли самостоятельно выполнить задачи, на практике осваивая и закрепляя основные теоретически изученные вопросы гидрогазодинамики. Методические указания не заменяют собой специальную литературу, а лишь содержат материал, связанный с основными гидрогазодинамическими процессами и явлениями, представленными в рассматриваемых задачах. В конце указаний приведены справочные данные, необходимые для расчетов.

Критериями оценки для заданий реконструктивного уровня могут быть все ниже перечисленные или только некоторые из них:

- продемонстрирована способность анализировать и обобщать информацию;
- продемонстрирована способность синтезировать на основе данных новую информацию;
- сделаны обоснованные выводы на основе интерпретации информации, разъяснения;
- установлены причинно-следственные связи, выявлены закономерности.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ КОРОТКОГО ТРУБОПРОВОДА

Цель: определить тип трубопровода (гидравлически короткий или длинный) путем проведения гидравлического расчёта трубопровода.

Исходные данные для решения выдаются преподавателем.

Вариант выбирается по последней цифре зачетной книжки.

1. Теоретическая часть

В различных гидравлических системах жидкость передается по трубопроводам. Любая трубопроводная система имеет не только прямолинейные участки, но и повороты, ответвления, а для регулирования потока рабочей среды устанавливается запорная арматура. При отсутствии энергетического обмена с внешней средой жидкость движется по трубопроводу вследствие того, что ее потенциальная энергия в начале трубопровода больше, чем в конце. Эта разность потенциальных энергий затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений между рассматриваемыми сечениями трубопровода и, если изменяется его сечение, то и на изменение кинетической энергии жидкости. Поэтому очень важно перед тем, как приступать к монтажу трубопровода, необходимо выполнить ряд расчётов, в том числе определить гидравлическое сопротивление.

Расчет гидравлического сопротивления при движении реальных жидкостей по трубопроводам – один из основных прикладных вопросов гидродинамики. Важность определения потери напора связана с необходимостью расчета затрат энергии, требуемых для компенсации этих потерь и перемещения жидкостей, например, с помощью насосов, компрессоров и т. д.

Потери напора в трубопроводе в общем случае обуславливаются *сопротивлением трения и местным сопротивлением*.

Гидравлические потери принято разделять на два вида:

1) *гидравлические потери по длине (или потери на трение)* – обусловлены потерями давления в связи с шероховатостью стенок канала, по которому жид-

кость перемещается;

2) *местные гидравлические потери* – обусловлены изменениями формы и размера канала, деформирующими поток.

При классификации трубопроводов в зависимости от длины выделяют следующие виды:

– *короткие* – трубопроводы, в которых местные потери напора превышают 5...10 % потерь напора по длине, при расчетах таких трубопроводов обязательно учитывают потери напора в местных сопротивлениях;

– *длинные* – трубопроводы, в которых местные потери меньше 5...10 % потерь напора по длине, при расчетах таких трубопроводов ведется без учета местных потерь.

В коротких трубопроводах определяющими являются *местные гидравлические сопротивления* h_m . Данный вид сопротивлений вызывается устройствами, в которых происходит резкая деформация потока, выражающаяся в изменении скорости или направления движения. Данные устройства называются *местными сопротивлениями* (вентили, всевозможные закругления, сужения, расширения и т.д.) (рисунок 1).

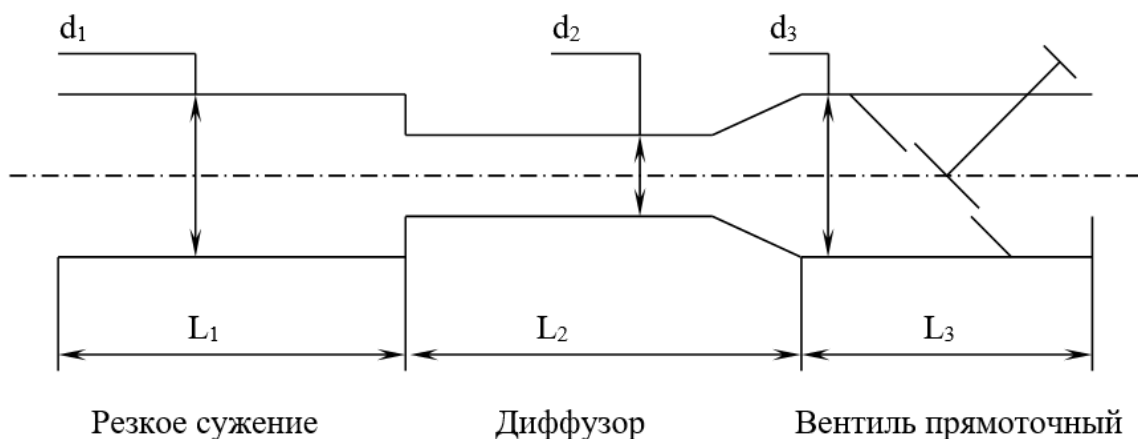


Рис. 1 Изображение схемы короткого трубопровода

Потери напора, затраченного на преодоление какого-либо местного сопротивления, принято оценивать в долях скоростного напора, соответствующего скорости непосредственно за рассматриваемым местным сопротивлением.

Эти потери напора на местном сопротивлении определяются по формуле Вейсбаха:

$$h_{mi} = \xi_{mi} \cdot \frac{v_i^2}{2 \cdot g}, \quad (1)$$

где ξ_{mi} – коэффициент местного сопротивления, рассчитывается для данного местного сопротивления (см. Приложение 1);

v_i – скорость потока на местном сопротивлении, м/с.

Скорость потока рассчитывается из уравнения неразрывности по входному или выходному сечению местного сопротивления в зависимости от типа местного сопротивления:

$$v_i = \frac{Q_m}{\rho \cdot S_i}, \quad (2)$$

где S_i – площадь входного или выходного сечения местного сопротивления, м²;

Q_m – массовый расход жидкости, кг/с;

ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Значение скорости потока на каждом из участков позволяет рассчитать число Рейнольдса, необходимое для определения режима течения потока, коэффициента гидравлического трения и потерь напора на трение. Число Рейнольдса определяется по формуле:

$$Re_i = \frac{v_i \cdot d_i}{\nu}, \quad (3)$$

где v_i – скорость потока в соответствующем сечении трубопровода, м/с;

d_i – диаметр участка трубопровода, м;

ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с.

Помимо местных сопротивлений в коротких трубопроводах присутствуют также потери напора на трение. Потери на трение на участках определяются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_{три} = \lambda_i \cdot \frac{\ell_i}{d_i} \cdot \frac{v_i^2}{2 \cdot g}, \quad (4)$$

где d_i – диаметр участка, м;

l_i – длина участка, м.

λ_i – коэффициент гидравлического трения, который зависит от числа Рейнольдса и от безразмерной величины, характеризующей пограничную геометрию трубы (относительную шероховатость).

Коэффициент гидравлического трения можно определять экспериментальным и теоретическим путем.

1. В области ламинарного режима ($Re < 2300$) коэффициент гидравлического трения λ зависит только от числа Рейнольдса Re и не зависит от шероховатости и определяется формулой:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (5)$$

2. В области турбулентного режима ($Re > 2300$) коэффициент гидравлического трения λ зависит от двух параметров – числа Рейнольдса Re и эквивалентной шероховатости $\Delta_{\text{э}}$. В этой области режима возможны три случая:

а) зона гидравлически гладких труб, в которой коэффициент гидравлического трения λ не зависит от шероховатости, а только от числа Рейнольдса (в диапазоне $2300 < Re < 20 \cdot d/\Delta_{\text{э}}$), определяется по формуле Блазиуса:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re} \right)^{0,25} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}; \quad (6)$$

б) зона гидравлически шероховатых труб, в которой коэффициент гидравлического трения λ зависит как от шероховатости, так и от числа Рейнольдса (в диапазоне $20 \cdot d/\Delta_{\text{э}} < Re < 500 \cdot d/\Delta_{\text{э}}$), определяется по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_{\text{э}}}{d} \right)^{0,25}; \quad (7)$$

в) зона абсолютно шероховатых труб, в которой коэффициент гидравлического трения λ перестает зависеть от Re и полностью определяется шероховатостью стенок трубопровода, существует в диапазоне $Re > 500 \cdot d/\Delta_{\text{э}}$ и определяется по формуле Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta_{\Sigma}}{d} \right)^{0,25}. \quad (8)$$

Суммарные потери напора H_{Σ} в трубопроводе складываются из потерь на трение и местных сопротивлений:

$$H_{\Sigma} = h_{\Sigma_{тр}} + h_{\Sigma_{м}}. \quad (9)$$

Если $h_{\Sigma_{м}} \leq 0,05 H_{\Sigma}$, то трубопровод считается гидравлически длинным, в противном случае – гидравлически коротким.

2. Указания по выполнению задачи

В данной задаче необходимо провести гидравлический расчёт короткого трубопровода, состоящего из нескольких участков, рассчитать суммарные потери на трубопроводе и определить тип трубопровода.

В качестве исходных данных заданы: геометрические параметры трех участков трубопровода (длина и диаметр), материал трубопровода, вид местных сопротивлений, тип и расход жидкости, а также другие ее физические параметры.

Для решения задачи необходимо выполнение следующих действий.

1. Разделить трубопровод на участки, содержащие местные сопротивления. Как правило, рассчитываемый трубопровод содержит три или четыре вида местных сопротивлений.

2. Для каждого участка трубопровода провести последовательно следующие этапы расчета местных потерь напора.

2.1. Определить скорость на каждом участке v_i , используя формулу (2).

2.2. Используя, представленные в Приложении 1 схемы местных сопротивлений и формулы, рассчитать коэффициент местного сопротивления для соответствующего участка трубопровода ξ_{mi} .

2.3. Вычислить потери напора на местных сопротивлениях на каждом участке трубопровода h_{mi} , используя формулу (1).

2.4. Найти суммарные потери $h_{\Sigma m}$ на местных сопротивлениях.

3. Для каждого участка трубопровода провести последовательно следующие этапы расчета потерь напора на трение.

3.1. Для каждого участка трубопровода, используя формулу (3) определить число Рейнольдса Re_i и режим течения жидкости из сравнения со значением 2300.

3.2. Вычислить значение коэффициента гидравлического трения λ_i для каждого участка по определенной формуле в зависимости от режима течения и зоны шероховатости. Для определения зоны шероховатости необходимо опре-

делить параметры $\frac{20 \cdot d_i}{\Delta_{\varepsilon i}}$ и $\frac{500 \cdot d_i}{\Delta_{\varepsilon i}}$ используя заданное значение эквивалентной шероховатости стенок трубопровода (см. Приложение 2).

3.3. Определить потери на трение по длине $h_{\text{тр}i}$ на каждом участке трубопровода используя формулу (4).

3.4. Найти суммарные потери на трение по длине трубопровода $h_{\Sigma \text{тр}}$.

4. Определить общие суммарные потери H_{Σ} по длине трубопровода, используя формулу (9).

5. Определить типа трубопровода исходя из неравенства.

6. Проанализировать полученные результаты и сформулировать выводы.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ РАЗВЕТВЛЁННОГО ТРУБОПРОВОДА

Цель: определить потери напора по участкам трубопровода, подобрать насос и построить пьезометрический график.

Исходные данные для решения выдаются преподавателем.

Вариант выбирается по последней цифре зачетной книжки.

1. Теоретическая часть

Трубопроводы применяются для транспортировки жидкостей, газов и других текучих сред. Трубопроводы подразделяются на *простые* и *сложные*. Различают два вида сложного трубопровода: *незамкнутый*, или, иначе, тупиковый и *замкнутый*, или, иначе, кольцевой. Сложный незамкнутый трубопровод имеет *магистраль* и *ответвления* в различных точках, которые называют *узловыми* (рисунок 2).

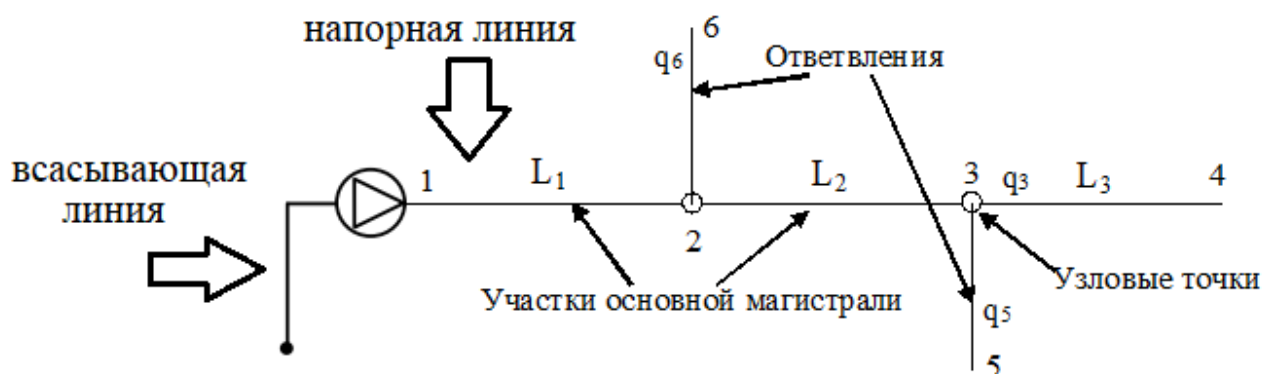


Рис. 2. Схема разветвленного трубопровода

При расчете незамкнутого сложного трубопровода изначально необходимо выбрать линию трубопроводов, которую следует рассматривать как магистральную. В качестве магистрали выбирают линию, наиболее нагруженную расходами, наиболее длинную. Если магистраль будет намечена неудачно, то в конце расчета можно получить некоторую неувязку и расчет придется выпол-

нять заново, задавшись новым направлением магистрали.

