

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ**

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ**

**«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»**

ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ

Г.Ю. Бутко, А.О. Никифоров

Механика жидкости и газа

Сборник кейсов

Учебное пособие

Санкт-Петербург

2019

УДК 532.525(075)

ББК 22.253я7

Б932

Бутко Г.Ю., Никифоров А.О.

Механика жидкости и газа. Сборник кейсов: учебное пособие ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2019. – 77 с. – ISBN 978-5-91646-197-8

В рамках учебного пособия рассмотрены конкретные ситуации – кейсы по темам: движение жидкости в трубопроводе, особенности движения волокнистой суспензии, выбор перемешивающего устройства для реактора котла,. Также представлены примеры решения типовых задач и задачи для самостоятельной работы студентов. Показаны классические схемы аппаратов и подробно описаны механизмы их действия.

Предназначено для бакалавров, обучающихся по направлениям 15.03.02. Технологические машины и оборудование; 18.03.01. Химическая технология; 18.03.02. Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии.

Рецензенты:

Александров А.В., д-р техн. наук, профессор, зав. кафедрой машин автоматизированных систем ВШТЭ СПбГУПТД.

Сулов В.А., д-р техн. наук, профессор, зав. промышленной теплоэнергетики ВШТЭ СПбГУПТД.

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД в качестве учебного пособия.

ISBN 978-5-91646-197-8

© Высшая школа технологии
и энергетики СПбГУПТД, 2019

© Бутко Г.Ю., Никифоров А.О., 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
Кейс 1. Движение жидкости в трубопроводе.....	5
1.1 Техничко-экономическая оптимизация диаметра трубопровода.....	5
1.2. Проектирование трубопроводов.....	8
1.3. Надежность трубопроводов.....	8
1.4. Дополнительное покрытие трубопровода.....	9
1.5. Основные положения для расчета потока в трубопроводе.....	9
1.6. Расчет трубопровода. Расчет диаметра трубопровода.....	10
1.7. Давление.....	13
1.8. Транспортируемые рабочие среды.....	15
1.9. Качество транспортируемой среды.....	15
1.10. Типы магистральных труб.....	16
1.11. Температурное удлинение трубопровода.....	17
1.12. Расчет размеров трубопровода при изменении температуры....	18
1.13. Определение оптимального размера диаметра трубопроводов..	19
1.14. Расчет (формула) капитальных затрат для трубопровода.....	21
1.15. Оптимальная скорость потока для различных трубопроводных систем.....	21
1.16. Поток жидкости самотеком.....	22
1.17. Поток горячей жидкости.....	23
1.18. Обводной трубопровод для оборудования/приборов.....	24
1.19. Линия отбора проб.....	25
1.20. Циркуляция охлаждающей жидкости.....	25
1.21. Переполнение резервуара.....	26
1.22. Поток шлама.....	26
1.23. Ремонт трубопроводов.....	28
Примеры задач с решениями по расчету и подбору трубопроводов.....	29
Задача 1. Определение минимального диаметра трубопровода.....	29
Задача 2. Выбор оптимального экономического решения по исходным данным.....	31
Задача 3. Подбор и расчет оптимального диаметра трубопровода....	32
Задача 4. Определение режима течения воды в трубе.....	33
Задача 5. Определение величины критерия Рейнольдса.....	34
Задача 6. Расчет и определение величины потери напора в трубопроводе.....	36
Задача 7. Определение изменения гидравлического сопротивления всего трубопровода.....	39
Варианты индивидуальных заданий	42
Кейс 2. Особенности движения волокнистой суспензии.....	43
Кейс 3. Оптимальный выбор насоса.....	51
Кейс 4 Выбор перемешивающего устройства для реактора котла.....	54
Приложение к кейсу 4.....	65
Кейс 5. Выбор перемешивающего устройства для реактора котла.....	72
Номера вариантов задач.....	76
Библиографический список.....	77

ВВЕДЕНИЕ

С точки зрения компетентного подхода к высшему образованию одной из целей применения инновационных педагогических технологий в процессе обучения студентов является развитие личности обучающегося, его способности к развитию, самоопределению и самообразованию.

Инновационными подходами в учебном процессе педагоги считают практику моделирования, проектирования, использования активных и интерактивных форм работы со студентами, различные варианты семинаров, тренинги и внесение их элементов в практические занятия.

Эффективным методом обучения студентов можно назвать метод кейс-стадий или метод учебных конкретных ситуаций.

Кейс-метод (*casestudy*) (от англ. *case*— случай) — техника обучения, при которой используется описание реальных ситуаций. Обучающиеся должны проанализировать ситуацию, разобраться в сути проблем, предложить возможные решения и выбрать лучшее из них.

Центральным понятием метода учебных конкретных вариантов является понятие «ситуация», т. е. набор переменных, когда выбор какого-либо из них решающим образом влияет на конечный результат. Принципиально отрицается наличие единственно правильного решения. При этом методе обучения студент самостоятельно должен принимать решение и обосновывать его.

1. Состав группы должен быть однородным, т. е. у обучающихся должен быть примерно одинаковый уровень знаний.

2. Группа разбивается на отдельные подгруппы. Формирование подгрупп студенты осуществляют самостоятельно, на добровольной основе. В состав подгруппы должно входить от 4-х до 6 человек. Предпочтение отдается четному числу участников.

3. Каждая подгруппа должна выбрать своего ответственного, который координирует ее работу.

4. Работать над кейсом в условиях строгой дисциплины нежелательно, так как во многом это процесс творческий. Преподаватель должен лишь спланировать работу студентов. В каждой подгруппе нужно создавать условия самодисциплины и самоорганизации. Одна из задач преподавателя заключается в обучении студентов культуре общения и ведения дискуссии.

5. Размещение студентов в подгруппе должно быть таким, чтобы у каждого обучающегося был бы потенциальный собеседник или оппонент.

6. Преподаватель должен подходить к подгруппам, слушать ход обсуждения, иногда воодушевлять обучающихся, но ни в коем случае не делать никаких комментариев относительно правильности решения.

7. В решениях, представленных студентами, необходимо отметить сильные и слабые стороны. Причем по кейсу может быть принято несколько решений, если они обоснованы.

8. При использовании кейс-метода лучше не выставлять оценки по балльной системе — достаточно отметить степень участия студентов в работе. Для выявления уровня подготовленности каждого обучающегося дополнительно к кейсу используется метод тестирования по завершении изучения темы.

Кейс 1. ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ

1.1. Техничко-экономическая оптимизация диаметра трубопровода

Трубопроводы для транспортировки различных жидкостей являются неотъемлемой частью агрегатов и установок, в которых осуществляются рабочие процессы, относящиеся к различным областям применения. При выборе труб и конфигурации трубопровода большое значение имеет стоимость как самих труб, так и трубопроводной арматуры. Конечная стоимость перекачки среды по трубопроводу во многом определяется

размерами труб (диаметр и длина). Расчет этих величин осуществляется с помощью специально разработанных формул, специфичных для определенных видов эксплуатации.

Труба – это полый цилиндр из металла, дерева или другого материала, применяемый для транспортировки жидких, газообразных и сыпучих сред. В качестве перемещаемой среды может выступать вода, природный газ, пар, нефтепродукты и т.д. Трубы используются повсеместно, начиная с различных отраслей промышленности и заканчивая бытовым применением.

Для изготовления труб могут использоваться самые разные материалы: чугун, медь, цемент, АБС-пластик, поливинилхлорид, хлорированный поливинилхлорид, полибутелен, полиэтилен и пр.

Основными размерными показателями трубы являются ее диаметр (наружный, внутренний и т.д.) и толщина стенки, которые измеряются в миллиметрах или дюймах. Также используется такая величина, как условный диаметр или условный проход – номинальная величина внутреннего диаметра трубы, также измеряемая в миллиметрах (обозначается D_u) или дюймах (обозначается DN). Величины условных диаметров стандартизированы и являются основным критерием при подборе труб и соединительной арматуры.

Трубе с круглым поперечным сечением отдают предпочтение перед другими геометрическими сечениями по ряду причин:

- круг обладает минимальным соотношением периметра к площади, а применимо к трубе это означает, что при равной пропускной способности расход материала у труб круглой формы будет минимальным в сравнении с трубами другой формы. Отсюда следуют и минимально возможные затраты на изоляцию и защитное покрытие;
- круглое поперечное сечение наиболее выгодно для перемещения жидкой или газовой среды с гидродинамической точки зрения. Также за счет минимально возможной внутренней площади трубы на единицу ее длины

достигается минимизация трения между перемещаемой средой и трубой;

- круглая форма наиболее устойчива к воздействию внутренних и внешних давлений;

- процесс изготовления труб круглой формы достаточно прост и легко осуществим.

Трубы могут сильно отличаться по диаметру и конфигурации в зависимости от назначения и области применения. Так, магистральные трубопроводы для перемещения воды или нефтепродуктов способны достигать почти полуметра в диаметре при достаточно простой конфигурации, а нагревательные змеевики, также представляющие собой трубу, при малом диаметре имеют сложную форму с множеством поворотов.

Невозможно представить какую-либо отрасль промышленности без сети трубопроводов. Расчет любой такой сети включает подбор материала труб, составление спецификации, где перечислены данные о толщине, размере труб, маршруте и т.д. Сырье, промежуточный продукт и/или готовый продукт проходят производственные стадии, перемещаясь между различными аппаратами и установками, которые соединяются при помощи трубопроводов и фитингов. Правильный расчет, подбор и монтаж системы трубопроводов необходим для надежного осуществления всего процесса, обеспечения безопасной перекачки сред, а также для герметизации системы и недопущения утечек перекачиваемого вещества в атмосферу.

Не существует единой формулы и правил, которые могли бы быть использованы для подбора трубопровода для любого возможного применения и рабочей среды. В каждой отдельной области применения трубопроводов присутствует ряд факторов, требующих учета и способных оказать значительное влияние на предъявляемые к трубопроводу требования. Так, например, при работе со шламом трубопровод большого размера не только увеличит стоимость установки, но также создаст рабочие трудности.

Обычно трубы подбирают после оптимизации расходов на материал и

эксплуатационных расходов. Чем больше диаметр трубопровода, т.е. выше изначальное инвестирование, тем ниже будет перепад давления и соответственно меньше эксплуатационные расходы. И наоборот, малые размеры трубопровода позволят уменьшить первичные затраты на сами трубы и трубную арматуру, но возрастание скорости повлечет за собой увеличение потерь, что приведет к необходимости затрачивать дополнительную энергию на перекачку жидкости. Нормы по скорости, фиксированные для различных областей применения, базируются на оптимальных расчетных условиях. Размер трубопроводов рассчитывают, используя эти нормы с учетом областей применения.

1.2. Проектирование трубопроводов

При проектировании трубопроводов за основу берутся следующие основные конструктивные параметры:

- требуемая производительность;
- место входа и выхода трубопровода;
- состав среды, включая вязкость и удельный вес;
- топографические условия маршрута трубопровода;
- максимально допустимое рабочее давление;
- гидравлический расчет;
- диаметр трубопровода, толщина стенок, предел текучести материала стенок при растяжении;
- количество насосов, расстояние между ними и потребляемая мощность.

1.3. Надежность трубопроводов

Надежность в конструировании трубопроводов обеспечивается соблюдением надлежащих норм проектирования. Также обучение персонала является ключевым фактором обеспечения длительного срока службы трубопровода и его герметичности и надежности. Постоянный или периодический контроль работы трубопровода может быть осуществлен

системами контроля, учёта, управления, регулирования и автоматизации, персональными приборами контроля на производстве, предохранительными устройствами.

1.4. Дополнительное покрытие трубопровода

Коррозионностойкое покрытие наносят на наружную часть большинства труб для предотвращения разрушающего действия коррозии со стороны внешней среды. В случае перекачивания коррозионных сред защитное покрытие может быть нанесено и на внутреннюю поверхность труб. Перед вводом в эксплуатацию все новые трубы, предназначенные для транспортировки опасных жидкостей, проходят проверку на дефекты и протечки.

1.5. Основные положения для расчета потока в трубопроводе

Характер течения среды в трубопроводе и при обтекании препятствий способен сильно отличаться от жидкости к жидкости. Одним из важных показателей является вязкость среды, характеризующаяся таким параметром, как коэффициент вязкости. Ирландский инженер-физик Осборн Рейнольдс провел серию опытов в 1880г., по результатам которых ему удалось вывести безразмерную величину, объясняющую характер потока вязкой жидкости, названную критерием Рейнольдса и обозначаемую Re :

$$Re = (w \cdot L \cdot \rho) / \mu,$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м^3 ;

w — средняя скорость потока, м/с ;

L — характерная длина элемента потока, м , или масштаб течения;

μ — динамический коэффициент вязкости, $\text{Па}\cdot\text{с}$.

Иначе говоря критерий Рейнольдса показывает меру отношение сил инерции к силам вязкого трения в потоке жидкости. Изменение значения этого критерия отображает изменение соотношения этих типов сил, что, в

свою очередь, влияет на режим потока жидкости. В связи с этим принято выделять три варианта режима потока в зависимости от значения критерия Рейнольдса. При $Re < 2300$ наблюдается так называемый ламинарный поток, при котором жидкость движется тонкими слоями, почти не смешивающимися друг с другом, при этом наблюдается постепенное увеличение скорости потока по направлению от стенок трубы к ее центру. Дальнейшее увеличение числа Рейнольдса приводит к дестабилизации такой структуры потока, и значениям $2300 < Re < 4000$ соответствует переходный режим, при котором отдельные слои начинают смешиваться друг с другом. При $Re > 4000$ наблюдается уже устойчивый режим, характеризуемый беспорядочным изменением векторов скорости и направлений потока в каждой отдельной его точке, что в сумме дает выравнивание скоростей потока по всему объему. Такой режим называется турбулентным. Число Рейнольдса зависит от задаваемого насосом напора, вязкости среды при определенной рабочей температуре, а также размерами и формой сечения трубы, через которую проходит поток.

Критерий Рейнольдса является критерием подобия для течения вязкой жидкости. Т.е. с его помощью возможно моделирование реального процесса в уменьшенном размере, удобном для изучения. Это крайне важно, поскольку зачастую бывает сложно, а иногда и вовсе невозможно изучать характер потоков жидкости в реальных аппаратах из-за их большого размера.

1.6. Расчет трубопровода. Расчет диаметра трубопровода

Если трубопровод не теплоизолированный, т.е. возможен обмен тепла между перемещаемой и окружающей средой, то динамика потока в нем может изменяться даже при постоянной скорости (расходе). Такое возможно, если на входе перекачиваемая среда имеет достаточно высокую температуру и течет в турбулентном режиме. По длине трубы температура перемещаемой

среды будет падать вследствие тепловых потерь в окружающую среду, что может повлечь за собой смену режима потока на переходный или ламинарный. Температура, при которой происходит смена режима, называется критической температурой. Значение вязкости жидкости напрямую зависит от температуры, поэтому для подобных случаев используют такой параметр, как критическая вязкость, соответствующая точке смены режима потока при критическом значении критерия Рейнольдса:

$$v_{кр} = (w \cdot D) / Re_{кр} = (4 \cdot Q) / (\pi \cdot D \cdot Re_{кр}),$$

где $v_{кр}$ – критическая кинематическая вязкость, m^2/c ;

$Re_{кр}$ – критическое значение критерия Рейнольдса;

D – диаметр трубы, м;

w – скорость потока, м/с;

Q – объёмный расход жидкости m^3/c .