Каждый участок трубопровода характеризуется расчетным расходом, который определяется по следующему правилу: *расход на участке складывается из расходов на участках, расположенных ниже по течению*. Например, расчетный расход для участка 2–3 (рисунок 2): $Q_{2-3}=q_3 + q_5$.

При условии, что для магистрали задано значение оптимальной скорости v_{opt} течения жидкости возможно определить теоретические диаметры труб основной магистрали по формуле, вытекающей из уравнения неразрывности:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_i}{\pi \cdot v_{opt}}}, \quad (1)$$

где Q_i – расчетный расход воды на участке магистрали, м³/с;

v_{opt} – оптимальная скорость течения жидкости, м/с.

Полученный диаметр сравнивается со стандартным значением диаметров трубопроводов. По стандартному диаметру для каждого участка основной магистрали определяется расходная характеристика трубы K_i .

Потери напора на трение h_{mpi}^m для участков магистрали рассчитывается по формуле:

$$h_{mpi}^m = \frac{Q_i^2}{K_i^2} \cdot L_i, \quad (2)$$

где Q_i – расход жидкости на рассчитываемом участке магистрали, м³/с;

K_i – расходная характеристика трубы на рассчитываемом участке, м³/с;

L_i – длина участка магистрали, м.

Суммарный напор $h_{mp\Sigma}^m$ в основной магистрали:

$$h_{mp\Sigma}^m = \frac{v_{1-2}^2}{2 \cdot g} + \sum_i h_{mpi}^m + z_{max} + h_k, \quad (3)$$

где v_{1-2} – скорость жидкости на первом участке магистрали, м/с;

z_{max} – геометрический напор на участке, имеющем максимальную высоту от плоскости сравнения, м;

h_k – напор у конечного потребителя, задается заказчиком, но не менее 5 м, м.

Особенность расчета диаметров трубопроводов ответвлений заключается в том, что при их расчете на первое место *ставится равенство напоров в узле со стороны основной магистрали и ответвления* $h_{mpi}^M = h_{mpi}^O$. В противном случае нарушается гидравлический режим работы сети. При расчете потерь напора на ответвлениях необходимо учитывать соединение участков (параллельное или последовательное). При параллельном соединении участков потери напора равны, а при последовательном соединении участков потери напора складываются.

Поскольку ответвление представляет параллельно соединённый участок трубопровода к магистрали, то предполагая, что теоретические потери напора на трение на ответвлении $h_{теор_i}^O$ равны потерям напора на участке магистрали, можно определить теоретическое значение расходной характеристики трубы на ответвлении. Теоретическое значение расходной характеристики на ответвлении можно определить, используя формулу (2), которая примет в данном случае следующий вид:

$$K_{теор_i} = \sqrt{\frac{Q_i^2}{h_{теор_i}^O} \cdot L_i}, \quad (4)$$

где Q_i – расход жидкости на ответвлении, м³/с;

$h_{теор_i}^O$ – теоретические потери напора на трение на ответвлении равные потерям на магистральном участке, к которому присоединяется ответвление, м;

L_i – длина ответвления, м.

Сравнение теоретического значения расходной характеристики участка трубы $K_{теор_i}$ со стандартным значением K_{cm_i} позволяет определить по нему диаметр ответвления. Также используя стандартное значение расходной характеристики определяются действительные потери на трение в ответвлении по формуле (2), которая примет следующий вид:

$$h_{действ_i}^O = \frac{Q_i^2}{K_{cm_i}^2} \cdot L_i, \quad (5)$$

где Q_i – расход жидкости на рассчитываемом участке магистрали, м³/с;

K_{cmi} – стандартная расходная характеристика трубы на рассчитываемом участке, м³/с;

L_i – длина участка магистрали, м.

При расчетах гидравлических параметров ответвлений также необходимо учитывать разность давлений в основной магистрали и ответвлении. Суть компенсаций невязки заключается в следующем: *по разности теоретического и действительного напоров в ответвлении подбирают коэффициент местного сопротивления запорной арматуры, при котором напоры выравниваются.*

Величина невязки в основной магистрали и ответвлении определяется по формуле:

$$\nabla_i = \frac{h_{действ}^o - h_{теор}^o}{h_{теор}^o} \cdot 100\% . \quad (6)$$

Если величина невязки ∇_i в узле не превышает 5 %, то расчет ответвления завершен. В случае если величина невязки ∇_i в узле превышает 5 %, то для погашения разности давлений необходимо поставить запорную арматуру.

Необходимое для определения коэффициента местного сопротивления значение скорости движения жидкости в ответвлении в месте установки запорной арматуры (начало ответвления) определяется по формуле:

$$v_i = \frac{4 \cdot Q_i}{\pi \cdot d_i^2} . \quad (7)$$

Коэффициент местного сопротивления определяется из формулы Вейсбаха для местных потерь напора:

$$\xi_i = \frac{\nabla_i \cdot 2 \cdot g}{v_i^2} . \quad (8)$$

Величина коэффициента местного сопротивления ответвления и его диаметр позволяют определить тип запорной арматуры и степень ее открытия (см. Приложение 1).

В начальном участке магистрали устанавливается насос (или водонапорная башня), который должен обеспечить такой запас энергии перекачиваемой жидкости (напор), чтобы ее хватило на геометрическую высоту подъема и движение на разветвленном участке трубопровода с учетом потерь.

Насос – устройство для напорного перемещения (всасывания и нагнетания) жидкости в результате сообщения ей внешней энергии (потенциальной и кинетической). Выбор насоса производится по напору и по расходу на начальном участке.

Основной параметр насоса – количество жидкости, перемещаемое в единицу времени, т.е. осуществляемая объемная подача Q . Для большинства насосов важнейшим техническим параметром является напор H – приращение удельной механической энергии жидкости, создаваемое насосом. Помимо этих двух основных параметров необходимо также определить потери напора во всасывающей магистрали и максимальную высоту поднятия жидкости.

Необходимая подача, т.е. расход жидкости, подаваемой насосом, определяется как расход жидкости на первом участке.

Необходимое значение напора складывается из нескольких слагаемых, каждое из которых имеет свой физический смысл. Общая формула расчета напора (диаметры всасывающего и нагнетающего патрубком приняты одинаковыми):

$$H = h_{mp\Sigma}^m + H_z + \alpha \cdot \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g}, \quad (9)$$

где H – напор, м;

$v_{вс}$ – скорость жидкости на всасывающей магистрали, м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

H_z – геометрическая высота подъема перекачиваемой среды, м;

$h_{mp\Sigma}^m$ – суммарные потери напора на основной магистрали, м.

Первое слагаемое характеризует суммарное снижение создаваемого напора в магистрали, зависящее от характеристик трубопровода, по которому

перекачивается среда. Реальные трубопроводы неизбежно будут оказывать сопротивление току жидкости, на преодоление которого необходимо иметь запас величины напора.

Второе слагаемое отражает геометрическую высоту, на которую необходимо поднять перекачиваемую жидкость. Важно отметить, что при определении этой величины не учитывается геометрия напорного трубопровода, который может иметь несколько подъемов и спусков и соответственно возникающие потери на нем.

Третье из слагаемых формулы расчета напора представляет собой скоростной напор, создаваемый насосом, который будет уходить на поднятие жидкости на определенную высоту и преодоление сопротивлений в процессе перекачивания жидкости.

Выбор насосов производится по таблице насосов (см. Приложение 3). Выбранный насос должен обеспечивать заданные условия работы проектируемого трубопровода, т.е. характеристики насоса, должны обеспечивать такой запас энергии перекачиваемой жидкости, чтобы ее хватило на геометрическую высоту подъема и движение на разветвленном участке трубопровода с учетом потерь. Для обеспечения заданных условий возможно использование нескольких насосов одинаковой марки включенных параллельно или последовательно.

Весь трубопровод делится на две части: на *всасывающую линию* (до насоса) и на *нагнетающую, или напорную линию* (от насоса) (рисунок 2). Диаметр трубопровода всасывающей магистрали $d_{всас}$, м равен диаметру первого участка сети d_{1-2} , м или диаметру всасывающей магистрали насоса $d_{насос\ вх}$, м. Потери напора во всасывающей магистрали $h_{вс}$, м определяются формулой:

$$h_{вс} = h_{тр} + h_{кол} + h_{ф} + \alpha \cdot \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g}, \quad (10)$$

где $h_{тр}$ – потери напора на трение, м;

$h_{кол}$ – потери напора в колене, м;

$h_{ф}$ – потери напора на фильтре, м;

α – коэффициент Дарси ($\alpha = 1,05$);

$v_{вс}$ – скорость жидкости во всасывающей магистрали, м/с.

Потери напора на трение $h_{тр}$, м определим по формуле:

$$h_{тр} = \frac{Q_{вс}^2}{K_{вс}^2} \cdot L_{вс}, \quad (11)$$

где $Q_{вс}$ – расход жидкости во всасывающей магистрали ($Q_{вс} = Q_{1-2}$), м³/с;

$K_{вс}^2$ – квадрат модуля расхода для трубы всасывающей магистрали, м³/с;

$L_{вс}$ – длина всасывающей магистрали, м;

Потери напора в колене $h_{кол}$, м определим по формуле Вейсбаха:

$$h_{кол} = \xi_{кол} \frac{v_{кол}^2}{2 \cdot g}, \quad (12)$$

где $\xi_{кол}$ – коэффициент местного сопротивления колена ($\xi_{кол} = 2,705$);

$v_{кол}$ – скорость жидкости в колене, м/с.

Скорость течения жидкости в колене определяется по формуле:

$$v_{кол} = \frac{4 \cdot Q_{1-2}}{\pi \cdot d_{1-2}^2}. \quad (13)$$

Потери напора в фильтре $h_{ф}$, м определим по формуле Вейсбаха:

$$h_{ф} = \xi_{ф} \frac{v_{ф}^2}{2 \cdot g}. \quad (14)$$

Коэффициент местного сопротивления фильтра $\xi_{ф}$:

$$\xi_{ф} = 1,575 \frac{F_{ф}}{F}, \quad (15)$$

где $F_{ф}$ – площадь фильтра, м²;

F – суммарная площадь отверстий фильтра, м².

Определим площадь фильтра F м²,

$$F = m \cdot F_{ф}, \quad (16)$$

$$m = \frac{a^2}{t^2}, \quad (17)$$

где a – размер ячейки сетки фильтра (см. Приложение 1);

t – размер ячейки сетки фильтра по осям (шаг сетки).

Общая площадь поверхности фильтра:

$$F_{\phi} = \frac{\pi \cdot d_{\phi}^2}{4} + 3\pi \cdot d_{1-2}^2 + \left(\frac{\pi \cdot d_{\phi}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{1-2}^2}{4} \right). \quad (18)$$

Скорость воды в фильтре v_{ϕ} , м/с определяется по уравнению:

$$v_{\phi} = \frac{Q_{\Sigma}}{F}, \quad (19)$$

где Q_{Σ} – суммарный расход воды на магистрали ($Q_{\Sigma} = Q_{1-2}$), м³/с;

F – суммарная площадь отверстий фильтра, м².

2. Указания по выполнению задачи

В данной задаче необходимо провести гидравлический расчёт разветвленного трубопровода, состоящего из основной магистрали и нескольких ответвлений, имеющих различные гидравлические параметры. Подобрать марку насоса, устанавливаемого в начале магистрали.

В качестве исходных данных заданы напоры в конечных пунктах разветвленной водопроводной сети (в пунктах потребления), линейные размеры трубопровода (длины участков) и известна также скорость течения в конечном пункте потребления. Вязкость жидкости считается известной и постоянной по всей длине трубопровода.

Для решения задачи необходимо выполнение следующих действий.

1. Провести расчёт потерь на трение в основной магистрали.

1.1 Выбрать основную магистраль.

1.2 Определить расход воды на отдельных участках магистрали с учетом подсоединения к ним участков ответвления.

1.3 С учётом заданного значения оптимальной скорости течения жидкости провести расчёт теоретических значений диаметров труб основной магистрали по формуле (1). Выбрать к рассчитанным теоретическим значениям диа-

метров труб ближайшие наибольшие стандартные значения диаметров для главной магистрали.

1.4 По стандартному диаметру для каждого участка основной магистрали определить расходную характеристику.

1.5 Рассчитать потери напора на трение для участков магистрали по формуле (2). Определить суммарные потери на трение по основной магистрали $h_{mp\Sigma}^m$ по формуле (3).

2. Провести расчёт гидравлических параметров ответвлений.

2.1 Из условия равенства напоров в узле принять, что теоретические потери напора последнего ответвления равны потерям напора на участке магистрали к которому это ответвление присоединяется. И используя формулу (4) определить теоретическое значение расходной характеристики трубы на ответвлении $K_{теор_i}$. Используя таблицу расходных характеристик для труб различных диаметров (см. Приложение 4) определить ближайшее стандартное значение расходной характеристики данного ответвления K_{cm_i} и по нему определить диаметр трубы ответвления.

2.2 Используя полученное стандартное значение расходной характеристики определить по формуле (5) действительные потери на трение в ответвлении $h_{дейcm_i}^o$.

2.3 Повторить расчёты гидравлических параметров по пунктам 2.1 и 2.2 для других ответвлений трубопровода.

2.4 Рассчитать величину невязки ∇_i в основной магистрали и ответвлении по формуле (6). Определить требуется ли установить запорную арматуру или нет.

2.5 Рассчитать значение скорости v_i движения жидкости в ответвлении в месте установки запорной арматуры по формуле (7).

2.7 По формуле (8) рассчитать коэффициент местного сопротивления от-
ветвления ξ_i и по его величине и значению диаметра ответвления определить тип
запорной арматуры и степень ее открытия.

3. Провести выбор марки насоса, обеспечивающий требуемый напор.

3.1 Определить основные параметры насоса: необходимую подачу, необ-
ходимо значение напора (по формуле (9)).

3.2 Произвести выбор марки насоса, который будет обеспечивать задан-
ные условия работы проектируемого трубопровода.

4. Выполнить построение пьезометрического графика потерь напора. По-
строение графика выполнить на миллиметровой бумаге в масштабе. В качестве
примера для построения пьезометрического графика использовать построение,
представленные в задачах 6.5.1 и 6.5.2 пособия [7].

5. Проанализировать полученные результаты и сформулировать выводы.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕГО РЕЖИМА ЛОПАСТНОГО НАСОСА

Цель: определить параметры рабочего режима лопастного насоса.

Исходные данные для решения выдаются преподавателем.

Вариант выбирается по предпоследней и последней цифрам зачетной книжки.

1. Теоретическая часть

Устройство и работа гидравлических машин, в которых основным рабочим телом является жидкость, основаны на принципах гидродинамики. *Гидравлическими машинами* называются машины, которые сообщают протекающей через них жидкости механическую энергию (насос), либо получают от жидкости часть энергии и передают ее рабочему органу для полезного использования (гидродвигатель).

Гидравлические двигатели служат для преобразования гидравлической энергии потока жидкости в механическую энергию, получаемую на валу двигателя и используемую в дальнейшем для различных целей, в основном для привода рабочих машин.

В насосах для подъема и перемещения жидкостей по трубопроводам происходит обратный процесс. Механическая энергия, подводимая к насосам от двигателей, приводящих эти машины в действие, преобразуется в гидравлическую энергию жидкости.

Насосы являются одной из самых распространенных разновидностей машин, применяемых во многих отраслях промышленности. Их применяют для различных целей - от водоснабжения населения и предприятий до подачи топлива в двигатели ракет.

В современной технике существует множество разновидностей гидромашин. По принципу действия различают гидравлические машины лопастного типа и объемные гидромашины, работающие за счет изменения объема рабочих камер, периодически соединяющихся с входным или выходным патрубками. С гидравлической точки зрения наибольший интерес представляют широко при-

меняемые лопастные машины.

Лопастные насосы (центробежные насосы) относятся к группе динамических насосов. Они обладают большой универсальностью, могут быть в разных исполнениях, более надежны в эксплуатации, обладают равномерной подачей и т.д. В них достаточно просто осуществляется регулирование производительности. В центробежных насосах всасывание и нагнетание жидкости происходит равномерно и непрерывно под действием центробежной силы, возникающей при вращении рабочего колеса с лопатками, заключенного в улиткообразном корпусе.

Рабочий орган лопастной машины – это вращающееся рабочее колесо, снабженное лопастями. Энергия от рабочего колеса жидкости (лопастной насос) или от жидкости рабочему колесу (лопастной двигатель – гидротурбина) передается путем динамического взаимодействия лопастей колеса с обтекающей их жидкостью. К лопастным насосам относятся центробежные и осевые.

Работа насоса характеризуется его подачей, напором, потребляемой мощностью, КПД и частотой вращения.

Подачей называется количество жидкости, подаваемое насосом в единицу времени объемной Q ($\text{м}^3/\text{с}$) или массовой Q_m ($\text{кг}/\text{с}$). Подача зависит от геометрических размеров насоса и скорости движения его рабочих органов, а также от гидравлического сопротивления трубопровода, связанного с насосом.

Напор H (м) представляет собой разность удельных энергий в сечении потока после насоса и перед ним:

$$H = (z_n - z_с) + \frac{(p_n - p_с)}{\rho \cdot g} + \frac{(v_n^2 - v_с^2)}{2 \cdot g}, \quad (1)$$

где $(z_n - z_с)$ – разность геометрических напоров на нагнетательной и всасывающей линии, м;

$\frac{(p_n - p_с)}{\rho \cdot g}$ – разность пьезометрических напоров на нагнетательной и всасывающей линии, м;

$$\frac{(v_n^2 - v_g^2)}{2 \cdot g} - \text{разность скоростных напоров на нагнетательной и всасывающей}$$

линии, м.

Мощностью насоса (мощностью, потребляемой насосом) называется энергия, подводимая к нему от двигателя за единицу времени. Каждая единица веса жидкости, прошедшая через насос, приобретает энергию в количестве H , за единицу времени через насос протекает жидкость весом $\rho \cdot g \cdot Q$. Следовательно, энергия, приобретенная за единицу времени жидкостью, прошедшей через насос (полезная мощность насоса) составит:

$$N_{\Pi} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H. \quad (2)$$

Мощность насоса N больше полезной мощности N_{Π} на величину потерь в насосе. Эти потери оцениваются КПД насоса η , который равен отношению полезной мощности насоса к потребляемой:

$$\eta = \frac{N_{\Pi}}{N}. \quad (3)$$

Отсюда мощность, потребляемая насосом:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta}. \quad (4)$$

Полный коэффициент полезного действия учитывает гидравлические, объемные и механические потери.

Оптимальный режим насоса – режим его работы при наибольшем значении КПД.

Номинальный режим насоса – режим его работы, обеспечивающий заданные технические показатели.

Кавитационный режим насоса – режим его работы в условиях кавитации, вызывающей изменение основных технических показателей.

Характеристики насоса можно отобразить на графике в координатах $H-Q$. *Характеристика насоса* – графическая зависимость основных технических показателей от подачи при постоянных значениях частоты вращения рабочих ор-

ганов, вязкости и плотности жидкости на входе в насос.

Рабочая часть характеристики – зона характеристики насоса, в пределах которой рекомендуется его использовать.

Рабочая точка – отражающая фактический, то есть действительный, а не возможный рабочий режим элемента, должна обязательно лежать на его характеристике.

Следует отметить важные особенности характеристики центробежного насоса, приведенной на рис. 3.

1. Общее направление линии имеет отрицательный наклон, т.е. развиваемый нагнетателем напор уменьшается с увеличением расхода. Это происходит потому, что чем больше расход, тем больше потери напора в рабочей полости самого нагнетателя, и давление на выходе снижается.

2. Линия не ограничивается первым квадрантом системы координат, а продолжается во втором и четвертом квадрантах. Участок во втором квадранте описывает режимы при отрицательных расходах через нагнетатель, когда жидкость перемещается от нагнетательного патрубка к всасывающему, под действием некоего внешнего, более мощного источника напора, преодолевающего напор нагнетателя. Участок в четвертом квадранте описывает режимы при отрицательных давлениях, когда расход через нагнетатель, создаваемый неким внешним, более мощным источником напора, настолько велик, что потери внутри нагнетателя становятся больше напора, создаваемого нагнетателем. Нагнетатель при этом фактически, превращается в местное сопротивление, мешая движению жидкости, а напор на всасывающем патрубке больше, чем на нагнетательном.

3. Наличие на характеристике небольшого «горба» и «провала» в первом квадранте связано с ухудшением условий натекания потока на лопатки нагнетателя и увеличением потерь в этих режимах. Для некоторых типов нагнетателей эти явления несут незначительный характер и наклон линии во всем первом квадранте отрицателен (равномерно падающая характеристика).

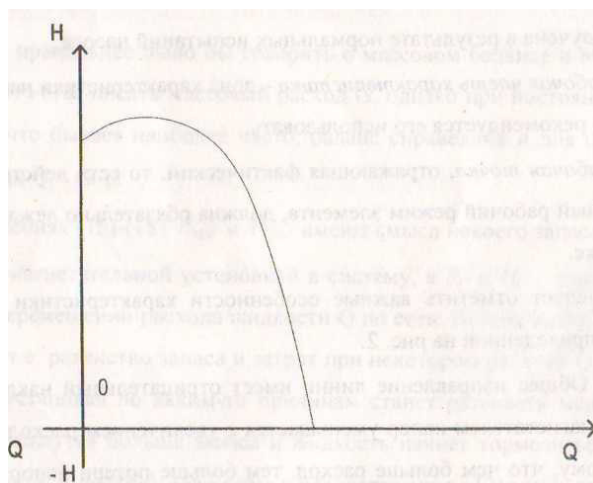


Рис. 3. Общий вид характеристики насоса

При движении жидкости в трубопроводах происходят потери энергии потока. Расчетные зависимости для потерь давления зависят от режима движения жидкости – ламинарного или турбулентного. Тип режима определяется по критерию Рейнольдса Re , который численно равен отношению сил инерции и вязкости в потоке:

$$Re = \frac{v_{cp} \cdot d}{\nu}, \quad (5)$$

где v – средняя скорость потока жидкости трубопровода, м/с;

d – диаметр трубопровода, м;

ν – коэффициент кинематической вязкости, m^2/s .

Средняя скорость потока жидкости трубопровода может быть определена из уравнения неразрывности:

$$v_{cp} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}, \quad (6)$$

где Q – расход жидкости, m^3/s .

При $Re < 2300$ режим движения ламинарный, при $2300 < Re < 10000$ – переходный, при $Re > 10000$ – чисто турбулентный. В большинстве случаев в промышленных трубопроводных системах наблюдается ярко выраженный турбулентный режим. Переходный режим наблюдается в водяных системах с небольшим диаметром труб. Однако большое количество местных сопротивлений дополнительно турбулизует поток, и режим течения близок к турбулентному.

Различают два вида потерь: потери напора по длине, вызванные трением о стенки трубопроводов, и потери в местных сопротивлениях, вызванные перестройкой потока при преодолении местных сопротивлений и возникающим при этом вихреобразованием.

Потери напора на трение определяются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{\ell}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, \quad (7)$$

где d – диаметр участка трубопровода, м;

ℓ – длина участка трубопровода, м.

λ – коэффициент гидравлического трения на участке трубопровода.

В области ламинарного режима ($Re < 2300$) коэффициент гидравлического трения λ зависит только от числа Рейнольдса Re и не зависит от шероховатости и определяется формулой:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (8)$$

В области турбулентного режима ($Re > 2300$) коэффициент гидравлического трения λ зависит от двух параметров – числа Рейнольдса Re и эквивалентной шероховатости $\Delta_{\text{э}}$. В этой области режима возможны три случая:

а) *зона гидравлически гладких труб*, в которой коэффициент гидравлического трения λ не зависит от шероховатости, а только от числа Рейнольдса (в диапазоне $2300 < Re < 20 \cdot d/\Delta_{\text{э}}$), определяется по формуле Блазиуса:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re} \right)^{0,25} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}; \quad (9)$$

б) *зона гидравлически шероховатых труб*, в которой коэффициент гидравлического трения λ зависит как от шероховатости, так и от числа Рейнольдса (в диапазоне $20 \cdot d/\Delta_{\text{э}} < Re < 500 \cdot d/\Delta_{\text{э}}$), определяется по формуле Альтшуля:

в) *зона абсолютно шероховатых труб*, в которой коэффициент гидравлического трения λ перестает зависеть от Re и полностью определяется шероховатостью стенок трубопровода, существует в диапазоне $Re > 500 \cdot d/\Delta_{\text{э}}$ и определяется по формуле Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta_{\text{э}}}{d} \right)^{0,25}, \quad (10)$$

где Re – критерий Рейнольдса;

$\Delta_{\text{э}}$ – эквивалентная шероховатость стенок трубопровода, м;

d – внутренний диаметр трубопровода, м.

При больших значениях Re значение λ определяется в основном шероховатостью трубопровода и очень мало зависит от Re , а следовательно, и от скорости жидкости в трубопроводе.

Местные потери определяются по формуле Вейсбаха:

$$h_{\text{м}} = \sum \xi_{\text{м}} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, \quad (11)$$

где $\sum \xi_{\text{м}}$ – суммарный коэффициент местного сопротивления (см. Приложение 1);

v – скорость потока на местном сопротивлении, м/с.

Общая формула для расчета потерь на участке трубопровода:

$$\begin{aligned} H &= \rho \cdot g \cdot (h_{\text{тр}} + h_{\text{м}}) = \rho \cdot g \cdot \left(\lambda \frac{\ell}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = \\ &= \left(\lambda \frac{\ell}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{4Q}{\pi \cdot d^2} \right)^2 = \left[\left(\lambda \frac{\ell}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{8 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^4} \right] \cdot Q^2. \end{aligned} \quad (12)$$

Если считать, что коэффициент гидравлического трения λ не зависит от расхода и плотность перемещаемой среды постоянна, то выражение в квадратных скобках в формуле (12) следует считать константой, не зависящей от расхода, так как все остальные параметры в нем – постоянные величины. Обозначим эту константу A и будем называть ее коэффициентом сопротивления трубопровода:

$$A = \left(\lambda \frac{\ell}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{8 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^4}, \quad (13)$$

где $\sum \xi$ – суммарный коэффициент местного сопротивления (КМС);

d – диаметр участка трубопровода, м;

ℓ – длина участка трубопровода, м.

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

Тогда потери напора:

$$H = A \cdot Q^2. \quad (14)$$

Выражение (14) – это уравнение параболы, вершина которой находится в начале координат.

Следует отметить также важные особенности характеристики сети трубопроводов, приведенной на рисунке 4.