Еще одним важным фактором является трение, возникающее между стенками трубы и движущимся потоком. При этом коэффициент трения во многом зависит от шероховатости стенок трубы. Взаимосвязь между коэффициентом трения, критерием Рейнольдса и шероховатостью устанавливается диаграммой Муди, позволяющей определить один из параметров, зная два других (рис. 1).

Формула Коулбрука-Уайта также применяется для вычисления коэффициента трения турбулентного потока. На основании этой формулы возможно построение графиков, по которым устанавливается коэффициент трения.

$$(\sqrt{\lambda})^{-1} = -2 \cdot \log(2,51 / (Re \cdot \sqrt{\lambda}) + k / (3,71 \cdot d)),$$

где k – коэффициент шероховатости трубы;

λ – коэффициент трения.

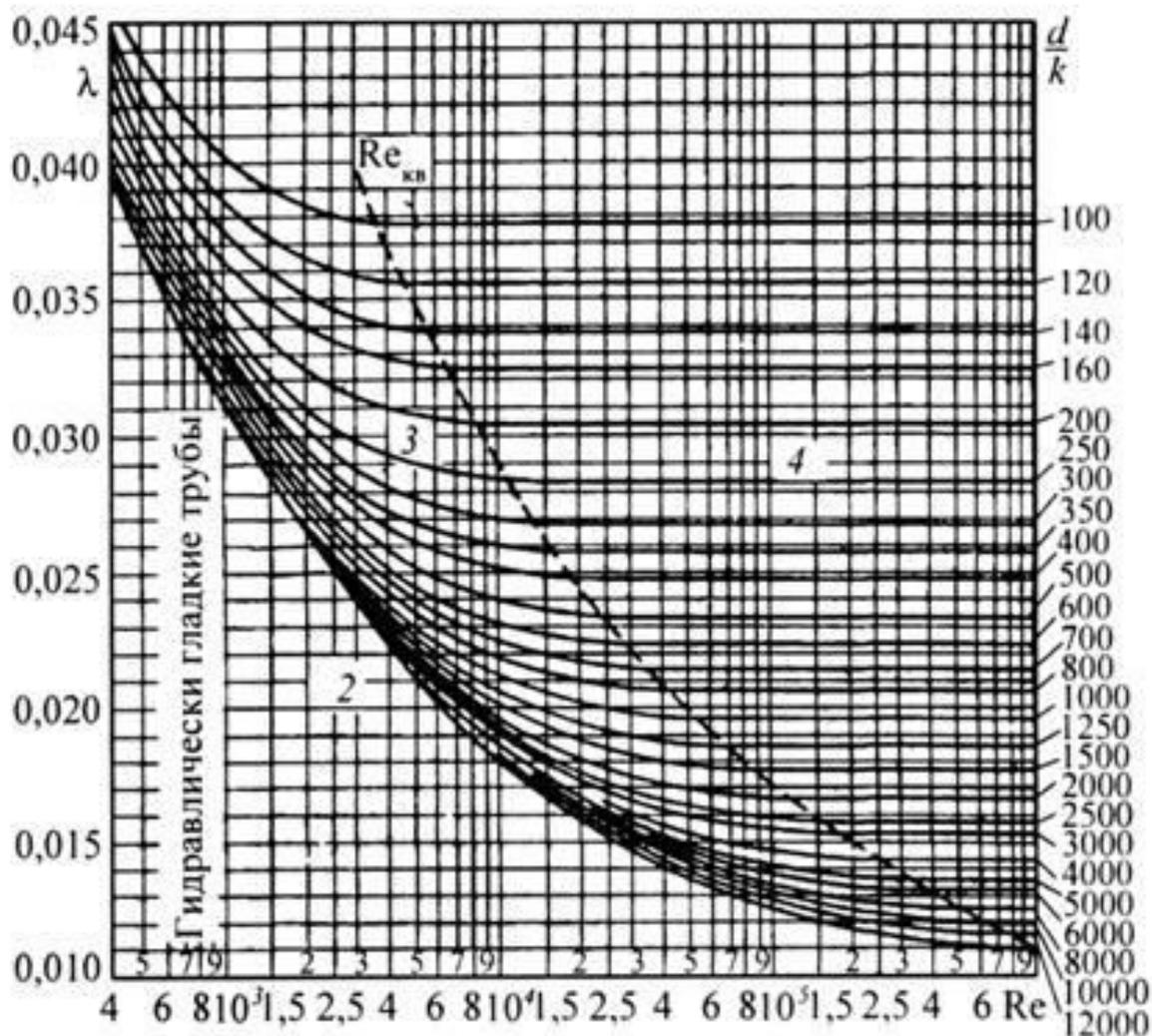


Рис. 1. Диаграмма Никурадзе

Существуют также и другие формулы приблизительного расчета потерь на трение при напорном течении жидкости в трубах. Одним из наиболее часто используемых уравнений в этом случае считается уравнение Дарси-Вейсбаха. Оно основывается на эмпирических данных и используется в основном при моделировании систем. Потери напора на трение – это функция скорости жидкости и сопротивления трубы движению жидкости, выражаемой через значение шероховатости стенок трубопровода.

$$\Delta H = \lambda \cdot L/d \cdot v^2/(2 \cdot g),$$

где ΔH – потери напора, м;

λ – коэффициент трения;

L – длина участка трубы, м;

d – диаметр трубы, м;

v – скорость потока, м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Потери напора вследствие трения для воды рассчитывают по формуле Хазена — Вильямса:

$$\Delta H = 11,23 \cdot L \cdot 1/C^{1,85} \cdot Q^{1,85}/D^{4,87},$$

где ΔH – потери напора, м;

L – длина участка трубы, м;

C – коэффициент шероховатости Хазена-Вильямса;

Q – расход, м³/с;

D – диаметр трубы, м.

1.7. Давление

Рабочее давление трубопровода – это наибольшее избыточное давление, обеспечивающее заданный режим работы трубопровода. Решение о размере трубопровода и количестве насосных станций обычно принимается, опираясь на рабочее давление труб, производительность насоса и расходы. Максимальное и минимальное давление трубопровода, а также свойства рабочей среды определяют расстояния между насосными станциями, а также требуемую мощность.

Номинальное давление P_N – номинальная величина, соответствующая максимальному давлению рабочей среды при 20 °С, при котором возможна продолжительная эксплуатация трубопровода с заданными размерами.

При увеличении температуры нагрузочная способность трубы понижается, как и вследствие этого допустимое избыточное давление. Значение $P_{изб}$ показывает максимальное давление (изб) в трубопроводной системе при увеличении рабочей температуры (рис.2).

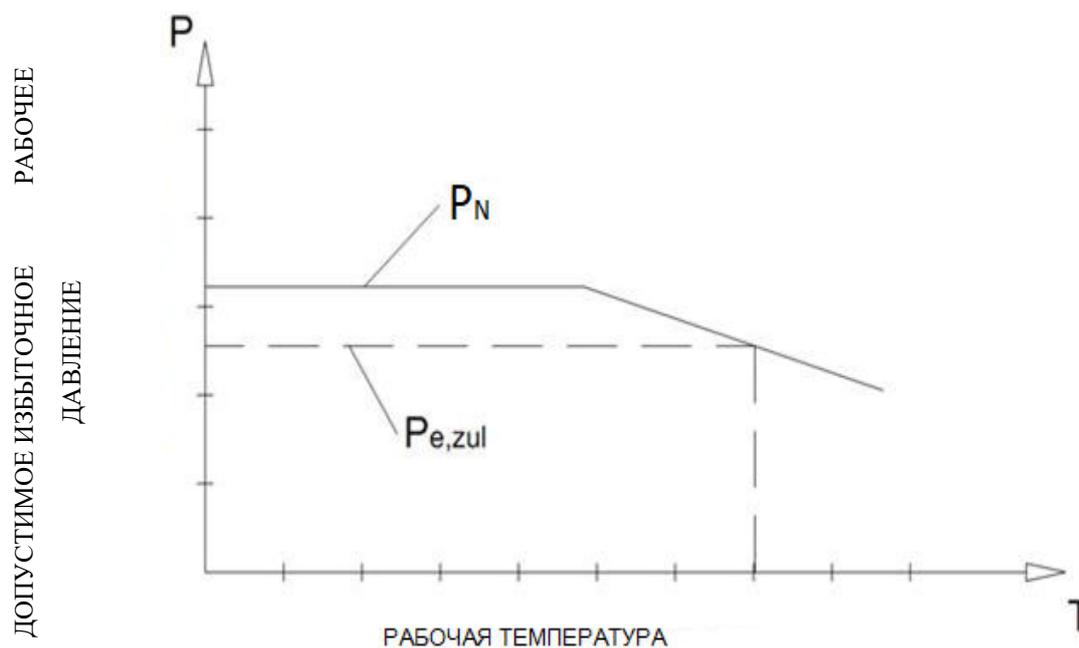


Рис.2. Значение $P_{изб}$ в трубопроводной системе при увеличении рабочей температуры

Расчет падения давления в трубопроводе производится по формуле:

$$\Delta p = \lambda \cdot L/d \cdot \rho/2 \cdot v^2,$$

где Δp – перепад давления на участке трубы, Па;

L – длина участка трубы, м;

λ – коэффициент трения;

d – диаметр трубы, м;

ρ – плотность перекачиваемой среды, кг/м³;

v – скорость потока, м/с.

1.8. Транспортируемые рабочие среды

Чаще всего трубы используются для транспортировки воды, но также их могут применять для перемещения шлама, суспензий, пара и т.д. В нефтяной отрасли трубопроводы служат для перекачивания широкого спектра углеводородов и их смесей, сильно отличающихся по химическим и физическим свойствам. Сырая нефть может транспортироваться на большие расстояния от месторождений на суше или нефтяных вышек на шельфе до терминалов, промежуточных точек и НПЗ.

По трубопроводам также транспортируются:

- продукты нефтепереработки, такие как бензин, авиационное топливо, керосин, дизельное топливо, мазут и др.;
- нефтехимическое сырье: бензол, стирол, пропилен и т.д.;
- ароматические углеводороды: ксилол, толуол, кумол и т.д.;
- сжиженное нефтяное топливо, такое как сжиженный природный газ, сжиженный нефтяной газ, пропан (газы со стандартной температурой и давлением, но подвергнутые сжижению с применением давления);
- углекислый газ, жидкий аммиак (транспортируются как жидкости под действием давления);
- битум и вязкое топливо, слишком вязкое для транспортировки по трубопроводам, поэтому используются дистиллятные фракции нефти для разжижения этого сырья и получения в результате смеси, которую можно транспортировать посредством трубопровода;
- водород (на небольшие расстояния).

1.9. Качество транспортируемой среды

Физические свойства и параметры транспортируемых сред во многом определяют проектные и рабочие параметры трубопровода. Удельный вес, сжимаемость, температура, вязкость, точка застывания и давление паров – основные параметры рабочей среды, которые необходимо учитывать.

Удельный вес жидкости – это ее вес на единицу объема. Многие газы транспортируются по трубопроводам под повышенным давлением, а при достижении определенного давления некоторые газы даже могут подвергаться сжижению. Поэтому степень сжатия среды является критичным параметром для проектирования трубопроводов и определения пропускной производительности.

Температура косвенно и напрямую оказывает влияние на производительность трубопровода. Это выражается в том, что жидкость увеличивается в объеме после увеличения температуры, при условии, что давление остается постоянным. Понижение температуры может также оказать влияние как на производительность, так и на общий КПД системы. Обычно, когда температура жидкости понижается, это сопровождается увеличением ее вязкости, что создает дополнительное сопротивление трения требуя больше энергии для перекачивания одинакового количества жидкости. Очень вязкие среды чувствительны к перепадам рабочих температур. Вязкость представляет собой сопротивляемость среды течению и измеряется в сантистоксах (сСт). Вязкость определяет не только выбор насоса, но также расстояние между насосными станциями.

Как только температура среды опускается ниже точки потери текучести, эксплуатация трубопровода становится невозможной, и для возобновления его функционирования предпринимаются некоторые функции:

- нагревание среды или теплоизоляция труб для поддержания рабочей температуры среды выше ее точки текучести;
- изменение химического состава среды перед попаданием в трубопровод;
- разбавление перемещаемой среды водой.

1.10. Типы магистральных труб

Магистральные трубы изготавливают сварными или бесшовными. Бесшовные стальные трубы изготавливают без продольных сварных швов стальными отрезками с тепловой обработкой для достижения желаемого

размера и свойств. Сварная труба изготавливается при использовании нескольких производственных процессов. Эти два типа отличаются друг от друга количеством продольных швов в трубе и типом используемого сварочного оборудования. Стальная сварная труба – наиболее часто используемый тип в нефтехимической области применения.

Каждый отрезок труб соединяют сварными секциями вместе для формирования трубопровода. Также в магистральных трубопроводах в зависимости от области применения используют трубы, изготовленные из стекловолокна, разнообразного пластика, асбоцемента и т.д.

Для соединения прямых участков труб, а также для перехода между отрезками трубопровода разного диаметра используются специально изготовленные соединительные элементы (колена, отводы, затворы).

Для монтажа отдельных частей трубопроводов и фитингов используются специальные соединения.

Применение соединений:

сварное – неразъемное соединение, применяющееся для всех давлений и температур;

фланцевое – разъемное соединение, применяющееся для высоких давлений и температур;

резьбовое – разъемное соединение, применяющееся для средних давлений и температур;

муфтовое – разъемное соединение, применяющееся для низких давлений и температур.

Овальность и разностенность бесшовных труб не должны быть больше, чем допустимое отклонение значения диаметра и толщины стенки.

1.11. Температурное удлинение трубопровода

Когда трубопровод находится под давлением, вся его внутренняя поверхность подвергается воздействию равномерно распределённой нагрузки, отчего возникают продольные внутренние усилия в трубе и

дополнительные нагрузки на концевые опоры. Температурные колебания также оказывают воздействие на трубопровод, вызывая изменения в размерах труб. Усилия в закреплённом трубопроводе при колебаниях температур могут превысить допустимое значение и привести к избыточному напряжению, опасному для прочности трубопровода как в материале труб, так и во фланцевых соединениях. Колебание температуры перекачиваемой среды также создаёт температурное напряжение в трубопроводе, которое может передаваться на арматуру, насосную станцию и пр. Это может повлечь за собой разгерметизацию стыков трубопроводов, выход из строя арматуры или других элементов.

1.12. Расчет изменений трубопровода при изменении температуры

Расчет изменения линейных размеров трубопровода при изменении температуры производят по формуле

$$\Delta L = a \cdot L \cdot \Delta t,$$

где a – коэффициент температурного удлинения, мм/(м·°С);
 L – длина трубопровода (расстояние между неподвижными опорами), м;
 Δt – разница между максимальной и минимальной температурами перекачиваемой среды, °С.