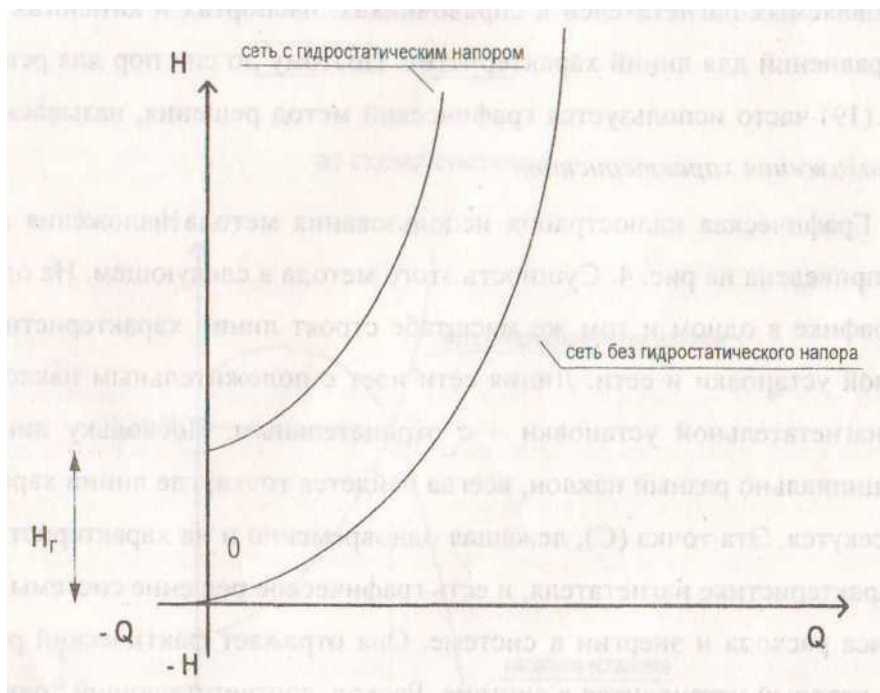


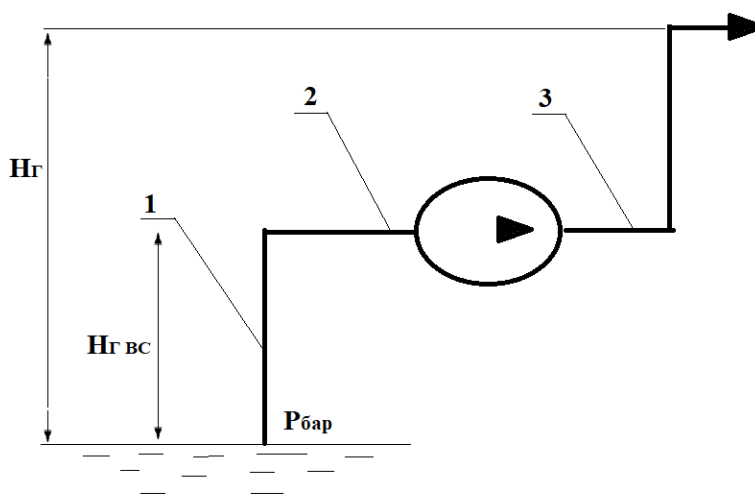
Рис. 4. Общий вид характеристики сети трубопроводов.

Форма линии и квадратичная парабола. Это следует непосредственно из уравнения (14). Линия отличается от обычной «математической» параболы тем, что при отрицательных расходах левая ветвь идет вниз, а не вверх.

Характеристика сети – это бесконечная линия с положительным наклоном. С увеличением расхода потери в сети неограниченно возрастают.

При наличии в сети гидростатического напора, т.е. затрат энергии на подъем жидкости, характеристика сети смещается вверх на величину H_g . При наличии отрицательного гидростатического напора, т.е. при перекачивании жидкости на более низкую отметку, характеристика сети смещается вниз.

Насос и трубопроводы образуют *трубопроводную систему*, часто называемые *трубопроводной сетью* (для краткости часто используются термины *сеть* и *система*).



1 – участок всасывающей линии сети; 2 и 3 – участки нагнетательной линии.

Рис. 5. Насосная установка

Деление системы на сеть и насос достаточно условно. Часто к нагнетателю относят и некоторые участки трубопровода, если это упрощает расчет или анализ режима работы системы. В таком случае правильнее говорить не о насосе, а о насосной установке.

Кроме потерь давления на трение и местные сопротивления, насосам часто приходится преодолевать дополнительные затраты энергии на подъем жидкости в системе, если жидкость перекачивается на более высокую геодезическую отметку. Такие затраты существенно отличаются от потерь, так как энергия при этом не теряется безвозвратно и не переходит в тепло. Она просто используется на приращение потенциальной энергии жидкости, т. е. ее статического напора.

С учетом затрат на преодоление гидростатического напора выражение для затрат напора сети при движении жидкости в трубопроводе будет выглядеть следующим образом:

$$H_{\text{сети}} = A \cdot Q^2 + H_{\Gamma}, \quad (15)$$

где H_{Γ} – преодолеваемый гидростатический напор (перепад отметок), равный разности геодезических отметок в точке выхода жидкости из системы и в точке входа ее в систему, м.

Режим работы системы зависит как от свойств сети, так и от свойств нагнетательной установки. При работе системы для жидкости, перемещаемой в ней, как и для любых материальных объектов в механике, соблюдаются два фундаментальных закона – сохранения вещества и сохранения энергии. Если вся жидкость, перемещаемая по сети, проходит насосную установку, то уравнения балансов обычно записывают следующим образом:

$$\begin{aligned} Q_{\text{НУ}} &= Q_{\text{С}}, \\ H_{\text{НУ}} &= H_{\text{С}}, \end{aligned} \quad (16)$$

где индексы «НУ» и «С» относятся соответственно к насосной установке и сети.

Всегда имеет место баланс энергий, т. е. равенство запаса и затрат при некотором расходе Q . Если нагнетательная установка по каким-то причинам станет развивать меньший напор, затраты окажутся больше запаса и жидкость начнет тормозиться (уменьшаться ее скорость и расход). При этом уменьшатся и затраты напора. Уменьшение расхода и затрат будет происходить до тех пор, пока не восстановится баланс энергии в системе при некотором новом значении расхода, меньше прежнего.

Для определения режима работы системы чаще всего используют графический метод как очень простой и наглядный. Для этого на графике в координатах H - Q требуется отобразить характеристики насоса и сети.

Характеристика – это линия, т.е. совокупность бесконечного множества точек, каждая из которых отражает один из возможных рабочих режимов рассматриваемого элемента системы – нагнетательной установки или сети.

Для нахождения рабочего режима системы, состоящей из некоей насосной установки с известной характеристикой и трубопроводной сети с известной характеристикой, требуется решить систему уравнений (16). Если известны ма-

тематические уравнения для описания характеристик нагнетателя и сети, система (16) может быть решена чисто аналитически тем или иным способом. Но чаще всего в силу определенных причин до сих пор для решения системы (16) часто используется графический метод решения, называемый *методом наложения характеристик*.

Графическая иллюстрация использования метода наложения характеристик приведена на рисунке 6.

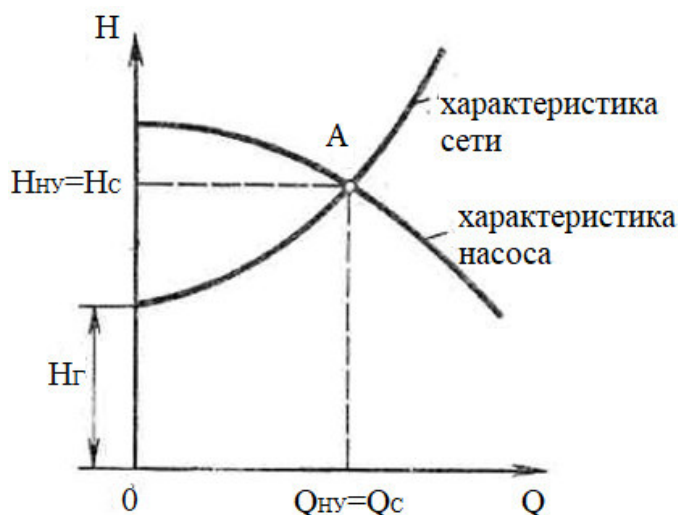


Рис. 6. Применение метода наложения характеристик

Сущность этого метода в следующем. На одном и том же графике в одном и том же масштабе строят линии характеристик нагнетательной установки (насоса) и сети, представленных на рисунке 5. Линия сети идет с положительным наклоном, а линия нагнетательной установки — с отрицательным. Поскольку линии имеют принципиально разный наклон, всегда найдется точка, где линии характеристик пересекутся. Эта точка (*A*), лежащая одновременно и на характеристике сети, и на характеристике нагнетателя, и есть графическое решение системы уравнений баланса расхода и энергии в системе. Она отражает *фактический рабочий режим*, который установится в системе. Расход, соответствующий точке *A*, и есть тот расход, который будет идти в системе через нагнетательную установку и сеть, а напор точки *A* равен, с одной стороны, напору, развиваемому нагнетательной установкой, а с другой, — напору, теряе-

мому в сети. В данном случае точка A является единственным решением. Только для этого режима выполняются одновременно оба уравнения системы (16).

Реальные системы могут состоять не только из двух элементов - нагнетательной установки и сети, но и из большого количества отдельных элементов. Для упрощения расчетной схемы системы и сведения нескольких характеристик к одному условному эквиваленту, используется *сложение характеристик*. Оно может быть выполнено аналитически или графически. Аналитическое решение применяется только в самых простых ситуациях, когда в сети отсутствуют гидростатические напоры. Графическое сложение универсально и наглядно, хотя иногда достаточно трудоемко. Окончательный выбор метода сложения осуществляет исполнитель расчета.

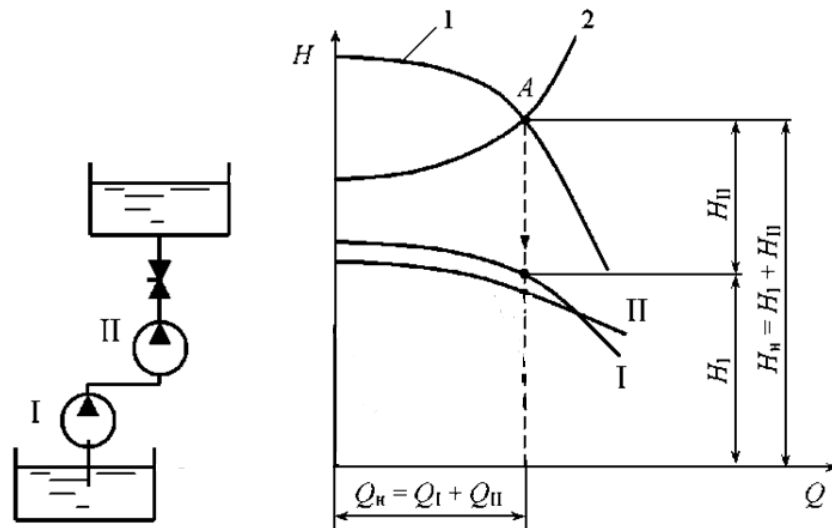
Рассмотрим *принципы выполнения сложения характеристик* для двух элементов сети трубопроводов. Два участка сети могут быть включены последовательно или параллельно.

Последовательное соединение – такое соединение, при котором элементы имеют одну общую точку, причем конец первого элемента соединен с началом второго, а расход из одного элемента полностью поступает во второй. Общий напор равен сумме напоров на каждом элементе.

Графическая иллюстрация сложения характеристик при последовательном соединении приведена на рисунке 7. Для построения отдельной точки суммарной характеристики при последовательном соединении в линейной системе координат нужно при некоем значении расхода $Q_H = Q_I + Q_{II}$, сложить по оси ординат (в вертикальном направлении) отрезки H_I и H_{II} выражающие потери напора в элементах I и II. Найденная таким образом точка с координатами Q_H , H_H принадлежит суммарной характеристике (1). Построив несколько точек при произвольных значениях расхода, их соединяют и получают линию суммарной характеристики (1). Отметим, что суммарная характеристика по-прежнему является параболой и может иметь только один перегиб. Последовательное соединение двух элементов и соответствующие ему зависимости представлены ниже:

$$\begin{aligned} Q_H &= Q_I + Q_{II}, \\ H_H &= H_I + H_{II}, \end{aligned} \quad (17)$$

где индексы «I» и «II» относятся соответственно к первой (I) и второй (II) насосным установкам.



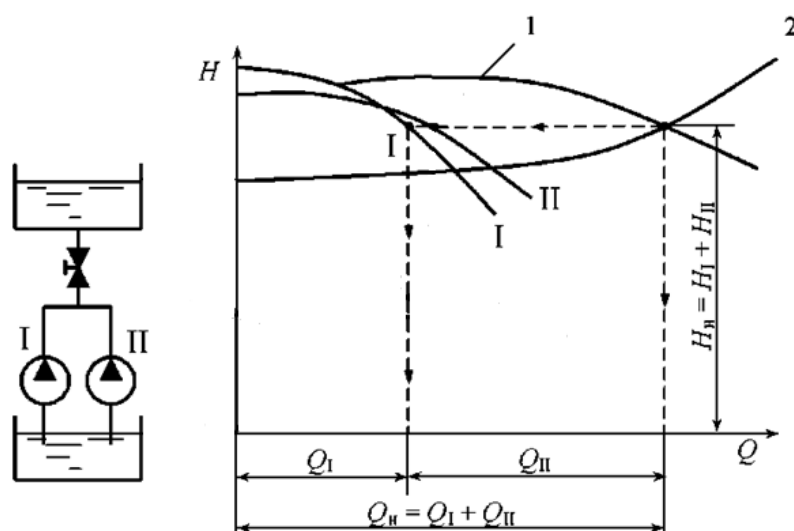
1 – линия суммарной характеристики двух последовательно соединенных насосов; 2 – линия характеристики сети.

Рис. 7. Графическая иллюстрация сложения характеристик при последовательном соединении

Последовательное соединение применяется в тех случаях, когда один насос не может обеспечить требуемого напора. При этом подача насосов одинакова, а общий напор равен сумме напоров обеих насосов при одной и той же подаче.

Параллельное соединение – это такое соединение, при котором элементы имеют две общие точки; при этом начало первого элемента соединено с началом второго, конец первого элемента соединен с концом второго, а расход одного элемента никогда не проходит через второй. Напоры на каждом элементе одинаковы и равны общему напору, а общий расход равен сумме расходов, проходящих через каждый элемент.

Графическая иллюстрация сложения характеристик при параллельном соединении приведена на рисунке 8.



1 – линия суммарной характеристики двух параллельно соединенных насосов; 2 – линия характеристики сети.

Рис. 8. Графическая иллюстрация сложения характеристик при параллельном соединении

Построение точек при параллельном сложении элементов выполняется аналогично, только по оси абсцисс, в горизонтальном направлении. Для построения отдельной точки суммарной характеристики при параллельном соединении в линейной системе координат нужно при некоем значении напора $H_N = H_I + H_{II}$, сложить по оси абсцисс отрезки Q_I и Q_{II} , выражающие расходы в элементах I и II. Q_N , H_N принадлежит суммарной характеристике (1). Построив несколько точек при произвольных значениях расхода, их соединяют и получают линию суммарной характеристики. Обращаем внимание на то, что суммарная характеристика уже не является параболой и может иметь несколько перегибов.

Параллельное соединение двух элементов и соответствующие ему зависимости представлены ниже.

$$\begin{aligned} Q_N &= Q_I + Q_{II}, \\ H_N &= H_I + H_{II}, \end{aligned} \tag{18}$$

где индексы «I» и «II» относятся соответственно к первой (I) и второй (II) насосным установкам.

Следует отметить, что без особой необходимости вести построение в других квадрантах, кроме первого, не следует. При правильном выборе плана решения все построение помещается, как правило, в первом квадранте, где находится рабочий участок характеристики нагнетательной установки, на которую впоследствии и будет накладываться суммарная характеристика.

При количестве элементов больше двух итоговую характеристику получают поочередным сложением характеристик всех элементов в соответствии со схемой соединения.

Теория подобия имеет большое значение при проектировании и экспериментальном исследовании лопастных насосов. Она позволяет по известной характеристике одного насоса получить характеристику другого, если проточные полости обоих насосов геометрически подобны, а также пересчитать характеристику насоса с одной частоты вращения на другую.

Теория подобия позволяет установить формулы пересчета параметров лопастных насосов (определяющих зависимость подачи, напора, моментов сил и мощности геометрически подобных насосов), работающих на подобных режимах, от их размеров и частоты вращения. Формулы пересчета для одного и того же насоса, работающего на разных частотах вращения, имеют вид:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (19)$$

$$\frac{H_{1нас}}{H_{2нас}} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2, \quad (20)$$

где n_1 – исходная скорость вращения рабочего колеса, *об/с*;

n_2 – скорость вращения рабочего колеса после изменения (увеличения или уменьшения), *об/с*;

$H_{1нас}$ – исходная напорная характеристика насоса, *м*;

$H_{2нас}$ – напорная характеристика насоса после изменения скорости вращения рабочего колеса (увеличения или уменьшения), *м*;

Q_1 – исходный расход, *м³/с*;

Q_2 – расход после изменения скорости вращения рабочего колеса (увеличения или уменьшения), $\text{м}^3/\text{с}$.

При эксплуатации насосов возможно возникновение явления кавитации, обусловленное местным понижением статического давления. Опасность возникновения кавитации в том, что она приводит к интенсивному эрозионному износу рабочего колеса. Наиболее вероятно вскипание воды там, где статическое давление самое низкое, а именно на входе в рабочее колесо нагнетателя. Образование парового пузырька (рисунок 9) происходит у входной кромки на задней стороне той лопатки, которая в данный момент находится вверху, так как именно в этой точке наблюдается минимальное статическое давление.

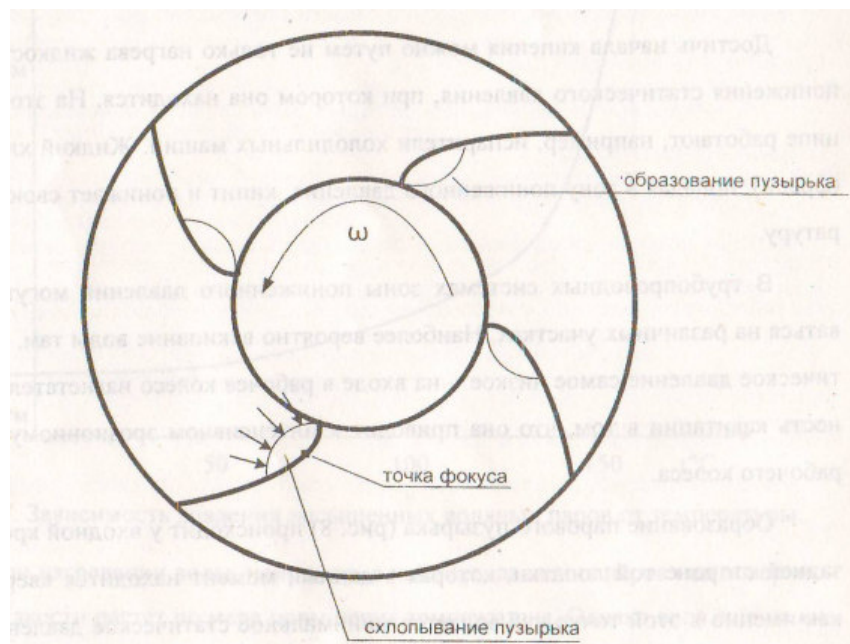


Рис. 9. Схема образования парового пузырька на рабочем колесе нагнетателя

Пузырек образуется непосредственно на поверхности лопатки и имеет форму полусферы. При движении лопатки вниз в процессе вращения рабочего колеса статическое давление растет и условие кипения перестает выполняться — паровой пузырек должен сконденсироваться. Его конденсация происходит почти мгновенно; в объеме пузырька, ранее заполненного паром, резко падает давление и жидкость устремляется в освободившийся объем по нормальям к внешней поверхности пузырька. Так как пузырек имел форму полусферы, все

нормали направлены в одну точку – к центру полусферы; в этой точке развивается огромное давление, материал лопатки разрушается и на поверхности образуется выщербинка. При следующем обороте рабочего колеса она является зоной пониженного давления; именно здесь опять произойдут образование и конденсация парового пузырька. В результате многократного повторения этого процесса все лопатки нагнетателя подвергаются интенсивному эрозионному износу, при котором колесо нагнетателя может прийти в полную негодность за несколько суток. Кроме того, в режиме развитой кавитации насос ухудшает свои рабочие параметры (снижаются его подача и давление).

Основная задача при эксплуатации насосов – не допустить кавитацию. Достигается это правильным выбором геометрической высоты всасывания насоса $H_{\text{вс}}$, то есть той высоты, на которую насос поднят над уровнем жидкости (см. рис. 5).

Предположим, что вода в резервуаре или водоеме находится при температуре t и барометрическом давлении $P_{\text{бар}}$. Напишем условие начала кипения применительно к рассматриваемой задаче, выражая давления в виде напоров:

$$\frac{P_{\text{НП}}}{\rho \cdot g} = \frac{P_{\text{бар}}}{\rho \cdot g} - H_{\text{ГВС}} - h_{\text{вс}} - h_{\text{кр}} - \frac{d_{\text{вс}}}{2}, \quad (21)$$

где $P_{\text{бар}}$ – барометрическое давление, Па;

$P_{\text{НП}}$ – давление насыщенных паров, Па;

$h_{\text{вс}}$ – потери напора во всасывающей линии трубопроводов до насоса, м;

$h_{\text{кр}}$ – критический кавитационный запас, то есть минимально допустимое превышение перед насосом над напором насыщенных водяных паров, м;

ρ – плотности перемещаемой среды, кг/м³;

$d_{\text{вс}}$ – входной диаметр рабочего колеса, обычно примерно равный диаметру всасывающего патрубка, м.

Критический кавитационный запас насоса зависит от конструкции насоса и режима его работы. Он вычисляется по формуле:

$$h_{KP} = 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C} \right)^{\frac{4}{3}}, \quad (22)$$

где n – скорость вращения рабочего колеса, об/с;

Q – подача насоса, м³/с;

C – коэффициент кавитационной быстроходности, который является критерием подобия и зависит от конструкции насоса: для обычных насосов 600-800, для специальных конденсатных насосов – до 3000.

Учитывая, что необходимо гарантировать невозможность возникновения кавитации, критический кавитационный запас h_{KP} берут в расчетах с поправочным коэффициентом 1,15-1,2.

Потери на всасывающей линии могут быть вычислены как для любого трубопровода по известной формуле:

$$h_{BC} = \left(\frac{\lambda \cdot l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{v_{cp}^2}{2 \cdot g}. \quad (23)$$

С учетом этого и используя (22) и (21), получим окончательное выражение для расчета допустимой геометрической высоты всасывания:

$$H_{\Gamma BC \text{ доп}} = \frac{P_{БАР} - P_{НП}}{\rho \cdot g} - h_{BC} - 12 \left(\frac{n\sqrt{Q_{\phi 1}}}{C} \right)^{\frac{4}{3}}. \quad (24)$$

Из (24) следует: чтобы уменьшить возможности возникновения кавитации и увеличить допустимую высоту всасывания, нужно:

- а) перекачивать воду с возможно меньшей температурой (уменьшается $P_{НП}$);
- б) на всасывающей линии до насоса увеличивать диаметр трубопровода – уменьшать его длину и количество местных сопротивлений (уменьшается h_{BC});
- в) использовать при высоких температурах воды специальные конденсатные насосы (уменьшается h_{KP} за счет увеличения коэффициента C).

Следует отметить, что при высоких температурах воды в результате вычислений можно получить отрицательное значение $H_{\Gamma \text{ вс доп}}$. В этом случае насос нельзя поднимать над уровнем жидкости, наоборот, p – его надо заглублять.

2. Указания по выполнению задачи

В данной задаче необходимо определить параметры рабочего режима лопастного насоса: расход и напор насоса; мощность, потребляемую насосом в рабочем режиме; допустимую геометрическую высоту всасывания H_{Γ} в доп. Определить, как изменится рабочий режим насоса: если изменить скорость вращения рабочего колеса насоса; если произвести одновременное параллельное или последовательное включение двух одинаковых насосов.

В качестве исходных данных заданы физические параметры жидкости (температура, плотность, давление насыщенных паров), перекачиваемой насосной установкой. Заданы гидравлические характеристики насоса: расход, напор, значение коэффициента полезного действия (КПД). Заданы параметры трубопроводной сети (диаметр d , длину l и сумму коэффициентов местных сопротивлений ξ), состоящей из трех участков, включенных последовательно (рисунок 5).

Для решения задачи необходимо выполнение следующих действий.

1. Провести расчет характеристик сети.

1.1 Задаваясь средним значением расхода $Q = 10$ л/с и используя уравнение неразрывности потока вычислить значение скорости воды $v_{срi}$ на участках 1, 2, 3 используя формулу (6). Диаметры участков трубопровода выбрать в соответствие со своим вариантом.

1.2 Вычислить значение критерия Рейнольдса на участках по формуле (5). Кинематический коэффициент вязкости воды определить по таблице физических характеристик воды (см. Приложение 5) исходя из заданной температуры воды, выбираемой в соответствие со своим вариантом. Определить режим течения жидкости из сравнения числа Рейнольдса с критическим значением числа Рейнольдса $Re_{кр} \approx 2300$.

1.3 Вычислить значение коэффициентов гидравлического трения $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ по определенной формуле в зависимости от режима течения и зоны шероховатости. Значения эквивалентной шероховатости $\Delta_э$ стенок трубопровода для

определения зоны шероховатости выбирать из таблицы значений эквивалентной шероховатости стенок трубопровода (см. Приложение 2) в зависимости от типа трубы в соответствие со своим вариантом.

1.4 Вычислить значения характеристики сопротивления A для участков 1, 2, 3 по формуле (13). Суммарный коэффициент местного сопротивления и длины участков трубопровода выбрать в соответствие со своим вариантом.

1.5 Вычислить суммарный коэффициент сопротивления сети A_{Σ} .

1.6 Вычислить затраты напора в сети, используя формулу (15). Перепад отметок выбирается в соответствие со своим вариантом. Значения расхода выбирается из исходных данных, которые являются одинаковыми для всех вариантов.

1.7 Используя полученные значения затрат напора в сети и значения расходов в одной координатной сетке Q - H построить характеристику сети $H_{icem}(Q)$ и напорную характеристику насоса $H_{nac}(Q)$. Напорную характеристику насоса H_{nac} выбрать из таблицы в соответствие со своим вариантом.

1.8 Используя метод наложения характеристик, определить фактический рабочий режим лопастного насоса. Для этого по графику определить точку пересечения характеристик, а проекции этой точки на координатные оси определяют рабочие параметры насоса: $Q_{\phi 1}$, $H_{\phi 1}$.