Приведенные числа представляют собой средние показатели для перечисленных материалов и для расчета трубопровода из иных материалов, данные из этой таблицы не должны браться за основу. При расчете трубопровода рекомендуется использовать коэффициент линейного удлинения, указываемый заводом-изготовителем трубы в сопровождающей технической спецификации или техпаспорте.

Температурное удлинение трубопроводов устраняют как применением специальных компенсационных участков трубопровода, так и при помощи компенсаторов, которые могут состоять из упругих или подвижных частей.

Компенсационные участки состоят из упругих прямых частей трубопровода, расположенных перпендикулярно друг к другу и крепящихся при помощи отводов. При температурном удлинении увеличение одной части компенсируется деформацией изгиба другой части на плоскости или деформацией изгиба и кручения в пространстве. Если трубопровод сам компенсирует температурное расширение, то это называется самокомпенсацией.

Компенсация происходит также и благодаря эластичным отводам. Часть удлинения компенсируется эластичностью отводов, другую часть устраняют за счет упругих свойств материала участка, находящегося за отводом. Компенсаторы устанавливают там, где невозможно использование компенсирующих участков или когда самокомпенсация трубопровода недостаточна.

Делятся на четыре вида: П-образные, линзовые, волнистые, сальниковые. На практике довольно часто применяются плоские компенсаторы с L-, Z- или U-образной формой. В случае пространственных компенсаторов, они представляют собой обычно 2 плоских взаимно перпендикулярных участка и имеют одно общее плечо. Эластичные компенсаторы производят из труб или эластичных дисков, либо сильфонов.

1.13. Определение оптимального размера диаметра трубопроводов

Оптимальный диаметр трубопровода может быть найден на основе технико-экономических расчетов. Размеры трубопровода, включая размеры и функциональные возможности различных компонентов, а также условия, при которых должна происходить эксплуатация трубопровода, определяет транспортирующая способность системы. Трубы большего размера подходят для более интенсивного массового потока среды при условии, что другие компоненты в системы подобраны и рассчитаны под эти условия надлежащим образом. Обычно, чем длиннее отрезок магистральной трубы

между насосными станциями, тем требуется больший перепад давления в трубопроводе. Кроме того, изменение физических характеристик перекачиваемой среды (вязкость и т.д.) также может оказать большое влияние на давление в магистрали.

Оптимальный размер – наименьший из подходящих размеров трубы для конкретного применения, экономически эффективный на протяжении всего срока службы системы.

Формула для расчета производительности трубы:

$$Q = (\pi \cdot d^2) / 4 \cdot v,$$

где Q – расход перекачиваемой жидкости, м³/с;

d – диаметр трубопровода, м;

v – скорость потока, м/с.

На практике для расчета оптимального диаметра трубопровода используют значения оптимальных скоростей перекачиваемой среды, взятые из справочных материалов, составленных на основе опытных данных:

отсюда получаем формулу для расчета оптимального диаметра трубы:

$$d_o = \sqrt[3]{(4 \cdot Q) / (\pi \cdot v_o)},$$

где Q – заданный расход перекачиваемой жидкости, м³/с;

d – оптимальный диаметр трубопровода, м;

v – оптимальная скорость потока, м/с.

При высокой скорости потока обычно применяют трубы меньшего диаметра, что означает снижение затрат на закупку трубопровода, его техническое обслуживание и монтажные работы (обозначим K_1). При увеличении скорости происходит возрастание потерь напора на трение и в местных сопротивлениях, что приводит к увеличению затрат на перекачку жидкости (обозначим K_2).

Для трубопроводов больших диаметров затраты K_1 будут выше, а расходы во время эксплуатации K_2 ниже. Если сложить значения K_1 и K_2 , то получим общие минимальные затраты K и оптимальный диаметр трубопровода. Затраты K_1 и K_2 в этом случае приведены в один временной промежуток.

1.14. Расчет (формула) капитальных затрат для трубопровода

$$K_1 = (m \cdot C_M \cdot K_M) / n,$$

где m – масса трубопровода, т;

C_M – стоимость 1 т, руб./т;

K_M – коэффициент, повышающий стоимость монтажных работ, например 1,8;

n – срок службы, лет.

Указанные затраты на эксплуатацию, связанные с потреблением энергии:

$$K_2 = 24 \cdot N \cdot n_{\text{дн}} \cdot C_{\text{Э}}, \text{ руб./год},$$

где N – мощность, кВт;

$n_{\text{дн}}$ – кол-во рабочих дней в году;

$C_{\text{Э}}$ – затраты на один кВт·ч энергии, руб./кВт·ч.

1.15. Оптимальная скорость потока для различных трубопроводных систем

Оптимальный размер трубы выбирается из условия минимальных затрат на перекачивание среды по трубопроводу и стоимости труб. Однако необходимо учитывать также ограничения по скорости. Иногда размер трубопроводной линии должен соответствовать требованиям технологического процесса. Также часто размер трубопровода связан с перепадом давления. В предварительных проектных расчетах, где потери давления не учитываются, размер технологического трубопровода определяется по допустимой скорости.

Если в трубопроводе имеются изменения в направлении потока, то это

приводит к значительному увеличению местных давлений на поверхности перпендикулярно направлению потока. Такого рода увеличение – функция скорости жидкости, плотности и исходного давления. Так как скорость потока обратно пропорциональна диаметру, при высоких скоростях жидкости требуется особое внимание при выборе размера и конфигурации трубопровода. Оптимальный размер трубы, например, для серной кислоты ограничивает скорость среды до значения, при котором не допускается эрозия стенок в трубных коленах, чтобы не допустить повреждения структуры трубы.

1.16. Поток жидкости самотеком

Расчет размера трубопровода в случае потока, движущегося самотеком, достаточно сложен. Характер движения при такой форме потока в трубе может быть однофазным (полная труба) и двухфазным (частичное заполнение). Двухфазный поток образуется и в том случае, когда в трубе одновременно присутствуют жидкость и газ.

В зависимости от соотношения количеств жидкости и газа, а также их скоростей режим двухфазного потока может варьироваться от пузырькового до дисперсного.

Движущую силу для жидкости при движении самотеком обеспечивает разность высот начальной и конечной точек, причем обязательным условием является расположение начальной точки выше конечной. Иными словами, разность высот определяет разность удельной потенциальной энергии жидкости в этих положениях. Этот параметр также учитывается при подборе трубопровода. Помимо этого, на величину движущей силы влияют значения давлений в начальной и конечной точке. Увеличение перепада давления влечет за собой увеличение скорости потока жидкости, что, в свою очередь, позволяет подбирать трубопровод меньшего диаметра, и наоборот.

В случае если конечная точка подсоединена к системе под давлением,

например дистилляционной колонне, необходимо вычесть эквивалентное давление из имеющейся разницы в высоте, чтобы оценить реально создаваемое эффективное дифференциальное давление. Также если начальная точка трубопровода будет под вакуумом, то его влияние на общее дифференциальное давление тоже должно быть учтено при выборе трубопровода. Окончательный подбор труб осуществляется с использованием дифференциального давления, учитывающего все вышеперечисленные факторы, а не основывается только лишь на перепаде высот начальной и конечной точки значений давления.

1.17. Поток горячей жидкости

В технологических установках обычно сталкиваются с различными проблемами при работе с горячими или кипящими средами. В основном причина заключается в испарении части потока горячей жидкости, т.е. фазовом превращении жидкости в пар внутри трубопровода или оборудования. Типичный пример – явление кавитации центробежного насоса, сопровождаемое точечным вскипанием жидкости с последующим образованием пузырьков пара (паровая кавитация) или выделением растворенных газов в пузырьки (газовая кавитация).

Трубопровод большего размера предпочтительнее из-за снижения скорости потока в сравнении с трубопроводом меньшего диаметра при постоянном расходе, что обуславливается достижением более высокого показателя NPSH на всасывающей линии насоса. Также причиной возникновения кавитации при потере давления могут быть точки внезапной смены направления потока или сокращения размера трубопровода. Возникающая парогазовая смесь создает препятствие прохождению потока и может вызвать повреждения трубопровода, что делает явление кавитации крайне нежелательным.

1.18. Обводной трубопровод для оборудования/приборов

Оборудование и приборы, особенно те, которые могут создавать значительные перепады давления, т.е. теплообменники, регулирующие клапаны и прочее, оснащают обводными трубопроводами (для возможности не прерывать процесс даже во время технических работ по обслуживанию). Такие трубопроводы обычно имеют 2 отсечных клапана, установленных в линию установки, и клапан, регулирующий поток параллельно к этой установке.

При нормальной работе поток жидкости, проходя через основные узлы аппарата, испытывает дополнительное падение давления. В соответствии с этим рассчитывается давление нагнетания для него, создаваемое подсоединенным оборудованием, например центробежным насосом. Насос подбирается на основе общего перепада давления в установке. Во время движения по обводному трубопроводу этот дополнительный перепад давления отсутствует, в то время как работающий насос нагнетает поток прежней силы, согласно своим рабочим характеристикам. Чтобы избежать различия в характеристиках потока через аппарат и обводную линию, рекомендуется использовать обводную линию меньшего размера с регулировочным клапаном, чтобы создать давление, эквивалентное основной установке.

1.19. Линия отбора проб

Обычно небольшое количество жидкости отбирается для анализа, чтобы определить ее состав. Отбор может производиться на любой стадии процесса для определения состава сырья, промежуточного продукта, готового продукта или же просто транспортируемого вещества, такого, как сточные воды, теплоноситель и т.д. Размер участка трубопровода, на котором происходит отбор проб, обычно зависит от типа анализируемой рабочей жидкости среды и расположения точки отбора пробы.

Например, для газов в условиях повышенного давления достаточно небольших трубопроводов с клапанами для отбора нужного количества образцов. Увеличение диаметра линии отбора проб позволит снизить долю отбираемой для анализа среды, но такой отбор становится сложнее контролировать. В то же время небольшая линия отбора проб плохо подходит для анализа различных суспензий, в которых твердые частицы могут забивать проточную часть. Таким образом, размер линии отбора проб для анализа суспензий во многом зависит от размера твердых частиц и характеристик среды. Аналогичные выводы применимы и к вязким жидкостям.

При подборе размера трубопровода для отбора проб обычно учитываются:

- характеристики жидкости, предназначенной для отбора;
- потери рабочей среды при отборе;
- требования безопасности во время отбора;
- простота эксплуатации;
- расположение точки отбора.

1.20. Циркуляция охлаждающей жидкости

Для трубопроводов с циркулирующей охлаждающей жидкостью предпочтительны высокие скорости. В основном это объясняется тем, что охлаждающая жидкость в охладительной башне подвергается воздействию солнечного света, что создает условия для образования водорослесодержащего слоя. Часть этого водорослесодержащего объема попадает в циркулирующую охлаждающую жидкость. При низкой скорости потока водоросли начинают расти в трубопроводе и через некоторое время создают трудности для циркуляции охлаждающей жидкости или ее прохода в теплообменник. В этом случае рекомендуется высокая скорость циркуляции во избежание образования водорослевых заторов в трубопроводе. Обычно использование интенсивно циркулирующей

охлаждающей жидкости встречается в химической промышленности, для чего требуются трубопроводы больших размеров и длины, чтобы обеспечить питание различных теплообменных аппаратов.

1.21. Переполнение резервуара

Резервуары оснащаются трубами для перелива по следующим причинам:

- избегание потери жидкости (избыток жидкости поступает в другой резервуар, а не выливается за пределы изначального резервуара);
- недопущение утечек нежелательных жидкостей за пределы резервуара;
- поддержание уровня жидкости в резервуарах.

Во всех вышеупомянутых случаях трубы для перелива рассчитаны на максимально допустимый поток жидкости, поступающий в резервуар, независимо от расхода жидкости на выходе. Другие принципы подбора труб аналогичны подбору трубопроводов для самотечных жидкостей, т.е. в соответствии с наличием доступной вертикальной высоты между начальной и конечной точкой трубопровода перелива.

Самая высокая точка трубы перелива, которая также является его начальной точкой, находится в месте подсоединения к резервуару (патрубок перелива резервуара) обычно почти на самом верху, а самая низкая конечная точка может быть около сливного желоба почти у самой земли. Однако линия перелива может заканчиваться и на более высокой отметке. В этом случае имеющийся дифференциальный напор будет ниже.

1.22. Поток шлама

В горной промышленности руда обычно добывается в труднодоступных участках. В таких местах, как правило, нет железнодорожного или дорожного сообщения. Для таких ситуаций гидравлическая транспортировка сред с твердыми частицами рассматривается как наиболее приемлемая, в том

числе и в случае расположения горноперерабатывающих установок на достаточном удалении. Шламовые трубопроводы используются в различных промышленных областях для транспортировки твердых сред в дробленном виде вместе с жидкостью. Такие трубопроводы зарекомендовали себя как наиболее экономически выгодные по сравнению с другими методами транспортировки твердых сред в больших объемах. Помимо этого, к их преимуществам можно отнести достаточную безопасность из-за отсутствия нескольких видов транспортировки и экологичность.

Суспензии и смеси взвешенных веществ в жидкостях хранятся в состоянии периодического перемешивания для поддержания однородности. В противном случае происходит процесс расслоения, при котором взвешенные частицы, в зависимости от их физических свойств, всплывают на поверхность жидкости или оседают на дно. Перемешивание обеспечивается благодаря оборудованию, такому как резервуар с мешалкой, в то время как в трубопроводах это достигается за счет поддержания турбулентных условий движения потока среды.

Снижение скорости потока при транспортировке взвешенных в жидкости частиц нежелательно, так как в потоке может начаться процесс разделения фаз. Это может привести к закупориванию трубопровода и изменению концентрации транспортируемого твердого вещества в потоке. Интенсивному перемешиванию в объеме потока способствует турбулентный режим течения.

С другой стороны, чрезмерное уменьшение размеров трубопровода также часто приводит к его закупорке. Поэтому выбор размера трубопровода – это важный шаг, требующий предварительного анализа и расчетов. Каждый случай должен рассматриваться индивидуально, поскольку различные шламы ведут себя по-разному на различных режимах движения жидкости.

1.23. Ремонт трубопроводов

В ходе эксплуатации трубопровода в нем могут возникать различного рода утечки, требующие немедленного устранения для поддержания работоспособности системы. Ремонт магистрального трубопровода может быть осуществлен несколькими способами. Это может быть как замена целого сегмента трубы или небольшого участка, в котором возникла утечка, так и наложение заплатки на существующую трубу. Но прежде чем выбрать какой-либо способ ремонта необходимо провести тщательное изучение причины возникновения утечки. В отдельных случаях может потребоваться не просто ремонт, а смена маршрута трубы для предотвращения повторного ее повреждения.

Первым этапом ремонтных работ является определение местоположения участка трубы, требующего вмешательства. Далее в зависимости от типа трубопровода определяется перечень необходимого оборудования и мероприятий, необходимых для устранения утечки, а также проводится сбор необходимых документов и разрешений, если подлежащий ремонту участок трубы находится на территории другого собственника. Так как большинство труб расположено под землей, может возникнуть необходимость извлечения части трубы. Затем покрытие трубопровода проверяется на общее состояние, после чего часть покрытия удаляется для проведения ремонтных работ непосредственно с трубой. После ремонта могут быть проведены различные проверочные мероприятия: ультразвуковое испытание, цветная дефектоскопия, магнитно-порошковая дефектоскопия и т.п.

Хотя некоторые ремонтные работы требуют полного отключения трубопровода, часто бывает достаточно только временного перерыва в работе для изолирования ремонтируемого участка или подготовки обводного пути. Однако в большинстве случаев ремонтные работы проводят при полном отключении трубопровода. Изолирование участка трубопровода может осуществляться с помощью заглушек или отсечных клапанов. Далее

устанавливают необходимое оборудование и осуществляют непосредственно ремонт. Ремонтные работы проводят на поврежденном участке, освобожденном от среды и без давления. По окончании ремонта заглушки открывают и восстанавливают целостность трубопровода.

ПРИМЕРЫ ЗАДАЧ С РЕШЕНИЯМИ ПО РАСЧЕТУ И ПОДБОРУ ТУРБОПРОВОДОВ

Задача 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МИНИМАЛЬНОГО ДИАМЕТРА ТРУБОПРОВОДА

Условие: В нефтехимической установке перекачивают параксилол $C_6H_4(CH_3)_2$ при $T=30$ °С с производительностью $Q=20$ м³/ч по участку стальной трубы длиной $L=30$ м. П-ксилол имеет плотность $\rho=858$ кг/м³ и вязкость $\mu=0,6$ сП. Абсолютную шероховатость ϵ для стали взять равной 50 мкм.

Исходные данные: $Q=20$ м³/ч; $L=30$ м; $\rho=858$ кг/м³; $\mu=0,6$ сП; $\epsilon=50$ мкм; $\Delta p=0,01$ мПа; $\Delta H=1,188$ м.

Задача: Определить минимальный диаметр трубы, при котором на данном участке перепад давления не будет превышать $\Delta p=0,01$ мПа ($\Delta H=1,188$ м столба П-ксилола).

Решение: Скорость потока v и диаметр трубы d неизвестны, поэтому невозможно рассчитать ни число Рейнольдса Re , ни относительную шероховатость ϵ/d . Необходимо взять значение коэффициента трения λ и рассчитать соответствующее значение d , используя уравнение потерь энергии и уравнение неразрывности. Затем на основании значения d будут рассчитаны число Рейнольдса Re и относительная шероховатость ϵ/d . Далее с помощью диаграммы Мууди будет получено новое значение f . Таким образом, используя метод последовательных итераций, будет определено искомое значение диаметра d .

Используя формулу уравнения неразрывности $v=Q/F$ и формулу площади потока $F=(\pi \cdot d^2)/4$, преобразовываем уравнение Дарси – Вейсбаха следующим образом:

$$\Delta H = \lambda \cdot L/d \cdot w^2/(2 \cdot g) = \lambda \cdot L/d \cdot Q^2/(2 \cdot g \cdot F^2) = \lambda \cdot [(L \cdot Q^2) / (2 \cdot d \cdot g \cdot [(\pi \cdot d^2)/4]^2)] = (8 \cdot L \cdot Q^2)/(g \cdot \pi^2) \cdot \lambda/d^5 = (8 \cdot 30 \cdot (20/3600)^2)/(9,81 \cdot 3,14^2) \cdot \lambda/d^5 = 7,658 \cdot 10^{-5} \cdot \lambda/d^5.$$

Далее выразим диаметр:

$$d = \sqrt[5]{(7,658 \cdot 10^{-5} \cdot \lambda)/\Delta H} = \sqrt[5]{(7,658 \cdot 10^{-5} \cdot \lambda)/10000} = 0,0238^5 \sqrt{\lambda}.$$

Теперь выразим через диаметр d значение числа Рейнольдса:

$$Re = (\rho \cdot w \cdot d)/\mu = (4 \cdot \rho \cdot Q)/(\pi \cdot \mu \cdot d) = (4 \cdot 858 \cdot 20)/(3,14 \cdot 3600 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot d) = 10120/d.$$

Проведем аналогичные действия с относительной шероховатостью:

$$\varepsilon/d = 0,00005/d.$$

Для первого этапа итерации необходимо выбрать значение коэффициента трения. Возьмем среднее значение $\lambda = 0,03$. Далее проведем последовательное вычисление d , Re и ε/d :

$$d = 0,0238 \cdot \sqrt[5]{\lambda} = 0,0118 \text{ м};$$

$$Re = 10120/d = 857627;$$

$$\varepsilon/d = 0,00005/d = 0,00424.$$

Зная эти величины, проведем обратную операцию и определим по диаграмме Муди значение коэффициента трения λ , которое будет равно 0,017. Далее вновь найдем d , Re и ε/d , но уже для нового значения λ :

$$d = 0,0238 \cdot \sqrt[5]{\lambda} = 0,0105 \text{ м};$$

$$Re = 10120/d = 963809;$$

$$\varepsilon/d = 0,00005/d = 0,00476.$$

Прибегнув вновь к диаграмме Муди, получим уточненное значение λ , равное 0,0172. Полученное значение отличается от ранее выбранного всего

на $[(0,0172-0,017)/0,0172] \cdot 100 = 1,16\%$, следовательно, в новом этапе итерации нет необходимости, а найденные ранее величины являются верными. Отсюда следует, что минимальный диаметр трубы составляет 0,0105 м.

Задача 2. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ЭКОНОМИЧЕСКОГО РЕШЕНИЯ ПО ИСХОДНЫМ ДАННЫМ

Условие: Для осуществления технологического процесса было предложено два варианта трубопровода разного диаметра. Вариант первый предполагает использование труб большего диаметра, что подразумевает большие капитальные затраты $C_{к1} = 200000$ руб., однако ежегодные затраты будут меньше и составят $C_{e1} = 30000$ руб. Для второго варианта выбраны трубы меньшего диаметра, что снижает капитальные затраты $C_{к2} = 160000$ руб., но увеличивает затраты на ежегодное техническое обслуживание до $C_{e2} = 36000$ руб. Оба варианта рассчитаны на $n = 10$ лет эксплуатации.

Исходные данные: $C_{к1} = 200000$ руб.; $C_{e1} = 30000$ руб.; $C_{к2} = 160000$ руб.; $C_{e2} = 35000$ руб.; $n = 10$ лет.

Задача: Необходимо определить наиболее экономическое выгодное решение.

Решение: Очевидно, что второй вариант более выгоден за счет меньших капитальных затрат, однако в первом случае есть преимущество за счет меньших текущих затрат. Воспользуемся формулой для определения срока окупаемости дополнительных капитальных затрат за счет экономии на обслуживании:

$$n_o = (C_{к1} - C_{к2}) / (C_{e2} - C_{e1}) = (200000 - 160000) / (35000 - 30000) = 8 \text{ лет.}$$

Отсюда следует, что при сроке эксплуатации до 8 лет экономическое преимущество будет на стороне второго варианта за счет меньших капитальных затрат, однако общие суммарные затраты обоих проектов сравниваются на 8-й год эксплуатации, и дальше более выгодным окажется первый вариант.

Поскольку планируется эксплуатировать трубопровод в течение 10 лет, то преимущество стоит отдать первому варианту.

Задача 3. ПОДБОР И РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОГО ДИАМЕТРА ТРУБОПРОВОДА

Условие: Проектируются две технологические линии, в которых обращается невязкая жидкость с расходами $Q_1 = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $Q_2 = 30 \text{ м}^3/\text{ч}$. В целях упрощения монтажа и обслуживания трубопроводов было принято решение использовать для обеих линий трубы одного диаметра.

Исходные данные: $Q_1 = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$; $Q_2 = 30 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Задача: Необходимо определить подходящий под условия задачи диаметр трубы d .

Решение: Поскольку дополнительных требований к трубопроводу не указано, то основным критерием соответствия будет являться возможность перекачивать жидкость с указанными расходами. Воспользуемся табличными данными оптимальных скоростей для невязкой жидкости в напорном трубопроводе. Этот диапазон будет равен 1,5 – 3 м/с.

Отсюда следует, что можно определить соответствующие значениям оптимальных скоростей диапазоны оптимальных диаметров для разных расходов и установить область их пересечения. Диаметры труб из этой

области, очевидно, будут удовлетворять требованиям применимости для перечисленных случаев расхода.

Определим диапазон оптимальных диаметров для случая $Q_1 = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$, воспользовавшись формулой расхода, выразив из нее диаметр трубы:

$$Q = [(\pi \cdot d^2)/4] \cdot v.$$

Откуда

$$d = \sqrt{(4 \cdot Q)/(\pi \cdot v)}.$$

Подставим минимальное и максимальное значения оптимальной скорости:

$$d_{1min} = \sqrt{(4 \cdot 20)/(3600 \cdot 3,14 \cdot 1,5)} = 0,069 \text{ м};$$

$$d_{1max} = \sqrt{(4 \cdot 20)/(3600 \cdot 3,14 \cdot 3)} = 0,049 \text{ м}.$$

Т.е. для линии с расходом $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ подходят трубы с диаметром от 49 до 69 мм.

Определим диапазон оптимальных диаметров для случая $Q_2 = 30 \text{ м}^3/\text{ч}$:

$$d_{2min} = \sqrt{(4 \cdot 30)/(3600 \cdot 3,14 \cdot 1,5)} = 0,084 \text{ м};$$

$$d_{2max} = \sqrt{(4 \cdot 30)/(3600 \cdot 3,14 \cdot 3)} = 0,059 \text{ м}.$$

Итого получим, что для первого случая диапазон оптимальных диаметров составляет 49-69 мм, а для второго – 59-84 мм. Пересечение двух этих диапазонов и даст набор искомых величин. Получим, что для двух линий могут использоваться трубы диаметром от 59 до 69 мм.

Задача 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМА ТЕЧЕНИЯ ВОДЫ В ТРУБЕ

Условие: Дан трубопровод диаметром 0,2 м, по которому движется поток воды с расходом $90 \text{ м}^3/\text{ч}$. Температура воды равна $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, при которой динамическая вязкость составляет $1 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$, а плотность $998 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Исходные данные: $d = 0,2 \text{ м}$; $Q = 90 \text{ м}^3/\text{ч}$; $\mu = 1 \cdot 10^{-3}$; $\rho = 998 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Задача: Необходимо установить режим течения воды в трубе.

Решение: Режим течения может быть определен по значению критерия Рейнольдса (Re), для расчета которого предварительно необходимо

определить скорость потока воды в трубе (v). Величину v можно рассчитать из уравнения расхода для трубы круглого сечения:

$$Q = v \cdot (\pi \cdot d^2) / 4,$$

откуда

$$v = Q \cdot 4 / (\pi \cdot d^2) = [90/3600] \cdot [4 / (3,14 \cdot 0,2^2)] = 0,8 \text{ м/с}.$$

Используя найденное значение скорости потока, рассчитаем для него значение критерия Рейнольдса:

$$Re = (\rho \cdot v \cdot d) / \mu = (998 \cdot 0,8 \cdot 0,2) / (1 \cdot 10^{-3}) = 159680.$$

Критическое значение критерия Рейнольдса $Re_{кр}$ для труб круглого сечения равняется 2300. Полученное значение критерия больше критического значения ($159680 > 2300$), следовательно, режим потока турбулентный.

Задача 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ КРИТЕРИЯ РЕЙНОЛЬДСА

Условие: По наклонному желобу, имеющему прямоугольный профиль шириной $w = 500$ мм и высотой $h = 300$ мм, течет вода, не доставая $a = 50$ мм до верхней кромки желоба. Расход воды при этом составляет $Q = 200$ м³/ч. При расчетах плотность воды принять равной $\rho = 1000$ кг/м³, а динамическую вязкость $\mu = 1 \cdot 10^{-3}$ Па·с.

Исходные данные: $w = 500$ мм; $h = 300$ мм; $l = 5000$ мм; $a = 50$ мм; $Q = 200$ м³/ч; $\rho = 1000$ кг/м³; $\mu = 1 \cdot 10^{-3}$ Па·с.

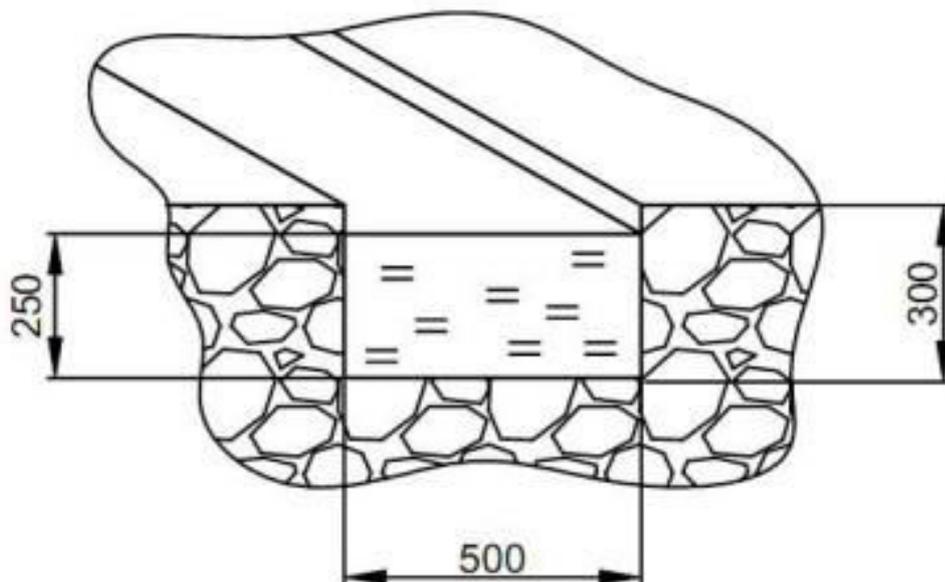


Рис.3. Расчетная схема к задаче

Задача: Определить величину критерия Рейнольдса.

Решение: Поскольку в данном случае движение жидкости происходит по прямоугольному желобу вместо круглой трубы, то для последующих расчетов необходимо найти эквивалентный диаметр канала. В общем случае он рассчитывается по формуле:

$$d_{\text{э}} = (4 \cdot F_{\text{жс}}) / P_c,$$

где $F_{\text{жс}}$ – площадь поперечного сечения потока жидкости, м^2 ;
 P_c – смоченный периметр, м.