2. Провести расчет параметров насоса.

2.1 Построить график зависимости КПД от расхода $\eta(Q)$. Для фактического расхода определить КПД насоса.

2.2 Используя формулу (4) вычислить мощность, потребляемую насосом при рабочих параметрах.

2.3 Вычислить потери напора во всасывающей линии для фактического расхода по формуле (23).

2.4 Вычислить значение допустимой геометрической высоты всасывания по формуле (24).

3. Провести расчет характеристик насоса при изменении числа оборотов его рабочего колеса.

3.1 Используя формулы подобия (19) – (20) произвести пересчет характеристик насоса при увеличении или уменьшении скорости вращения рабочего колеса на определенное значение (согласно варианта).

3.2 К ранее построенным характеристикам $H_{icetu}(Q)$ и $H_{нас}(Q)$ в той же координатной сетке Q-H построить новую напорную характеристику насоса $H_{2нас}(Q_2)$.

3.3 По новой построенной зависимости определить точку пересечения характеристик $H_{icetu}(Q)$ и $H_{2нас}(Q_2)$. Проекция этой точки на координатные оси определит новые рабочие параметры насоса при измененной скорости вращения рабочего колеса $Q_{\phi 2}$, $H_{\phi 2}$. Сравнить новые рабочие параметры насоса с первоначальными.

3.4 Сравнить новые рабочие параметры насоса с первоначальными.

4. Провести расчет характеристик насоса при последовательном или параллельном включении двух одинаковых насосов.

4.1 Произвести перерасчет характеристик насоса используя формулы (17) или (18) при последовательном или параллельном включении двух одинаковых насосов согласно варианту.

4.2 К ранее построенным характеристикам $H_{icetu}(Q)$, $H_{нас}(Q)$ и $H_{2нас}(Q_2)$ в той же координатной сетке Q-H построить новую напорную характеристику насоса $H_{1-2нас}(Q_{1-2})$.

4.3 По новой построенной зависимости определить точку пересечения характеристик $H_{icetu}(Q)$ и $H_{1-2нас}(Q_{1-2})$. Проекция этой точки на координатные оси определит новые рабочие параметры насоса при последовательном или параллельном включении двух одинаковых насосов $Q_{\phi 3}$, $H_{\phi 3}$.

4.4 Сравнить новые рабочие параметры насоса с первоначальными.

5. Проанализировать полученные результаты и сформулировать выводы.

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ СОПЛА ЛАВАЛЯ

Цель: провести газодинамический расчёт сопла Лавалья, обеспечивающего на расчётном режиме заданный расход газа.

Исходные данные для решения выдаются преподавателем.

Вариант выбирается по последней цифрам зачетной книжки.

1. Теоретическая часть

Сопло Лавалья представляет собой канал, переменного сечения, суженный в середине, имеющий вид песочных часов (рисунок 10). Сопло служит для ускорения газового потока, проходящего через него, до скоростей выше скорости звука, преобразуя потенциальную энергию потока газа в кинетическую.

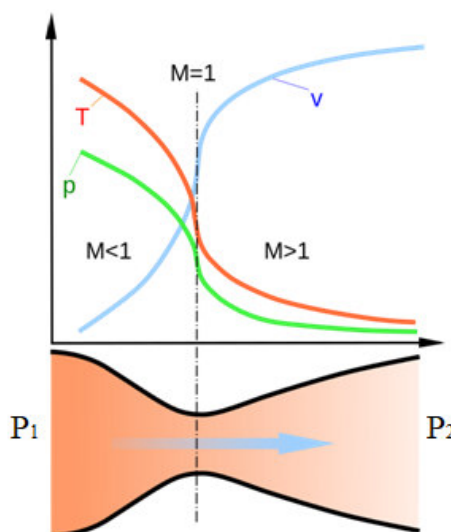


Рис. 10. Сопло Лавалья и график изменения параметров газа

Сопло Лавалья имеет широкое применение, являясь составной частью реактивных двигателей, сопловых аппаратов некоторых турбин, сверхзвуковых аэродинамических труб и т.д.

Работа сопла основана на различных свойствах газового потока на дозвуковых и сверхзвуковых скоростях. Скорость дозвукового потока будет увеличиваться по мере сужения канала, так как массовый расход является постоян-

ным. *Поток газа в сопле Лаваля является изэнтропным.*

На сужающемся, докритическом участке сопла движение газа происходит с дозвуковыми скоростями. На дозвуковых скоростях газовый поток является сжимаемым; звук, будет распространяться через такой поток. Вблизи «горлышка» сопла, где площадь сечения наименьшая, локальная скорость газа становится звуковой (число Маха $M = 1$). Как только площадь сечения сопла начинает увеличиваться, газ продолжает расширяться и газовый поток ускоряется до сверхзвуковых скоростей, где звуковая волна не проходит в обратную сторону через газ ($M > 1$).

Перемещаясь по соплу, газ расширяется, его температура и давление падают, а скорость возрастает (рисунок 10). Внутренняя энергия газа преобразуется в кинетическую энергию направленного движения. КПД этого преобразования в некоторых случаях может превышать 70%, что значительно превосходит КПД реальных тепловых двигателей других типов. Газ, проходя через сопло на большой скорости, не успевает передать его стенкам заметное количество тепловой энергии, что позволяет считать *процесс адиабатическим*.

При давлении p_1 на входе в сопло равном атмосферному давлению p_a движения газа нет. С увеличением p_1 перед соплом скорости вдоль всего сопла дозвуковые, т. е. скорость в расширяющейся части падает, а давление растет. Дальнейшее повышение давления перед соплом приводит к тому, что в критическом сечении (горле) скорость газа становится звуковой, а за горловиной скорость газа становится выше скорости звука и давление его падает. При достаточно высоком значении p_1 давления хватает ровно настолько, чтобы к выходу из сопла давление плавно выровнялось с атмосферным. Вместе с непрерывным падением давления непрерывно растет скорость. Режим, при котором в свехзвуковом сопле происходит непрерывное уменьшение давления от p_1 до p_a называется *расчетным*. Режимы, при которых относительное давление p_a/p_1 слишком велико, чтобы обеспечить сверхзвуковую скорость именно на срезе сопла называют *нерасчетными*, а сопла, работающие в этих режимах – *перерасширенными*.

Необходимо учитывать, что давление газа на выходе из расширяющейся части сопла не должно быть слишком малым. Так как давление не может передаваться против сверхзвукового течения, выходное давление может быть значительно ниже давления окружающей среды, в которую истекает газ, но, если оно слишком мало, тогда поток перестает быть сверхзвуковым, либо поток будет разделяться в расширяющейся части сопла, образуя нестабильный поток, который может «хлопать» в сопле, и вызвать его повреждения. На практике давление окружающей среды должно быть не более, чем 2,7 раза выше давления в сверхзвуковом газе, при этом условии сверхзвуковой поток сможет покинуть сопло.

Сопла Лавала рассчитывают таким образом, чтобы скорость в самом узком сечении его была критической, а в расширяющейся части превосходила звуковую, постепенно возрастая по мере приближения к выходному отверстию сопла. Поэтому *расчетным режимом* работы так же считается тот, при котором в критической части сопла Лавала достигнуты критические параметры газа. Обычно сужающуюся и расширяющуюся части сопла Лавала выполняют коническими. Сопряжение конусов закругляют так, чтобы проходное сечение было равно критическому. Центральный угол сужения не имеет существенного значения и обычно равен $60-90^\circ$. Угол раскрытия расширяющейся части предусматривают $8-12^\circ$.

Для простых приближенных расчетов течений в каналах с достаточно плавно изменяющимся поперечным сечением можно применять формулы, предполагающие, что газ идеальный и совершенный, а течение одномерное стационарное и изоэнтальпическое.

Состояние газа описывается тремя термодинамическими параметрами: p – давление, T – температура и ρ – плотность, которые они связаны уравнением Клапейрона–Менделеева:

$$\frac{p}{\rho} = RT, \quad (1)$$

где R – удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К).

Удельная газовая постоянная связана с универсальной газовой постоянной следующим соотношением:

$$R = \frac{R_0}{\mu}, \quad (2)$$

где μ – молярная масса газа, кг/моль;

R_0 – универсальная газовая постоянная (8,31 Дж/(моль·К)).

При описании движения газа к параметрам состояния добавляется скорость потока V .

Если состояние газа меняется изоэнтропически, то имеет место также соотношение (адиабата Пуассона или изоэнтропа):

$$\frac{p}{\rho^k} = const, \quad (3)$$

где k – показатель адиабаты газа.

Для стационарных течений массовый расход одинаков во всех сечениях канала (уравнение неразрывности):

$$Q_m = \rho \cdot v \cdot S = const, \quad (4)$$

где v – скорость потока газа, м/с;

S – площадь поперечного сечения потока (канала), м².

Уравнение энергии для идеального газа при указанных условиях имеет вид:

$$\frac{v^2}{2} + c_p T = const, \quad (5)$$

где c_p – удельная теплоемкость газа при постоянном давлении;

T – температура газа, К.

Таким образом, пять параметров p , T , ρ , v , S в каждом сечении определенного потока связаны четырьмя соотношениями (1), (3), (4) и (5). Следовательно, по значению одного параметра в каком-то сечении этого потока в принципе можно найти остальные четыре.

Поток можно считать определенным, если известны три константы в правых частях уравнений (2), (4), (5) или соответствующие значения других трех характерных параметров. В качестве таких параметров, задающих поток в целом, удобно использовать:

- параметры торможения (параметры торможения могут соответствовать состоянию газа в емкости, например, газ первоначально покоится при давлении p_0 и температуре T_0).

- массовый расход газа в сопле Q_m ;

- дополнительные переменные, к которым можно отнести местную скорость звука в газе a и скорость звука в покое газе a_0 , определяемые по формулам:

$$a = \sqrt{kRT} , \quad (6)$$

$$a_0 = \sqrt{kRT_0} . \quad (7)$$

Значения параметров газа v , T , ρ и p в критическом сечении сопла когда скорость потока достигает значения скорости звука ($v = a = a^*$) называются критическими, обозначаются с верхним индексом (*). Помимо критических параметров важнейшее значение имеют безразмерные параметры: λ (приведенная скорость) и M (число Маха).

Использование выражений газодинамических функций и уравнения неразрывности позволяет получить формулы для расчета параметров газа и канала во входном и выходном сечениях, а также в дополнительных сечениях.

В критическом сечении число Маха $M_{кр} = 1$ и коэффициент скорости $\lambda = \frac{v}{a^*} = 1$, откуда можно определить скорость газового потока в критическом сечении. Исходя из газодинамических функций параметры газа и канала в критическом сечении будут определяться по формулам:

$$T^* = T_0 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot (\lambda^*)^2 \right), \quad (8)$$

$$p^* = p_0 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot (\lambda^*)^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (9)$$

$$\rho^* = \rho_0 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot (\lambda^*)^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}, \quad (10)$$

$$a^* = a_0 \sqrt{\frac{2}{k+1}}. \quad (11)$$

Уравнение неразрывности, записанное для критического сечения, позволяет найти площадь критического сечения и его диаметр:

$$S^* = \frac{Q_m}{\rho^* \cdot v^*}, \quad (12)$$

$$d^* = \sqrt{\frac{4 \cdot S^*}{\pi}}. \quad (13)$$

Формулы для определения параметров газа и канала во входном сечении:

$$\lambda_{\text{ex}} = \frac{v_{\text{ex}}}{a^*}, \quad (14)$$

$$T_{\text{ex}} = T_0 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{\text{ex}}^2 \right), \quad (15)$$

$$p_{\text{ex}} = p_0 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{\text{ex}}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (16)$$

$$\rho_{\text{ex}} = \rho_0 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{\text{ex}}^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}, \quad (17)$$

$$a_{\text{ex}} = \sqrt{kRT_{\text{ex}}}, \quad (18)$$

$$M_{\text{ex}} = \frac{v_{\text{ex}}}{a_{\text{ex}}}, \quad (19)$$

$$S_{\text{ex}} = \frac{Q_m}{\rho_{\text{ex}} \cdot v_{\text{ex}}}, \quad (20)$$

$$d_{\text{ex}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{ex}}}{\pi}}. \quad (21)$$

Формулы для определения параметров газа и канала в выходном сечении:

$$\lambda_{\text{вблх}} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left(1 - \left(\frac{p_{\text{вблх}}}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}, \quad (22)$$

$$T_{\text{вблх}} = T_0 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{\text{вблх}}^2 \right), \quad (23)$$

$$p_{\text{вблх}} = p_0 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{\text{вблх}}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (24)$$

$$\rho_{\text{вблх}} = \rho_0 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{\text{вблх}}^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}, \quad (25)$$

$$a_{\text{вблх}} = \sqrt{kRT_{\text{вблх}}}, \quad (26)$$

$$M_{\text{вблх}} = \frac{v_{\text{вблх}}}{a_{\text{вблх}}}, \quad (27)$$

$$v_{\text{вблх}} = \lambda_{\text{вблх}} \cdot a^*, \quad (28)$$

$$S_{\text{вблх}} = \frac{Q_m}{\rho_{\text{вблх}} \cdot v_{\text{вблх}}}, \quad (29)$$

$$d_{\text{вблх}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{вблх}}}{\pi}}. \quad (30)$$

Полученные значения диаметров в критическом, входном и выходном сечениях и заданные значения растворов углов сужающейся и расширяющейся частей сопла позволяют определить длины дозвуковой и сверхзвуковой частей сопла, необходимые для построения геометрического профиля сопла.