Очевидно, что ширина потока жидкости совпадает с шириной канала w , в то время как высота потока жидкости будет равна $h-a$. В этом случае получим:

$$P_c = w + 2 \cdot (h - a) = 0,5 + 2 \cdot (0,3 - 0,05) = 1 \text{ м};$$

$$F_{\text{жс}} = w \cdot (h - a) = 0,5 \cdot (0,3 - 0,05) = 0,125 \text{ м}^2;$$

Теперь становится возможным определение эквивалентного диаметра потока жидкости:

$$d_э = (4 \cdot F_{жс}) / P_c = (4 \cdot 0,125) / 1 = 0,5 \text{ м.}$$

Далее воспользуемся формулой для расхода, выраженного через скорость потока и его площадь поперечного сечения, и найдем скорость потока:

$$Q = v \cdot F_{жс}, \text{ м}^3/\text{с};$$

$$v = Q / F_{жс} = 200 / (3600 \cdot 0,125) = 0,4.$$

С помощью найденных ранее значений становится возможным воспользоваться формулой для расчета критерия Рейнольдса:

$$Re = (\rho \cdot v \cdot d_э) / \mu = (1000 \cdot 0,45 \cdot 0,5) / (1 \cdot 10^{-3}) = 225000.$$

Задача 6. РАСЧЕТ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ПОТЕРИ НАПОРА В ТРУБОПРОВОДЕ

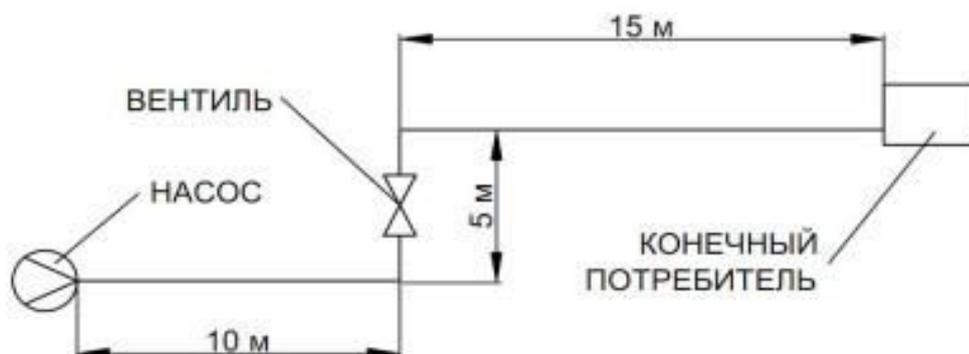


Рис.4. Расчетная схема задачи

Условие: Насосом вода подается по трубопроводу круглого сечения, конфигурация которого представлена на рис. 4, к конечному потребителю. Расход воды составляет $Q = 7 \text{ м}^3/\text{ч}$. Диаметр трубы равен $d = 50 \text{ мм}$, а абсолютная шероховатость $\Delta = 0,2 \text{ мм}$. При расчетах плотность воды принять равной $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, а динамическую вязкость $\mu = 1 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

Исходные данные: $Q = 7 \text{ м}^3/\text{ч}$; $d = 120 \text{ мм}$; $\Delta = 0,2 \text{ мм}$; $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$; $\mu = 1 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

Задача: Рассчитать величину потери напора в трубопроводе ($H_{оп}$).

Решение: Вначале найдем скорость потока в трубопроводе, для чего воспользуемся формулой расхода жидкости:

$$v = (4 \cdot Q) / (\pi \cdot d^2) = [(4 \cdot 7) / (3,14 \cdot 0,05^2)] \cdot 1/3600 = 1 \text{ м/с.}$$

Найденная скорость позволяет определить величину критерия Рейнольдса для данного потока:

$$Re = (w \cdot d \cdot \rho) / \mu = (1 \cdot 0,05 \cdot 1000) / (1 \cdot 10^{-3}) = 50000.$$

Суммарная величина потерь напора складывается из потерь на трение при движении жидкости по трубе (H_T) и потерь напора в местных сопротивлениях ($H_{мс}$).

Потери на трение могут быть рассчитаны по следующей формуле:

$$H_T = [(\lambda \cdot l) / d_3] \cdot [v^2 / (2 \cdot g)],$$

где λ – коэффициент трения;

l – общая длина трубопровода, м;

$[v^2 / (2 \cdot g)]$ – скоростной напор потока, м.

Найдем величину скоростного напора потока:

$$v^2 / (2 \cdot g) = l^2 / (2 \cdot 9,81) = 0,051 \text{ м.}$$

Чтобы определить значение коэффициента трения, необходимо выбрать правильную формулу расчета, что зависит от величины критерия Рейнольдса. Для этого найдем величину относительной шероховатости трубы по формуле:

$$e = \Delta / d = 0,2 / 50 = 0,004.$$

Далее рассчитаем две дополнительные величины:

$$10/e = 10/0,004 = 2500.$$

Найденное ранее значение критерия Рейнольдса попадает в промежуток $10/e < Re < 560/e$, следовательно, необходимо воспользоваться следующей расчетной формулой:

$$\lambda = 0,11 \cdot (e + 68/Re)^{0,25} = 0,11 \cdot (0,004 + 68/50000)^{0,25} = 0,03.$$

Теперь становится возможным определить величину потерь напора на трение:

$$H_T = [(\lambda \cdot l)/d] \cdot [v^2/(2 \cdot g)] = [(0,03 \cdot 30)/0,05] \cdot 0,051 = 0,918 \text{ м.}$$

Общие потери напора в местных сопротивлениях складываются из потерь напора в каждом из местных сопротивлений, которыми в данной задаче являются два поворота и один нормальный вентиль. Рассчитать их можно по формуле:

$$\sum \zeta_{MC} \cdot [v^2/(2 \cdot g)],$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления.

Поскольку среди табличных значений коэффициентов напора нет таких для труб диаметром 50 мм, то для их определения придется прибегнуть к методу приближенного расчета. Коэффициент сопротивления ζ для нормального вентиля для трубы диаметром 40 мм составляет 4,9, а для трубы 80 мм – 4. Упрощенно представим, что промежуточные значения между этими величинами лежат на прямой линии, т.е. их изменение описывается формулой $\zeta = a \cdot d + b$, где a и b – коэффициенты уравнения прямой линии. Итоговое уравнение к решению этой задачи выглядит следующим образом:

$$\zeta = -0,0225 \cdot d + 5,8 = -0,0225 \cdot 50 + 5,8 = 4,675.$$

В случае с коэффициентом сопротивления для колена под 90° трубы диаметром 50 мм в подобном приближенном расчете нет необходимости, так как диаметру 50 мм соответствует значение коэффициента 1,1.

Рассчитаем общие потери в местных сопротивлениях:

$$H_{MC} = \sum \zeta_{MC} \cdot [v^2/(2 \cdot g)] = 0,051 \cdot (2 \cdot 1,1 + 4,671) = 0,35 \text{ м.}$$

Отсюда общие потери напора составят:

$$H_{оп} = H_T + H_{MC} = 0,918 + 0,35 = 1,268 \text{ м.}$$

Задача 7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ВСЕГО ТРУБОПРОВОДА



Рис.5. Расчетная схема задачи

Условие: В ходе ремонтных работ магистрального трубопровода, по которому перекачивается вода со скоростью $v_1 = 2$ м/с, с внутренним диаметром $d_1 = 0,5$ м выяснилось, что замене подлежит участок трубы длиной $L = 25$ м. Из-за отсутствия трубы для замены того же диаметра на место вышедшего из строя участка установили трубу с внутренним диаметром $d_2 = 0,45$ м. Абсолютная шероховатость трубы с диаметром 0,5 м составляет $\Delta_1 = 0,45$ мм, а трубы с диаметром 0,45 м — $\Delta_2 = 0,2$ мм. При расчетах плотность воды принять равной $\rho = 1000$ кг/м³, а динамическую вязкость $\mu = 1 \cdot 10^{-3}$ Па·с.

Исходные данные: $d_1 = 0,5$ м; $d_2 = 0,45$ м; $L = 25$ м; $v_1 = 2$ м/с; $\Delta_1 = 0,45$ мм; $\Delta_2 = 0,2$ мм; $\rho = 1000$ кг/м³; $\mu = 1 \cdot 10^{-3}$ Па·с.

Задача: Необходимо определить, как изменится гидравлическое сопротивление всего трубопровода.

Решение: Поскольку остальная часть трубопровода не подвергалась изменению, то и величина ее гидравлического сопротивления также не изменилась после ремонта, поэтому для решения задачи достаточно будет сравнить гидравлические сопротивления замененного и заменившего участка трубы.

Рассчитаем гидравлическое сопротивление участка трубы, подвергнувшегося замене (H_1). Поскольку какие-либо источники местных сопротивлений на нем отсутствуют, то достаточно будет найти величину потерь на трение (H_{T1}):

$$H_{T1} = [(\lambda_1 \cdot L)/d_1] \cdot [(w_1^2)/(2 \cdot g)],$$

где λ_1 – коэффициент гидравлического сопротивления замененного участка;
 g – ускорение свободного падения, м/с².

Для нахождения λ предварительно нужно определить относительную шероховатость (e_1) трубы и критерий Рейнольдса (Re_1):

$$e_1 = \Delta_1/d_1 = 0,45/500 = 0,0009;$$

$$Re_1 = (v_1 \cdot d_1 \cdot \rho)/\mu = (2 \cdot 0,5 \cdot 1000)/(1 \cdot 10^{-3}) = 1000000.$$

Проведем выбор расчетной формулы для λ_1 :

$$10/e_1 = 10/0,0009 = 11111;$$

$$560/e_1 = 560/0,0009 = 622222.$$

Поскольку найденное значение $Re_1 > 560/e_1$, то λ_1 должна быть найдена по следующей формуле:

$$\lambda_1 = 0,11 \cdot e_1^{0,25} = 0,11 \cdot 0,0009^{0,25} = 0,019.$$

Теперь становится возможным нахождение падения напора на замененном участке трубы:

$$H_1 = H_{T1} = (\lambda_1 \cdot l)/d_1 \cdot [(w_1^2)/(2 \cdot g)] = (0,019 \cdot 25)/0,5 \cdot 2^2/(2 \cdot 9,81) = 0,194 \text{ м.}$$

Рассчитаем гидравлическое сопротивление участка трубы, заменившего поврежденный (H_2). В этом случае участок, помимо падения напора на трение (H_{T2}), создает также падение напора из-за местных сопротивлений ($H_{мс2}$), которыми являются резкое сужение трубопровода на входе в замененный участок и резкое расширение на выходе из него.

Сначала определим величину падения напора на трение в аварийном участке трубы. Поскольку диаметр стал меньше, а расход остался прежним, то необходимо найти новое значение скорости потока v_2 . Искомую величину можно найти из равенства расходов, рассчитанных для замененного и аварийного участка:

$$v_1 \cdot (\pi \cdot d_1^2) / 4 = v_2 \cdot (\pi \cdot d_2^2) / 4.$$

Откуда

$$v_2 = v_1 \cdot (d_1/d_2)^2 = 2 \cdot (500/450)^2 = 2,47 \text{ м/с.}$$

Критерий Рейнольдса для потока воды в аварийном участке:

$$Re_2 = (v_2 \cdot d_2 \cdot \rho) / \mu = (2,47 \cdot 0,45 \cdot 1000) / (1 \cdot 10^{-3}) = 1111500.$$

Теперь найдем относительную шероховатость для отрезка трубы диаметром 450 мм и выберем формулу расчета коэффициента трения:

$$e_2 = \Delta_2/d_2 = 0,2/450 = 0,00044;$$

$$10/e_2 = 10/0,00044 = 22727;$$

$$560/e_2 = 560/0,00044 = 1272727.$$

Полученное значение Re_2 лежит в промежутке между $10/e_1$ и $560/e_1$ ($22\ 727 < 1\ 111\ 500 < 1\ 272\ 727$), поэтому для расчета λ_2 будет использоваться следующая формула:

$$\lambda_2 = 0,11 \cdot (e_2 + 68/Re_2)^{0,25} = 0,11 \cdot (0,00044 + 68/1111500)^{0,25} = 0,0165.$$

Отсюда становится возможным рассчитать величину потерь на трение во вставшем на замену участке:

$$H_{т2} = [(\lambda_2 \cdot l)/d_2] \cdot [(v_2^2)/(2 \cdot g)] = [(0,0165 \cdot 25)/0,45] \cdot [2,47^2/(2 \cdot 9,81)] = 0,285 \text{ м.}$$

Потери напора в местных сопротивлениях будут складываться из потерь на входе в замененный участок (резкое сужение канала) и на выходе из него (резкое расширение канала). Найдем отношение площадей, идущих на замену, и исходной трубы:

$$F_2/F_1 = (d_2^2)/(d_1^2) = (0,45/0,5)^2 = 0,81.$$

$$H_2 = H_{T2} + H_{mc2} = 0,285 + 0,032 = 0,317 \text{ м.}$$

Зная потери напора в замененном и в заменившем участке труб, определим величину изменения

По табличным значениям выбираем коэффициенты местного сопротивления: для резкого сужения $\zeta_{pc} = 0,1$; для резкого расширения $\zeta_{pp} = 0,04$. Используя эти данные, рассчитаем общие потери напора в местных сопротивлениях:

$$H_{mc2} = \sum \zeta_{mc} \cdot [v^2 / (2 \cdot g)] = [\zeta_{pc} \cdot (v_1^2) / (2 \cdot g)] + [\zeta_{pp} \cdot (v_2^2) / (2 \cdot g)] = [0,1 \cdot 2^2 / (2 \cdot 9,81)] + [0,04 \cdot 2,47^2 / (2 \cdot 9,81)] = 0,032 \text{ м.}$$

Отсюда следует, что общее падение напора в необходимом аварийном на замену участке равно:

потерь:

$$\Delta H = 0,317 - 0,194 = 0,123 \text{ м.}$$

Получим, что после замены участка трубопровода его общие потери напора увеличились на 0,123 м.

Варианты индивидуальных заданий

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
L	600	100	200	150	400	500	100	150	300	250	500	450	600	150	200
Q	0,25	0,5	0,15	0,75	0,5	0,07	0,25	0,05	0,5	0,1	0,8	0,2	0,05	0,1	0,07
Вариант	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
L	500	400	150	300	250	150	600	200	500	100	450	500	100	450	300
Q	0,15	0,25	0,8	0,25	0,8	0,25	0,07	0,25	0,5	0,05	0,02	0,4	0,6	0,5	0,05

Кейс 2. ОСОБЕННОСТИ ДВИЖЕНИЯ ВОЛОКНИСТОЙ СУСПЕНЗИИ

Условия оптимизации непрерывного процесса формования с целью получения бумажного полотна однородной структуры с требуемыми физико-механическими и оптическими свойствами определяются условиями движения бумажных масс в массонапускных системах и начальной зоне формования. Исследованиями российских и зарубежных исследователей Р.Э. Рейзиня, Г.Ф. Шайдурова, О.А. Терентьева и др. установлено, что волокнистые суспензии даже в весьма разбавленном состоянии (менее 0,01%) представляют собой структурированные системы, обладающие измеримой прочностью. Механизм образования структуры и флокул является единым, последние являются как бы центрами при образовании структуры и обрывками при ее разрушении. В основу механизма образования непрерывной волокнистой структуры положена гипотеза об ограниченном объеме для свободного вращательного перемещения волокон в суспензиях производственной концентрации, которая обычно выше критической. В системе вода-волокно при концентрации 0,5 % в 1 мл³ суспензии содержится около 20 волокон. Это значит, что каждое волокно контактирует с большим количеством соседних волокон. Количество контактов для каждого волокна возрастает по мере увеличения концентрации волокнистой суспензии. Движение суспензии связано с защемлением и деформацией волокон, так как вероятность свободного перемещения, по гипотезе Мэсона, уменьшается с увеличением количества волокон в единице объема. При содержании волокон в единице объема выше этого предела они настолько связаны между собой, что не могут выпрямиться и остаются в защемленном и деформированном состоянии при снятии сдвигающих усилий. В этом случае в местах контакта возникает нормальное давление, обуславливающее определенные силы трения. Волокна становятся настолько связанными между собой, что могут передавать друг другу внешнее приложенное усилие,

образуя тем самым пространственную волокнистую решетчатую структуру. Таким образом, волокнистая структура образуется благодаря внутренним напряжениям волокон и главным образом в результате их механического переплетения. Механическое взаимодействие между волокнами становится определяющим при образовании структуры. Некоторые исследователи высказываются о возможности дополнительного физико-химического воздействия между волокнами, однако этим силам отводится незначительное влияние. Даже в полимерах, имеющих длинные цепные молекулы, основной силой взаимодействия в состоянии покоя признается сила, связанная с механическим переплетением молекул. В волокнистых суспензиях, где активность взаимодействия между собой ниже, чем в полимерах, естественно отдать предпочтение механическим силам сцепления. Ряд исследователей высказывается о возможности сольватного структурообразования. Однако для дисперсных систем, состоящих из асимметричных частиц, характерным является коагуляционное структурообразование. Естественные волокна имеют длину $0,05 \cdot 10^{-3} - 0,5 \cdot 10^{-3}$ м при толщине $0,001 \cdot 10^{-3} - 0,07 \cdot 10^{-3}$ м, поэтому силы сцепления механического переплетения следует считать преобладающими. Гидродинамика суспензий, образованных волокнами сульфитной хвойной целлюлозы при движении в длинных стеклянных трубах диаметром $8,25 \cdot 10^{-3}$ м. Анализируя кривые изменения коэффициента трения $f = 2 \frac{2L}{U} \frac{P}{D} \rho \Delta$ в зависимости от изменения скорости сдвига для сульфитной целлюлозы (рис.6), исследователи, по аналогии с движением воды, выделяют три режима движения волокнистой суспензии: ламинарный (стержневой), смешанный (переходный) и турбулентный, полагая, что такие же режимы течения существуют и для других волокнистых суспензий, обладающих структурой. На рис. 6 видно, что кривая течения суспензии имеет ряд точек, определяющих характерные особенности внутренней структуры потока при различных скоростях движения суспензии. В соответствии с этими точками выделяют три режима течения, отмеченных

цифрами 1, 2 и 3. Первый режим – ламинарное или стержневое течение (участков А-В-С). На участке В-С у стенок трубы наблюдается слой чистой воды с ламинарным течением, не содержащий волокон. Ядро потока образует стержень из переплетенных волокон, не имеющих движения относительно друг друга. Градиент скорости наблюдается только в слое чистой воды, при этом максимальная толщина слоя наблюдается у точки С. При очень низких скоростях движения (участок АВ), когда слой воды очень тонкий, наблюдается трение отдельных волокон о стенки трубы и друг о друга, что приводит к скатыванию хлопьев по стенке и соответствующему увеличению коэффициента трения. Второй режим – смешанное течение (участок СД). В этом случае в пристенном слое течение становится нестабильным и преобладает турбулентность. Турбулентные вихри отрывают волокна от основного стержня, находящегося по-прежнему в ядре потока. Таким образом, слой чистой воды у стенок исчезает, превращаясь в суспензию, а в центре потока движется стержень из переплетенных волокон, имеющий, однако, меньший диаметр, чем в случае ламинарного течения (рис.6). Третий режим – турбулентное течение (участок от точки Д и далее с повышением скорости). В этом случае турбулентные вихри разрушают волокнистый стержень, и движение полностью становится турбулентным.

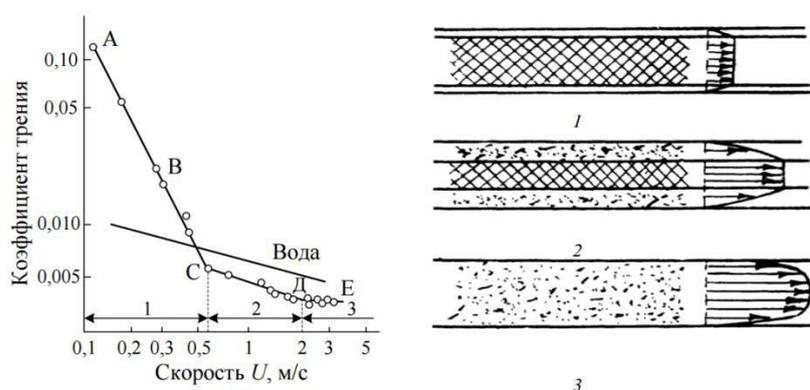


Рис. 6. Результаты экспериментальных исследований движения суспензии сульфитной целлюлозы

Величина коэффициента трения практически становится постоянной независимо от скорости потока. Отмеченные особенности характера движения волокнистых суспензий необходимо учитывать при проектировании подводных массопроводов и конкретных проточных частей напорных ящиков. Из рис.7 видно, что при достаточно низких скоростях движения коэффициент трения для волокнистой суспензии значительно выше, чем для чистой воды, и, следовательно, расчетные формулы гидравлики ньютоновских жидкостей будут неприемлемы в данном случае. Данные А. А. Робертсона и С. Г. Мэзона имеют большую научную и практическую ценность, однако поскольку они были получены на трубках малого диаметра, где значительное влияние оказывает пристенный слой, необходима их проверка на каналах, 1 2 3 9, соответствующих рабочим каналам реальных напорных ящиков. Исследование динамики внутреннего структурообразования в потоках бумажных масс в каналах промышленного масштаба проведены в Высшей школе технологии и энергетики СПбГУПТД. На рис.7 приведены результаты трансформации структуры потока суспензии сульфитной целлюлозы с повышением скорости движения. Наблюдения проведены на участке установившегося движения в прозрачной цилиндрической трубе диаметром 58 мм (рис. 7). Изменение структуры потока волокнистой суспензии (сульфитная беленая целлюлоза $C = 1,0 \%$; 30^0ШР) с увеличением скорости: а) $V = 0$; б) $V_{cp} = 0,1$ м/с; в) $V_{cp} = 0,2$ м/с; г) $V_{cp} = 0,6$ м/с; д) $V_{cp} = 1,9$ м/с; е) $V_{cp} = 2,4$ м/с; ж) $V_{cp} = 6,1$ м/с. В неподвижном состоянии (рис.7(а)) волокнистая суспензия представляет собой двухфазную среду с явно выраженными составляющими. Волокна образуют крупные соединения (коагуляции), между которыми находятся прослойки чистой воды. Коагуляции волокон стоят в виде пробок, плотно прилегающих к стенкам трубы. Образуется сцепление волокон со стенками каналов. Чтобы заставить начать двигаться такую суспензию, необходимо приложить начальный напор h_0 .

В начале движения (рис.7б) коагуляции волокон отрываются от стенок, вытягиваются в направлении потока и разбиваются на крупные флокулы, которые медленно идут по потоку, заполняя все сечение канала. Прослойка чистой воды не наблюдается, а поток напоминает клубы дыма. Виден явно выраженный стержневой поток. Дальнейшее увеличение скорости (рис.7в) вызывает появление прослойки чистой воды у стенок канала. Стержень из крупных волокон уплотняется в радиальном направлении. Между стержнем и слоем чистой воды возникает резкий градиент скоростей. Под действием градиента скорости на границе стержня отдельные волокна отрываются от основного стержня и попадают в слой чистой воды. Здесь они приобретают вращательное движение под действием градиента скоростей в самом слое чистой воды. В итоге поток суспензии при этом режиме движения представляет собой явно выраженную двухфазную среду. Стержень из крупных флокул движется внутри трубы, скользя по слою чистой воды, в которой перекачиваются автономными шариками вышеупомянутые отдельные волокна, вырванные из стержня (рис.7в). С увеличением скорости потока возрастает давление со стороны слоя чистой воды на стержень. Стержень сжимается, прослойка чистой воды у стенки канала растет. Боковое сжатие стержня вызывает увеличение сдвиговых усилий внутри стержня, кроме того, с увеличением скорости возрастают силы трения стержня о слой чистой воды. В итоге внутри стержня начинают интенсивно развиваться силы, действующие как поперек, так и вдоль стержня. Эти силы приводят к разрушению наиболее слабых связей внутри крупных флокул. В результате стержень из крупных 11 флокул разрушается и образуется стержень из более мелких флокул, который заполняет все сечения канала, поглощая прослойку чистой воды у стенок (рис.7г). Таким образом, в потоке волокнистой суспензии осуществляется состояние динамического равновесия между внешними силами и силами связи между волокнами. Внешние силы определяются гидравлическими характеристиками потока, силы связи между

волокнами - силами механического сцепления, а также физико-химическими связями. Величина и интенсивность гидравлических сил в потоке определяют степень диспергированности волокнистой суспензии. Гидравлические силы в потоке пропорциональны величине скорости потока. С увеличением скорости они возрастают. На (рис.7д) показана структура потока волокнистой суспензии при дальнейшем увеличении скорости потока. Видно, что флоккулы в потоке исчезли, однако остались еще узелки волокон, которые, цепляясь друг за друга, образуют по-прежнему стержень в потоке, о чем свидетельствует равноскоростная форма эпюры скоростей. Однако этот стержень отличается от предыдущего (рис.7г) большей диспергированностью. В стержне действуют только самые прочные силы связи между волокнами, для разрушения которых еще недостаточно тех гидравлических сил, которые характерны для данной скорости движения. Дальнейшее увеличение скорости приводит к разрушению и этих последних, наиболее прочных, связей между волокнами (рис.7е). Причем разрушение стержня начинается с периферии стержня, т.е. у стенок канала. В этом месте потока наибольший градиент скоростей, следовательно, наибольшие гидравлические силы трения. Остатки стержня остаются в центре потока. Полное разрушение стержня происходит при достаточно высокой скорости потока (рис.7ж). Ни флоккул, ни узелков в потоке больше не наблюдается. Все волокна ориентируются в направлении потока. Эпюра скоростей имеет параболический характер. Рассмотренная авторами динамика изменения структуры потока волокнистой суспензии приведена для сульфитной целлюлозы концентрацией $C = 1,0 \%$ при градусе помола 30°ШР . Аналогичная картина наблюдается и для других волокнистых суспензий, отличающихся от указанной концентрацией и композицией. Принципиально процесс структурообразования повторяется. Одним из наиболее важных факторов, влияющих на формование бумаги, является степень однородности суспензии волокон в воде. Предрасположенность суспензированных в воде

целлюлозных волокон к хлопьеобразованию является одной из причин плохого качества получаемой продукции. Опыт эксплуатации бумагоделательных машин показывает, что даже однородная суспензия, будучи обезвоженной, может дать лист с облачным просветом, а из суспензии, содержащей большое количество хлопьев, всегда получится лист еще худшей структуры. Установлено также, что в толстых отливках можно иногда обнаружить на просвет намного меньше хлопьев, чем в исходной суспензии. В листе происходит определенное перемешивание хлопьев, вызванное гидродинамическими силами, возникающее в ходе упрочнения бумажного полотна. На формирование бумажного полотна волокнистая суспензия может быть подана свободной от хлопьев лишь в том случае, если срезающие усилия потока преобладают над суммарными силами сцепления решетки. Прочность волокнистой решетки зависит от большого количества факторов, среди которых преобладающими являются концентрация и природное происхождение волокон. Так, длинноволокнистая масса образует более прочную решетку по сравнению с коротковолокнистой, и поэтому для уничтожения хлопьев из такой массы приходится затратить энергии больше, чем в случае с коротковолокнистой массой. Кроме концентрации массы, на интенсивность хлопьеобразования влияют свойства самих волокон, степень разработанности (фибрильность), гибкость, химическая природа и т.д. Различные виды целлюлозы по одним данным располагаются по убыванию склонности к хлопьеобразованию в следующей последовательности: сульфитная небеленая, сульфатная целлюлоза, сульфатная беленая, сульфитная беленая, хлопок, лен. Противоречивость этих данных связана не только с недостаточной изученностью этого явления, но в значительной мере и с действием других факторов, оказывающих различное влияние в зависимости от условий.

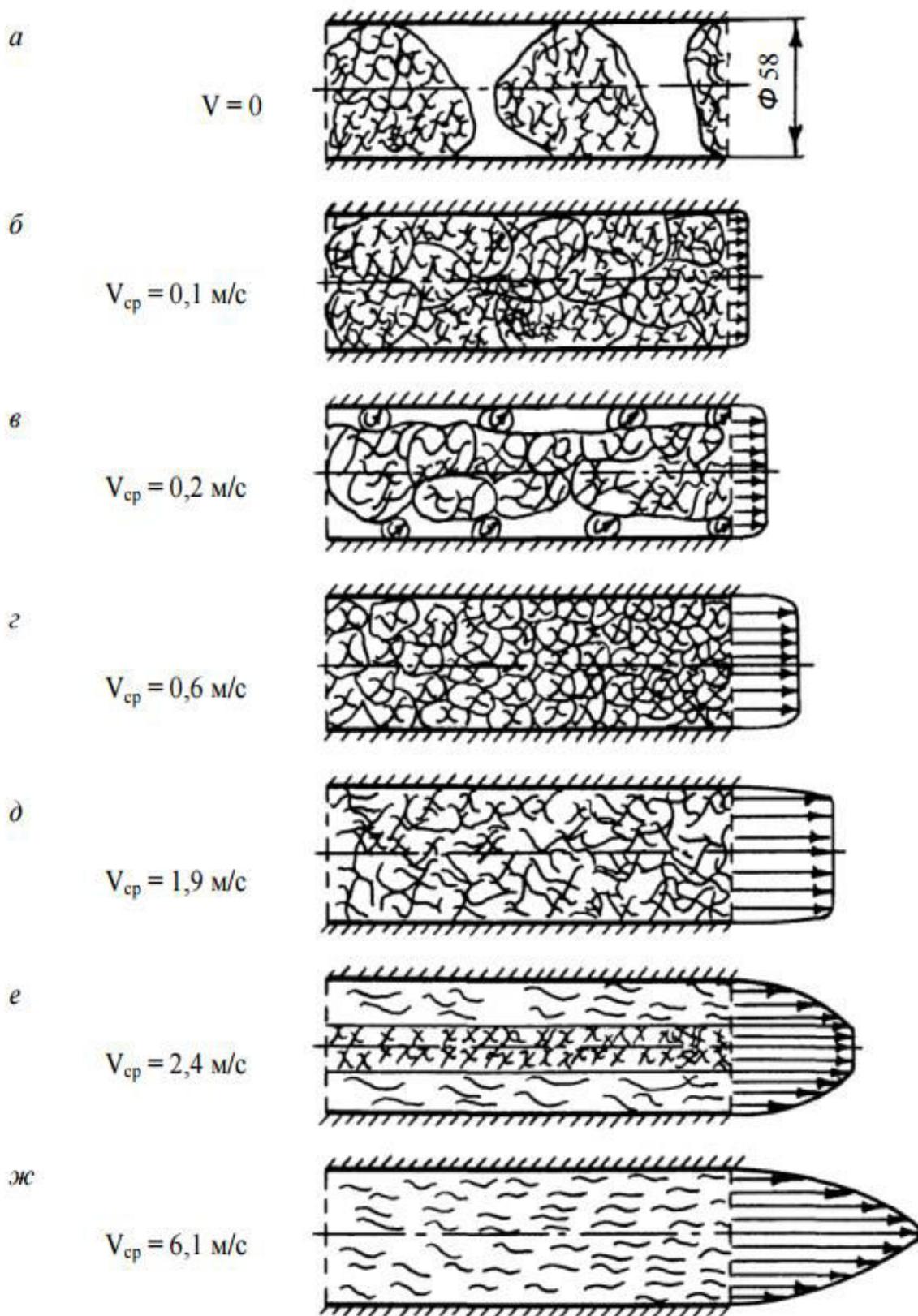


Рис.7. Изменение структуры потока волокнистой суспензии (сульфитная беленая целлюлоза $C = 1,0 \%$; 30^0ШР) с увеличением скорости

Кейс 3.ОПТИМАЛЬНЫЙ ВЫБОР НАСОСА.