Длина суживающейся (дозвуковой) части сопла определяется по формуле:

$$\ell_1 = \frac{d_{\text{вх}} - d^*}{2 \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} \right)}, \quad (31)$$

где α – угол сужающейся части сопла.

Длина расширяющейся (сверхзвуковой) части сопла определяется по формуле:

$$\ell_2 = \frac{d_{\text{вых}} - d^*}{2 \operatorname{tg}\left(\frac{\beta}{2}\right)}, \quad (32)$$

где β – угол расширяющейся части сопла.

Общая длина сопла:

$$\ell = \ell_1 + \ell_2. \quad (33)$$

2. Указания по выполнению задачи

В данной задаче необходимо провести газодинамический расчёт сопла Лавalia (рисунок 11), обеспечивающего на расчётном режиме заданный расход газа. Для этого нужно провести расчёт параметров газа во входном, в критическом, в выходном и в дополнительных сечениях (1,2,3,4), определить профиль сопла и обобщить полученные результаты.

В качестве исходных данных заданы входные параметры газа (массовый расход, полное давление, температура торможения, входная скорость), углы раствора дозвуковой и сверхзвуковой частей сопла Лавalia, давление на срезе сопла и тип газа.

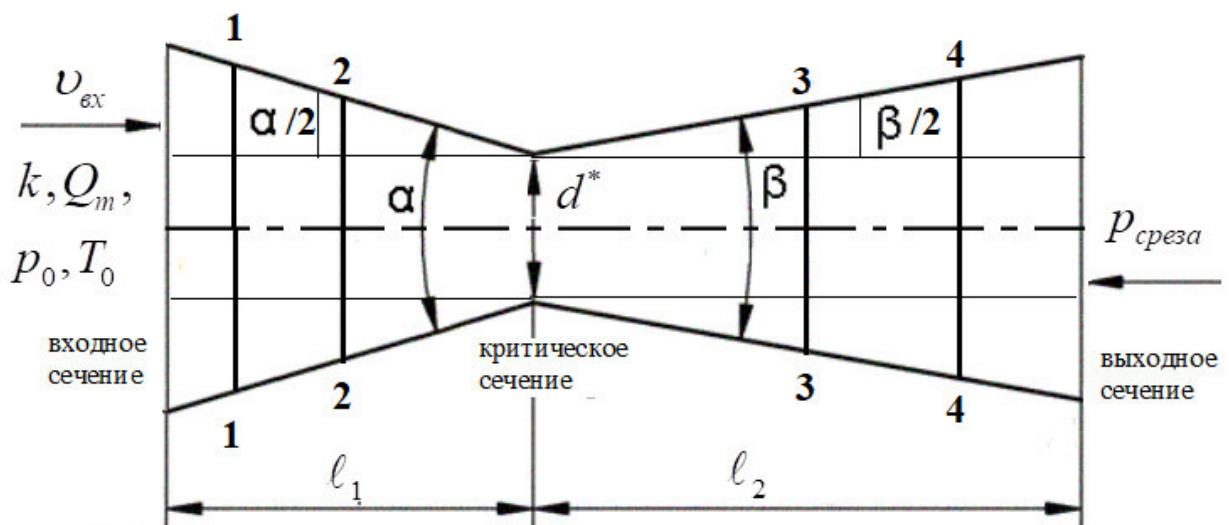


Рис. 11. Сопло Лавalia

Для решения задачи необходимо выполнение следующих действий.

1. Провести расчёт параметров газа в критическом сечении.

1.1 Рассчитать по формуле (2) универсальную газовую постоянную R для газа (согласно варианта). Значения основных физических параметров различных газов (молярная масса, показатель адиабаты) представлены в таблице физических характеристик газов (см. Приложение 5).

1.2 Из уравнения Менделеева - Клайперона (1) найти плотность газа при полной остановке ρ_0 .

1.3 Определить скорость звука в покое газе a_0 по формуле (7) и скорость звука в критическом сечении a^* по формуле (11).

1.4 Задаваясь условием, что в критическом сечении число Маха $M^* = 1$ и коэффициент скорости $\lambda^* = 1$, находим скорость газового потока в критическом сечении u^* .

1.5 Используя формулы (8) – (13) найти в критическом сечении температуру газа, давление газа, плотность газа, площадь критического сечения, диаметр критического сечения.

2. Провести расчёт параметров газа во входном сечении.

2.1 По формуле (14) найти коэффициент скорости во входном сечении $\lambda_{вх}$.

2.2. Используя формулы (15) – (21) найти во входном сечении температуру газа, давление газа, плотность газа, скорость звука, число Маха, площадь входного сечения, диаметр входного сечения.

3. Провести расчёт параметров газа в выходном сечении.

3.1 Задаваясь условием, что давление газа в выходном сечении $p_{вых}$ равно давлению на срезе сопла $p_{вых} = p_{среза}$, провести расчёт коэффициента скорости в выходном сечении $\lambda_{вых}$ по формуле (22).

3.2 Используя формулы (23) – (30) найти в выходном сечении температуру газа, давление газа, плотность газа, скорость звука, число Маха, площадь выходного сечения, диаметр выходного сечения.

4. Определить геометрический профиль сопла.

4.1. Используя формулы (31) – (33) рассчитать длины дозвуковой и сверхзвуковой частей сопла и его общую длину.

4.2 На миллиметровой бумаге изобразить геометрический профиль сопла (см. рисунок 11).

5. Провести расчёт дополнительных сечений (1, 2, 3, 4). Дополнительные сечения 1 и 2 выбрать между входным и критическим сечением, а дополнительные сечения 3 и 4 выбрать между критическим и выходным сечением (см. рисунок 11).

5.1 Задаваясь следующим условием для скорости газа в сечениях 1 и 2 $v_{ex} < v_1 < v_2 < v^*$ провести расчет основных параметров газа и канала в дополнительных сечениях аналогично расчетам, представленным в пунктах 1, 2 или 3.

5.2 Определить расстояния между сечениями 1 и 2 и критическим сечением.

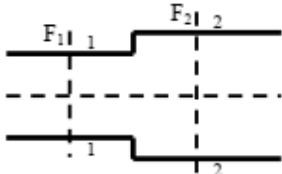
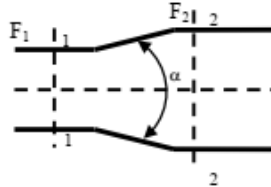
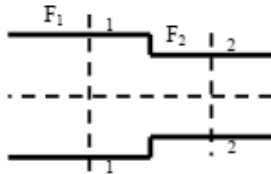
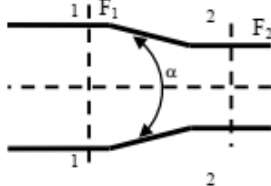
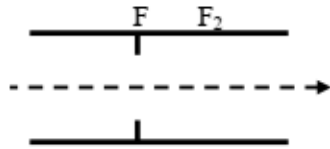
5.3 Задаваясь следующим условием для скорости газа в сечениях 3 и 4 $v^* < v_3 < v_4 < v_{вых}$ провести расчет основных параметров газа и канала в дополнительных сечениях аналогично расчетам, представленным в пунктах 1, 2 или 3.

5.4 Определить расстояния между сечениями 3 и 4 и критическим сечением.

6. Выполнить построение графиков, иллюстрирующих изменение основных параметров потока: v , a , p , T , ρ , M вдоль длины сопла Лавая. Построение графика выполнить на миллиметровой бумаге.

7. Проанализировать полученные результаты и сформулировать выводы.

Таблица коэффициентов местного сопротивления (КМС)

Наименование местного сопротивления	коэффициент местного сопротивления																
Внезапное расширение потока 	$\xi_1 = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2$																
Плавное расширение (диффузор) 	$\xi = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \ell \frac{1}{n^2}\right) + k \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2$ <table><tr><td>α^0</td><td>8</td><td>10</td><td>12</td><td>15</td><td>20</td><td>25</td><td>60</td></tr><tr><td>k</td><td>0.14</td><td>0.16</td><td>0.22</td><td>0.30</td><td>0.42</td><td>0.62</td><td>0.90</td></tr></table>	α^0	8	10	12	15	20	25	60	k	0.14	0.16	0.22	0.30	0.42	0.62	0.90
α^0	8	10	12	15	20	25	60										
k	0.14	0.16	0.22	0.30	0.42	0.62	0.90										
Внезапное сужение 	$\xi_2 = 0,5 \left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right)$																
Плавное сужение (конфузор) 	$\xi = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \ell \frac{1}{n^2}\right) + k \left(0.5 \left(1 - \frac{1}{n}\right)\right)^2$ <table><tr><td>α^0</td><td>0</td><td>12</td><td>20</td><td>40</td><td>60</td></tr><tr><td>k</td><td>0,80</td><td>0,40</td><td>0,24</td><td>0,18</td><td>0,20</td></tr></table>	α^0	0	12	20	40	60	k	0,80	0,40	0,24	0,18	0,20				
α^0	0	12	20	40	60												
k	0,80	0,40	0,24	0,18	0,20												
Диафрагма в трубе постоянного сечения 	$\xi = \left(1 - \frac{0,707}{\sqrt{1 - \frac{F}{F_1}}}\right)^2 \left(\frac{F_1}{F} - 1\right)^2$																
Колено без закруглений 	$\xi_2 = 0,95 \sin^2 \frac{\theta}{2} + 2 < 0,5 \sin^4 \frac{\theta}{2}$ $(Re > 2 \cdot 10^5)$																

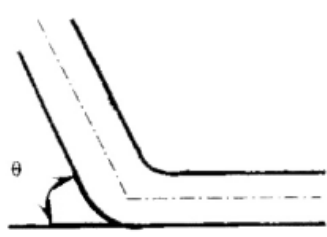
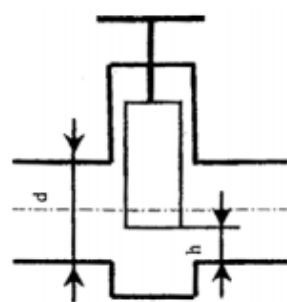
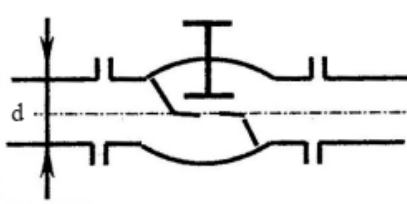
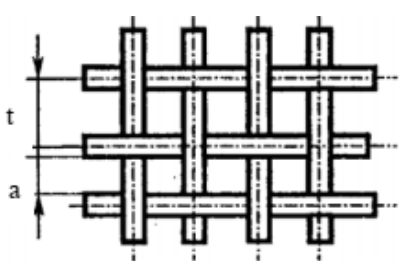
Наименование местного сопротивления	коэффициент местного сопротивления																																																								
Закругленное колено, отвод 	$\xi_2 = a \left(0,05 + 1,19 \frac{d}{R} \right)$ а) $\theta < 90^\circ$ $a = \sin \theta$ б) $\theta > 90^\circ$ $a = 0,7 + 0,35 \frac{\theta}{90^\circ}$																																																								
Задвижка 	Значения $\xi(d, n)$ <table><tr><th></th><th colspan="6">n</th></tr><tr><th>d</th><th>1</th><th>3/4</th><th>1/2</th><th>3/8</th><th>1/4</th><th>1/8</th></tr><tr><td>25</td><td>0.23</td><td>0.90</td><td>4.1</td><td>9.0</td><td>32</td><td>230</td></tr><tr><td>50</td><td>0.15</td><td>0.68</td><td>3.0</td><td>6.5</td><td>20</td><td>140</td></tr><tr><td>100</td><td>0.14</td><td>0.55</td><td>2.6</td><td>5.5</td><td>16</td><td>92</td></tr><tr><td>150</td><td>0.12</td><td>0.49</td><td>2.4</td><td>5.3</td><td>14</td><td>73</td></tr><tr><td>200</td><td>0.10</td><td>0.46</td><td>2.3</td><td>5.2</td><td>13</td><td>66</td></tr><tr><td>300</td><td>0.07</td><td>0.42</td><td>2.2</td><td>5.1</td><td>12</td><td>56</td></tr></table>		n						d	1	3/4	1/2	3/8	1/4	1/8	25	0.23	0.90	4.1	9.0	32	230	50	0.15	0.68	3.0	6.5	20	140	100	0.14	0.55	2.6	5.5	16	92	150	0.12	0.49	2.4	5.3	14	73	200	0.10	0.46	2.3	5.2	13	66	300	0.07	0.42	2.2	5.1	12	56
	n																																																								
d	1	3/4	1/2	3/8	1/4	1/8																																																			
25	0.23	0.90	4.1	9.0	32	230																																																			
50	0.15	0.68	3.0	6.5	20	140																																																			
100	0.14	0.55	2.6	5.5	16	92																																																			
150	0.12	0.49	2.4	5.3	14	73																																																			
200	0.10	0.46	2.3	5.2	13	66																																																			
300	0.07	0.42	2.2	5.1	12	56																																																			
Вентиль обыкновенный 	При полном открытии <table><tr><th>d</th><td>13</td><td>19</td><td>25</td><td>32</td><td>38</td><td>50</td><td>75</td><td>100</td><td>200</td></tr><tr><th>ξ</th><td>10,8</td><td>6,9</td><td>6,1</td><td>6,0</td><td>5,8</td><td>4,6</td><td>3,6</td><td>4,1</td><td>4,7</td></tr></table>	d	13	19	25	32	38	50	75	100	200	ξ	10,8	6,9	6,1	6,0	5,8	4,6	3,6	4,1	4,7																																				
d	13	19	25	32	38	50	75	100	200																																																
ξ	10,8	6,9	6,1	6,0	5,8	4,6	3,6	4,1	4,7																																																
Вентиль прямооточный 	При полном открытии <table><tr><th>d</th><td>25</td><td>50</td><td>75</td><td>100</td><td>150</td><td>175</td><td>200</td><td>250</td></tr><tr><th>ξ</th><td>1,03</td><td>0,75</td><td>0,60</td><td>0,51</td><td>0,40</td><td>0,37</td><td>0,34</td><td>0,31</td></tr></table>	d	25	50	75	100	150	175	200	250	ξ	1,03	0,75	0,60	0,51	0,40	0,37	0,34	0,31																																						
d	25	50	75	100	150	175	200	250																																																	
ξ	1,03	0,75	0,60	0,51	0,40	0,37	0,34	0,31																																																	
Сетчатые фильтры: а) на входных отверстиях труб; б) сетка с квадратными ячейками 	а) $\xi_2 = (0,675 \div 1,575) \frac{F_1}{F}$ F_1 - суммарная площадь отверстий сетки; б) $\xi_2 = \frac{92 - 78m}{Re} + 0,7(1,05 - m)$, $Re = \frac{v_1 a}{\nu}$ $v_1 = \frac{v}{m}$																																																								