Почему важна комплексная оптимизация гидравлической системы?

Центробежный насос представляет собой сложный механизм, но является лишь элементом более сложной системы. Повышение энергоэффективности зависит от многих факторов и отдельных элементов, но в конечном итоге всегда приходится анализировать всю систему полностью. Тщательное изучение профиля нагрузки оборудования также необходимо для оптимизации как существующих, так и проектируемых систем. Целью является выявление потенциала экономии и разработка мероприятий для его реализации. Так, в рамках проекта ReMain проведены исследования технического состояния более 80 центробежных насосов на крупном немецком химическом заводе. Оказалось, что только небольшая часть из них работает в оптимальном режиме. Часть из них была переразмечена и работала с недогрузками, а некоторые, напротив, в перегруженном режиме. Это приводило к повышению издержек и снижению общей эффективности производственных процессов.

Очевидно, что режим работы влияет не только на потери энергии, но и на надежность насоса. Исследования фирмы DuPont показали, что механические уплотнения и подшипники при работе в недогруженном или перегруженном режиме изнашиваются быстрее, чем в рабочей точке. При недогруженном режиме возникают рециркуляция перекачиваемой жидкости в рабочем колесе, кавитация, перегрев. В перегрузках также возможно возникновение кавитации, снижается КПД насоса и значительное увеличение потребляемой насосом мощности.

Задача оптимизации осложняется тем, что основные цели развития могут противоречить друг другу, так как решения конкретной проблемы могут давать отрицательный эффект для другой. Так, например, для достижения максимального КПД требуется иное конструктивное решение, нежели для достижения максимальной надежности. Одним из способов примирить эти противоречия становится многофакторный анализ, требующий соответствующего инструментария.

Оптимизации гидравлических систем с KSB

Поскольку KSB является одним из ведущих мировых разработчиков и производителей как насосного оборудования, так и запорной арматуры, здесь хорошо знакомы с проблематикой оптимизации гидравлических систем.

Поэтому компания разработала и постоянно совершенствует систему анализа-Fluid Future, которая позволяет не только сбалансировать работу сетей и их составляющих, но и повысить общую эффективность предприятия.

В целом алгоритм анализа работы систем основан на сборе данных о поломках насосов, количестве и качестве восстановительных и аварийных ремонтов, энергетических затратах, о расходах на профилактические ремонты, анализе неисправностей и проведении энергетического аудита.

Все это образует четыре этапа, составляющих концепцию энергоэффективности с названием FluidFuture.

Расчет параметров

Важно понимать, что стоимость современного оборудования редко превышает 10% от общей стоимости жизненного цикла, большую часть которого составляют эксплуатационные затраты. Поэтому на следующем этапе для обеспечения энергоэкономичной работы вашей системы особую важность представляет расчет параметров. С этой целью отдельные компоненты гидравлической системы адаптируются к конкретным требованиям и идеально согласовываются друг с другом. Оптимальное решение для каждого применения мы разрабатываем в рамках консультаций с заказчиком.

На этом этапе одним из основных инструментов становится автоматизированная программа подбора EasySelect, Первым шагом для оптимального расчета параметров насосов, арматуры и трубопроводов является определение структуры системы. На основе профиля нагрузки и геодезического напора мы определяем количество и режим эксплуатации задействованных насосов. За счет адаптации напора к потребности с помощью системы частотного регулирования при переменном профиле нагрузки достигается энергосбережение до 60 % по сравнению с работой нерегулируемых насосов.

Далее приступаем непосредственно к расчету параметров насосов, арматуры и трубопроводов:

Насосы

На втором этапе выбора насоса компоненты подстраиваются под структуру системы. Для этого предлагается ряд подходящих типоразмеров насосов и подрезаем рабочее колесо под рабочую точку.

Арматура

При подборе арматуры важно обращать внимание на оптимальные значения расхода и правильные трубопроводы. Арматура KSB обеспечивает значительную экономию затрат за счет оптимальных значений Zeta и прочих преимуществ продукции.

Трубопровод

В расчете энергоэффективной насосной системы особое место отводится параметризации трубопровода. При этом следует отметить учет скорости потока, расширение трубопровода на выходе из насоса и правильный выбор материалов. Для оптимального определения размеров трубопровода необходимо найти экономический компромисс между потерями на трение в трубе и применяемыми материалами.

Выбор двигателей и средств автоматизации

Для правильного подбора насоса большую роль играет подбор привода и средств автоматизации. Благодаря концепции двигателей KSB для каждой установки поставляется оптимальный привод. В зависимости от профиля нагрузки возможен выбор оптимального сочетания двигателя и средств автоматизации из широкой производственной линейки KSB. Наряду с вашими пожеланиями мы учитываем аспекты экономичности и ресурсоэффективности. Кроме того, наше оборудование соответствует требованиям директивы ErP.

Энергоэффективные двигатели

Большинство насосов KSB комплектуются двигателями класса эффективности IE4 и IE5, фактические характеристики которых превосходят требования предыдущего стандарта, обеспечивая дополнительную экономию 15 % электроэнергии.

Адаптация производительности к потребности

Традиционно при проектировании и подборе оборудования принято ориентироваться на пиковые нагрузки, которые редко превышают 20% времени работы техники. Следствием такого подхода является снижение КПД и снижение энергоэффективности системы. Поэтому использование систем регулирования частоты вращения, таких как PumpDrive, позволяет адаптировать производительность насоса к фактической потребности и не производить повторный расчёт.

Комплексный подход к анализу гидравлических систем позволяет кардинально снизить издержки эксплуатации за счет правильного подбора оборудования и режимов его работы. В KSB на сегодняшний момент разработан полный набор инструментов, которые позволяют оптимизировать сети практически любой сложности. В дальнейшем об этом вы будете более подробно ознакомлены, а также о современном подходе к оценке жизненного цикла насосов и запорной арматуры.

Кейс 4. ВЫБОР ПЕРЕМЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ РЕАКТОРА КОТЛА.

Эти аппараты (рис.8) предназначены для проведения химических превращений в жидких средах, которые могут содержать диспергированную твердую или газообразную фазу.

Сосуд реактора 1 в зависимости от свойств рабочей среды выполняется из углеродистой, легированной стали или чугуна часто с эмалированной внутренней поверхностью.

Нагрев, охлаждение жидкости, подвод или отвод тепла реакции осуществляются теплоносителем в рубашку 2. С целью интенсификации реакции и теплообмена жидкость перемешивается мешалкой 3. Если реакция проходит при температуре, близкой к температуре кипения жидкости, реактор соединяется с обратным холодильником, в котором конденсируются пары жидкости, а конденсат стекает в реактор.

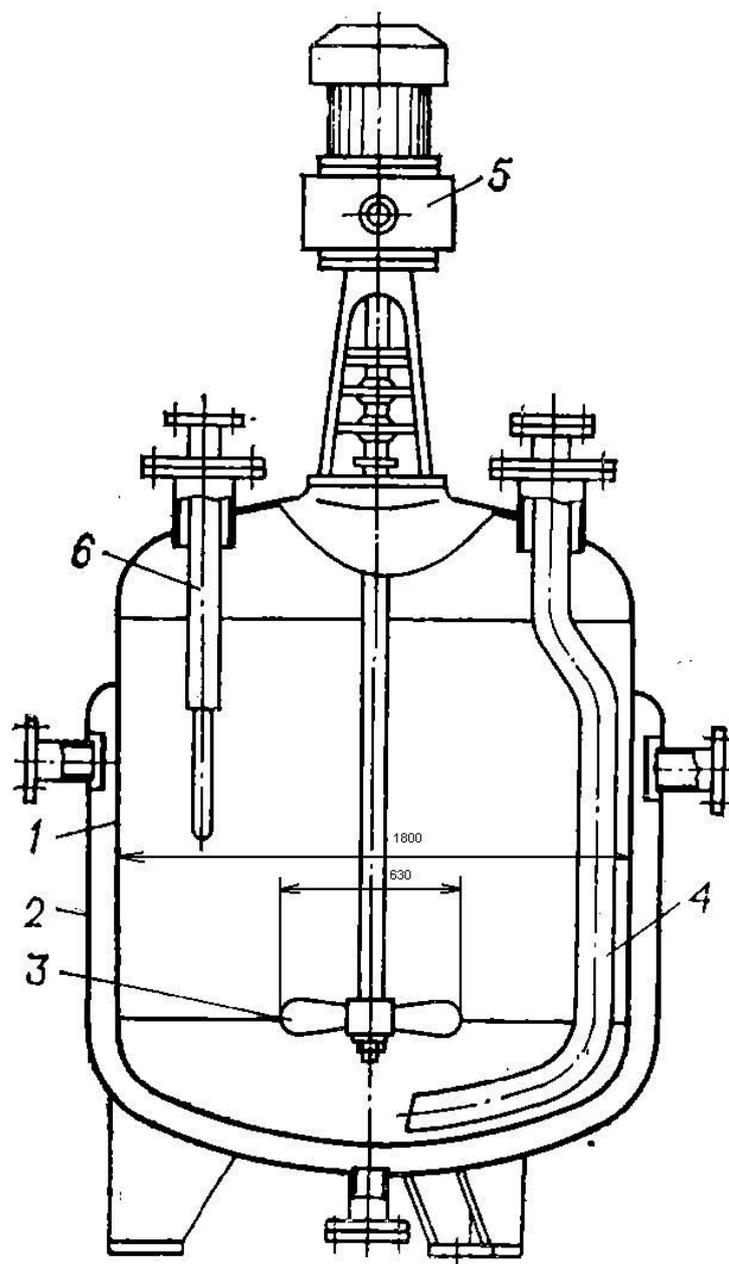


Рис.8. Реактор-котел: 1 – корпус; 2 – рубашка; 3 – мешалка; 4 – подача среды; 5 – привод; 6 – приборы контроля за процессом (термометр, манометр)

Верхняя крышка сосуда может быть плоской или сферической (при повышенных давлениях), нижнее днище - сферическое или коническое, если жидкость, выгружаемая через нижний штуцер, содержит твердую фазу.

Соединение сосуда с рубашкой выполняется в различных вариантах (рис.9): вариант (а) - рубашка 1 приварена к сосуду 2, который имеет нижний сливной штуцер 3. Такой вариант рекомендуется для теплоносителей, не

загрязняющих стенки рубашки и сосуда, а также для обработки неагрессивных жидкостей, допускающих установку запорного устройства (крана, вентиля) на сливном штуцере. По условиям монтажа имеется доступ к запорному устройству. Рубашка и сосуд - стальные. Вариант б) - рубашка съемная, соединяемая с сосудом 2 на фланце; сосуд имеет нижний сливной штуцер 3 (Данный вариант рекомендуется для теплоносителей, загрязняющих стенки рубашки и сосуда).

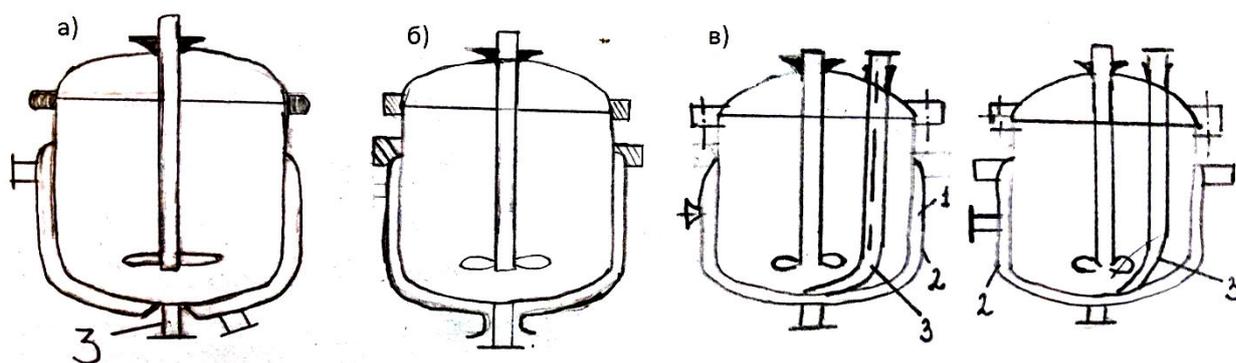


Рис.9. Исполнение рубашек реактора

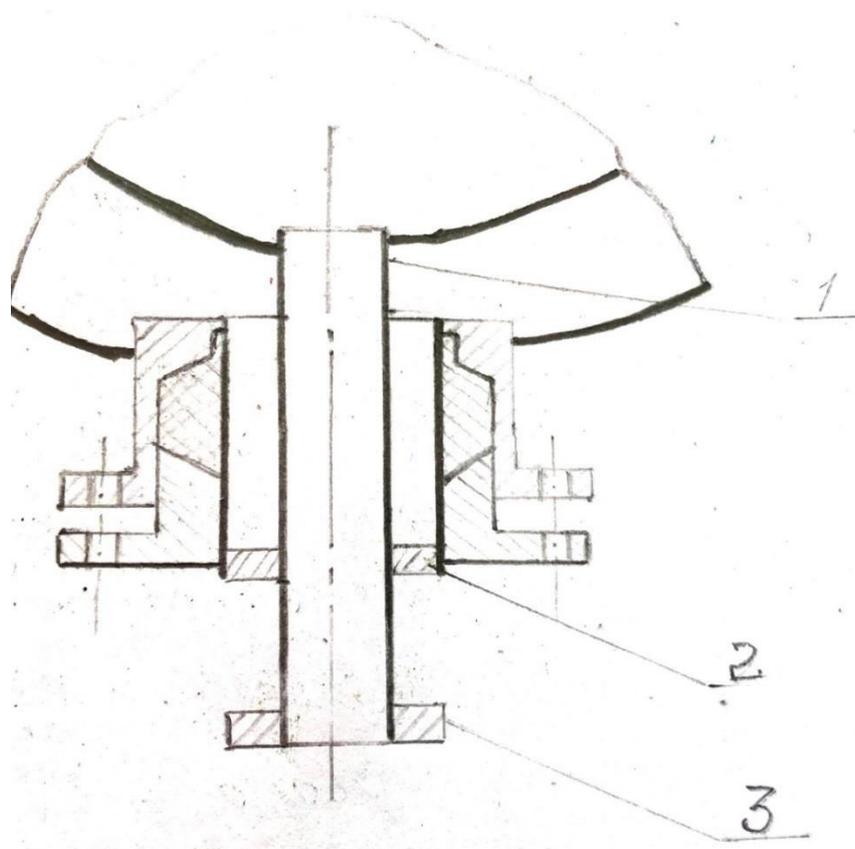


Рис.10. Сливной штуцер реактора со съемной рубашкой: 1 – штуцер;
2 – прижимной механизм; 3 – фланец

Вариант в)- рубашка приварная или съемная, сосуд 2 не имеет нижнего сливного штуцера. Сосуд опоражнивают, передавливая инертным газом жидкость по трубе 3. Такой вариант рекомендуется при обработке агрессивных жидкостей и при затрудненности доступа к сливному запорному устройству.