Таблица значений эквивалентной шероховатости стенок трубопровода Δ_z для различных труб

Вид трубы	Состояние трубы	Значение Δ_z , мм	
		интервал	среднее
Тянутая из стекла и цветных металлов	Новая, технически гладкая	0,001-0,01	0,005
Бесшовная сталь	Новая и чистая, тщательно уложенная	0,02-0,05	0,030
	После нескольких лет эксплуатации	0,15-0,3	0,2
Стальная сварная	Новая и чистая	0,03-0,10	0,05
	С незначительной коррозией после очистки	0,10-0,20	0,15
	Умеренно заржавленная	0,3-0,7	0,5
	Старая заржавленная	0,80-1,5	1,0
	Сильно заржавленная или с большими отложениями	2,0-4,0	3,0
Клепаная стальная	Клепаная вдоль и поперек по одному ряду заклепок; хорошее состояние поверхности	0,3-0,4	-
	С двойной продольной клепкой и простой поперечной клепкой; некординированная	0,6-0,7	0,65
	С четырьмя-шестью продольными рядами клепки; длительное время находившаяся в эксплуатации	2,0	-
Оцинкованная стальная	Новая и чистая	0,10-0,20	0,15
	После нескольких лет эксплуатации	0,40-0,70	0,50
Чугунная	Асфальтированная	0,12-0,30	0,18
	Новая	0,20-0,50	0,30
	Бывшая в употреблении	0,5-1,5	1,0
	Очень старая	до 3,0	-
Деревянная	Из деревянных клепок, тщательно оструганных	0,10-0,30	0,15
	Из обычных деревянных клепок	0,30-1,0	0,50
	Из необструганных досок	1,0-2,5	2,0
Асбоцементная	Новая	0,05-0,10	0,085
	Бывшая в эксплуатации	0,60	-
Бетонная	При хорошей поверхности с затиркой	0,3-0,80	0,50
	При среднем качестве работ	2,5	-
	С грубой (шероховатой) поверхностью	3,0-9,0	-
Рукава и шланги резиновые		0,03	

Таблица насосов

№ п/п	Марка насоса	Подача, Q		Полный напор, Н, м	Допустимая ваку- умметрическая вы- сота всасывания
		в м ³ /час	в л/сек		
1	1 ½ К-6 и Е1 ½ КМ-6	6	1,6	20,3	6,6
		11	3,0	17,4	6,7
		14	3,9	14	6,0
2	1 ½ К-6а	5	1,4	16	6,5
		9,5	2,6	14,2	6,9
		13,5	2,8	11,2	6,1
3	1 ½ К-6б	4,5	1,3	12,8	6,4
		9	2,5	11,4	7,0
		13	3,6	8,8	6,3
4	2К-6а и 2КМ-6а	10	2,8	28,5	8,7
		20	5,5	25,2	7,2
		30	8,3	20	5,7
5	2К-6б и 2КМ-6б	10	2,8	22,0	8,7
		20	5,5	18,8	7,2
		25	6,9	16,4	6,6
6	2К-9 и У2КМ-9	11	3	21	8
		20	5,5	18,5	6,8
		22	6,1	17,5	6,4
7	2К-9а	10	2,8	16,8	8,1
		17	4,7	15	7,3
		21	5,8	13,2	6,6
8	2К-9б	10	2,8	13	8,1
		15	4,2	12	7,6
		20	5,5	10,3	6,8
9	3К-6 и 3КМ-6	30	8,3	62	7,7
		45	12,5	57,	6,7
		60	16,7	50	5,6
		70	19,5	44,5	4,7
10	3К-6а и 3КМ-6а	30	8,3	45	7,5
		40	11,1	41,5	7,1
		50	13,9	37,5	6,4
		65	18	30,0	5,3
11	3К-9	30	8,3	34,8	7
		45	12,5	31	6
		54	15	27	2,9
12	3К-9а	25	7	24,2	7
		35	9,7	22,5	6,9
		45	12,5	19,5	6,0
13	4К-6 и 4КМ-6	65	18	98	7,1
		90	25	91	6,2
		115	32	81	5,1
		135	37,5	72,5	4

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ 3

№ п/п	Марка насоса	Подача, Q		Полный напор, Н, м	Допустимая ваку- умметрическая вы- сота всасывания
		в м3/час	в л/сек		
14	4К-6а и 4КМ-6а	65	18,0	82,0	7,1
		85	23,6	76,0	6,4
		105	29,2	69,5	5,5
		125	34,7	61,6	4,6
15	4К-8 и 4КМ-8	70	19,4	59	5,3
		90	25	54,9	5
		109	30,4	47,8	4
		120	33,4	43	3,8
16	4К-8а и 4КМ-8а	70	19,4	48	5,3
		90	25	43	5
		109	30,4	36,8	4
17	4К-12 и 4КМ-12	65	18	37,7	6,7
		90	25	34,6	5,8
		120	33,3	28	3,3
18	4К-12а и 4КМ-12а	60	16,7	31,6	6,9
		85	23,6	28,6	6
		110	23,3	23,3	4,5
19	4К-18	60	16,7	25,7	5,4
		80	22,2	22,8	5,3
		100	27,8	18,9	4,2
20	4К-18а	50	13,9	20,7	5,4
		70	19,5	18,2	5,3
		90	25,0	14,3	5,2
21	6К-8 и 6КМ-8	110	30,6	36,5	6,6
		140	38,8	35,9	6,3
		170	47,2	32,5	5,9
		190	52,8	31	5,4
22	6К-8а и 6ЛБ-8а	110	30,6	30,5	6,6
		140	38,8	28,6	6,3
		170	47,2	25,8	5,9
		180	50	25	5,8
23	6Л-8б и 6КМ-8б	110	30,6	24,4	6,6
		140	38,8	22	6,3
		180	50	18	5,9
24	6К-12 и 6КМ-12	110	30,6	22,7	8,5
		160	44,5	20,1	7,9
		200	55,6	17,1	7
25	6К-12а и 6КМ-12а	95	26,4	17,8	8,6
		150	41,7	15	8
		180	50	12,6	7,6
26	8К-12 и 8КМ-12	220	61,1	32	6,5
		280	77,8	29,4	5,6
		340	94,5	25,4	4,7

Продолжение ПРИЛОЖЕНИЯ 3

№ п/п	Марка насоса	Подача, Q		Полный напор, Н, м	Допустимая ваку- умметрическая вы- сота всасывания
		в м ³ /час	в л/сек		
27	8К-12а и 8КМ-12а	200	55,6	26	6,7
		250	69,5	24	6,1
		290	80,5	21,8	5,5
28	8К-18 и 8КМ-18	220	61	20,7	6,2
		285	79,1	18,9	5,5
		360	100	15	5
29	8К-18а и 8КМ-18а	200	55,5	17,5	6,5
		260	72,2	15,7	5,7
		320	89	12,7	5,2

Расходные характеристики для труб различных диаметров

Диаметр условного прохода, мм	Значения расходной характеристики $K \text{ м}^3/\text{с}$, для труб				
	новых стальных при $v = 1$, м/с	неновых стальных при $v \geq 1,2$, м/с	железобетонных, неновых чугу- ных при $v \geq 1,2$, м/с	асбестоцементных при $v = 1$, м/с	пластмассовых при $v = 1$, м/с
50	0,0206	0,01645	0,0093	0,0121	0,01285
60	0,0259	0,0209	-	-	0,0203
75	0,0404	0,0328	-	-	-
80	0,0570	0,0469	0,0324	0,0346	0,0328
100	0,0912	0,0760	0,0565	0,0730	0,0555
125	0,136	0,1144	0,1015	0,1145	0,104
150	0,212	0,1805	0,164	0,178	0,148
175	0,257	0,219	-	-	-
200	0,440	0,380	0,351	0,380	0,443
250	0,779	0,646	0,625	0,669	0,873
300	1,23	1,085	1,05	1,045	1,19
350	1,84	1,635	1,51	1,52	-
400	2,60	2,32	2,14	2,15	-
450	3,53	3,16	2,90	-	-
500	4,61	4,16	3,84	3,74	-
600	7,33	6,65	6,20	6,87	-
700	10,5	9,53	9,32	10,25	-
800	14,8	13,5	13,3	14,5	-
900	20,0	18,4	18,1	19,6	-
1000	26,2	24,2	23,9	25,8	-
1200	42,0	39,2	38,8	-	-
1400	62,6	58,5	57,5	-	-
1500	74,8	70,3	-	-	-
1600	88,6	83,8	81,4	-	-

Физические характеристики воды

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Плотность, $\rho, \text{кг/м}^3$	Кинематическая вяз- кость $\nu \cdot 10^{-6}, \text{м}^2/\text{с}$	Давление насыщен- ных паров $P_{\text{нп}}, \text{кПа}$
0	999,8	1,790	0,611
10	999,6	1,300	1,227
20	998,2	1,000	2,227
30	995,6	0,805	4,241
40	992,2	0,690	7,375
50	988,0	0,556	12,34
60	983,2	0,479	19,92
70	977,7	0,415	31,16
80	971,8	0,366	47,36
90	965,3	0,326	70,11
100	958,3	0,295	101,3

Физические характеристики газов

Газ	Химическая формула	Молекулярный вес	Показатель адиабаты
Азот	N_2	28,02	1,401
Аммиак	NH_3	17,03	1,317
Аргон	Ar	39,94	1,665
Водород	H_2	2,016	1,407
Воздух		28,97	1,4
Гелий	He	4,003	1,665
Двуокись углерода	CO_2	44,01	1,301
Кислород	O_2	32,00	1,396
Криптон	Kr	83,70	1,67
Ксенон	Xe	131,3	1,666
Озон	O_3	48,00	1,29
Окись углерода	CO	28,01	1,401

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Новикова, А.М. Механика жидкости и газа [Электронный ресурс]: учеб. пособие/ А.М. Новикова, А.В. Кудрявцев, И.И. Иваненко. – Электрон. текстовые данные. – Санкт- Петербург: Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, ЭБС АСВ, 2014. – 140 с. – Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/58534.html>. – ЭБС «IPRbooks»
2. Сергель, О.С. Прикладная гидрогазодинамика: учеб. для авиац. вузов/ О.С. Сергель. – М.: Машиностроение, 1981. – 374 с.
3. Лапшев, Н. Н. Гидравлика [Текст]: учеб.: рек. УМО/ Н. Н. Лапшев. – 3-е изд., стер. –М.: Академия, 2010. – 270 с.
4. Гриценко, М.В. Гидрогазодинамика. Часть I. Гидравлика: учеб. пособие/ АмГУ, ЭФ: М.В. Гриценко [и др.]. – Благовещенск: Изд-во Амурского государственного университета, 2008. – 75 с.
5. Черепенин, Н.Д. Расчет сопла Лаваля [Электронный ресурс]: методические указания к выполнению расчетного задания/ сост.: Н.Д. Черепенин, Н.Д. Якимов. – Казань: Изд-во Казанского государственного энергетического университета, 2015. – 24 с. – Режим доступа: https://lib.kgeu.ru/irbis64r_15/scan/17%D1%8D%D0%BB.pdf
6. Дроздов, И.Г. Методические указания по выполнению курсовой работы по дисциплинам «Гидравлика» и «Прикладная гидрогазодинамика» [Электронный ресурс]: методические указания к выполнению расчетного задания/ сост. И.Г. Дроздов, Д.П. Шматов, И.В. Винокуров. – Воронеж: Изд-во Воронежского государственного технического университета, 2015. – 66 с. – Режим доступа: https://cchgeu.ru/upload/iblock/70f/metod_pggd_pard_24.06.2015.pdf
7. Часс, С.И. Гидромеханика в примерах и задачах: учебное пособие/ С.И. Часс. – Екатеринбург: изд-во УГТУ, 2006. – 216 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
Гидравлический расчёт короткого трубопровода	4
Гидравлический расчёт разветвлённого трубопровода	11
Определение рабочего режима лопастного насоса	20
Газодинамический расчёт сопла Лавалья	41
Приложение 1	51
Приложение 2	53
Приложение 3	54
Приложение 4	57
Приложение 5	58
Библиографический список	59

Верхотурова Ирина Владимировна,
доцент кафедры Физики АмГУ, канд. физ. – мат. наук;