На аппаратах со съемными рубашками нижний сливной штуцер имеет сальниковое уплотнение, обеспечивающее плотность фланцевого соединения сосуда с рубашкой (рис.9). Особенность конструкции сальникового уплотнения заключается в том, что приваренный к патрубку 1 стакан 2 имеет диаметр больший, чем у фланца 3. Это позволяет снимать рубашку с сосуда. Крепление штуцера с трубопроводом осуществляется с помощью полуфланцев, надеваемых сверху на фланец 3. Типоразмеры выпускных нижних штуцеров приведены к нормали.

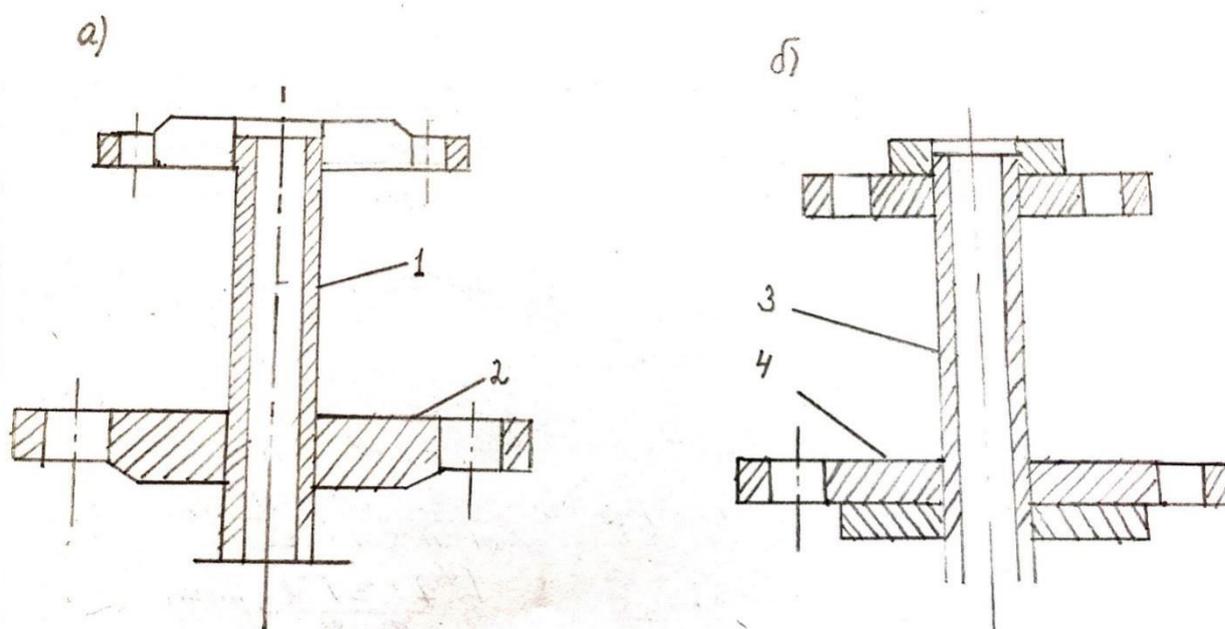


Рис.11. Ввод трубы передавливания в реактор: 1, 3 – штуцер; 2,4 – фланец

Вводы труб в реактор выполняют в двух вариантах (рис. 11). Если труба 1 прямая, то она имеет приварной фланец 2, который крепится к бобышке на крышке аппарата. Изогнутая труба 3 крепится к бобышке накладным фланцем 4. Это позволяет выбрать нужное положение трубы в аппарате. Типоразмеры вводов труб приведены в стандарте, бобышек - в стандарте.

Диаметр рубашки $D_v - D \cdot 0,1$ м, где D - диаметр сосуда. Это позволяет при изготовлении аппаратов использовать стандартные днища и фланцевые соединения.

Если нагрев или охлаждение реактора осуществляется жидким теплоносителем, то к наружной стенке 1 сосуда можно приварить спиральную полосу 2, образующую в полости рубашки узкий канал. Это увеличивает скорость теплоносителя, следовательно, и коэффициент его теплоотдачи.

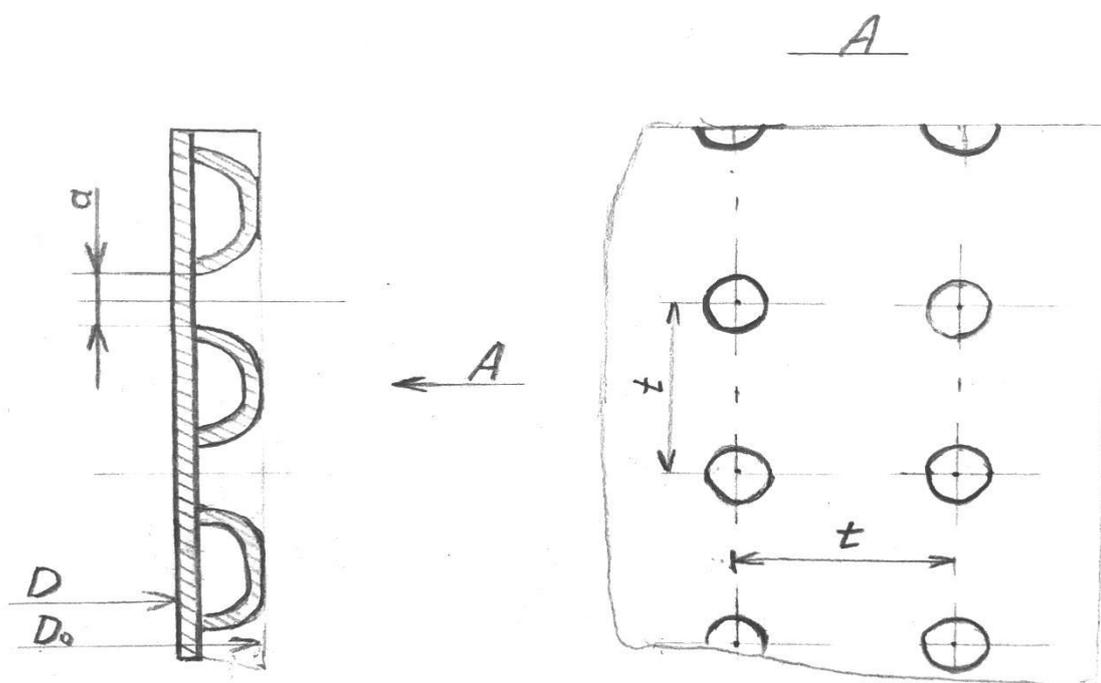


Рис.12. Рубашка с вмятинами

На аппаратах, обогреваемых теплоносителем с высоким давлением (до $6,4 \text{ МН/м}^2$), устанавливаются рубашки с вмятинами или из полутруб. Рубашки с вмятинами (рис. 12) выполняются из обечайки, на которой предварительно прорублены отверстия, а их кромки отогнуты внутрь. Кромки отверстий привариваются к сосуду аппарата.

В соответствии со стандартом рубашки с вмятинами имеют следующие размеры:

Таблица 1. Таблица размеров рубашки охлаждения или нагрева

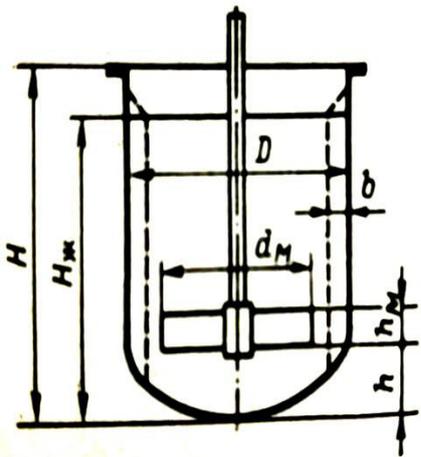
$D, \text{ мм}$	$R, \text{ мм}$	$S, \text{ мм}$
700 ÷ 1200	30	3 (при $p_p = 2,5$ и $3,2 \text{ МН/м}^2$)
1200 ÷ 3000	35	4 (при $p_p = 4$ и $6,4 \text{ МН/м}^2$)

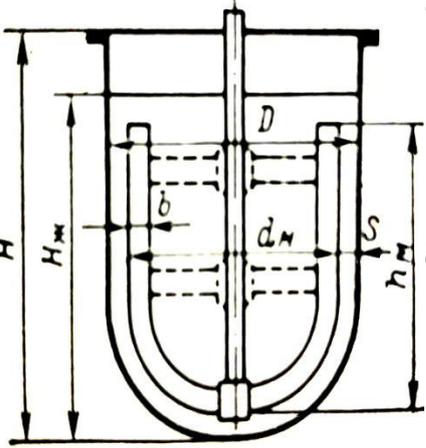
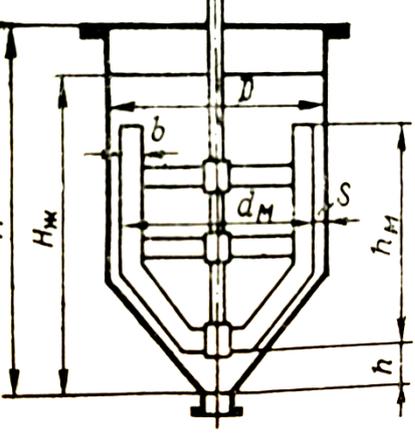
Перемешивающие устройства

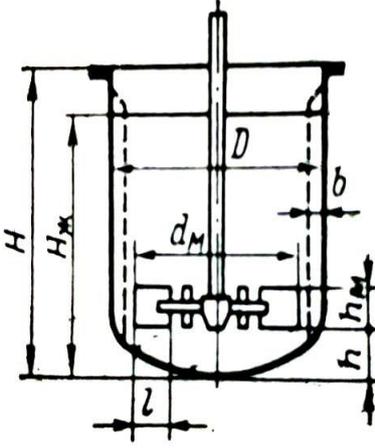
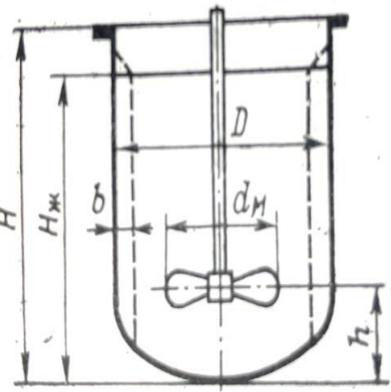
Перемешивание жидкостей в реакторах-котлах осуществляется преимущественно мешалками следующих типов: лопастными, якорными, рамными, турбинными и трехлопастными (с наклонными лопастями), аналогичными по эффективности пропеллерным мешалкам.

Основные конструктивные размеры этих мешалок и условия их работы приведены в табл. 2. (подробнее см. рисунки).

Таблица 2. Конструктивные размеры мешалок, их работа и скорости

Тип мешалки	Соотношение размеров	Условия работы и окружная скорость
<p>Лопастная</p> 	$\frac{D}{d_M} = 1,5 \div 2,5$ $\frac{h}{d_M} = 0,1$ $\frac{h_M}{d_M} = 0,4 \div 1,0$ $\frac{B}{d_M} = 0,1$ $\zeta = 0,88$	<p>Перемешивание взаиморастворимых жидкостей, взвешивание частиц в жидкости при соотношении масс твердого вещества и жидкости до 90%, взмучивание легких осадков. Вязкость среды до 3 Па·с. Окружная скорость мешалки = 1,5 ÷ 5 м/с.</p>

<p>Якорная</p> 	$\frac{D}{d_{\text{м}}} = 1,02 \div 1,2$ $\frac{b}{d_{\text{м}}} = 0,07$ $\frac{h}{d_{\text{м}}} = 0,8 \div 1,0 \frac{h_{\text{м}}}{d_{\text{м}}}$ $= (0,5 \div 1,5) \times (\Gamma_D - 1)$ $\zeta = 1,2$	<p>Перемешивание вязких и тяжёлых жидкостей, интенсификация теплообмена в аппаратах с рубашкой, предотвращение выпадение осадка на стенках и днище, суспендирование в вязких средах. Вязкость среды до 40 Па·с. Окружная скорость мешалки $\omega=0,5 \div 5,5$ м/с.</p>
<p>Рамная</p> 	$\frac{D}{d_{\text{м}}} = 1,02 \div 1,2$ $\frac{b}{d_{\text{м}}} = 0,07$ $\frac{h}{d_{\text{м}}} = 0,9 \div 1,0$ $\frac{h_{\text{м}}}{d_{\text{м}}} = (0,5 \div 1,5) \times (\Gamma_D - 1)$ $\zeta = 128$	<p>Перемешивание вязких и тяжёлых жидкостей, интенсификация теплообмена в аппаратах с рубашкой, предотвращение выпадение осадка на стенках и днище, суспендирование в вязких средах. Вязкость среды до 40 Па·с. Окружная скорость мешалки $\omega=0,5 \div 5,5$ м/с.</p>

Тип мешалки	Соотношение размеров	Условия работы и окружная скорость
<p>Турбинная</p> 	$\frac{D}{d_M} = 3 \div 4$ $\frac{b}{d_M} = 0,2$ $\frac{h}{d_M} = 0,4 \div 1,0$ $\frac{l}{d_M} = 0,25$ $\zeta = 8,4$	<p>Растворение и взвешивание твердых частиц с массовым содержанием их в жидкости до 60% и размерами до 1,5 мм, диспергирование газа и жидкости, перемешивание неньютоновских жидкостей. Вязкость среды до 40 Па·с. Окружная скорость мешалки $\omega = 2,5 \div 10$ м/с.</p>
<p>Трехлопастная (пропеллерная)</p> 	$\frac{D}{d_M} = 3 \div 4$ $\frac{h_M}{d_M} = 0,4 \div 1,0$ $\frac{B}{d_M} = 0,1$ $\zeta = 0,56$	<p>Растворение и эмульгирование жидкостей с вязкостью до 4 Па·с. Взвешивание твердых частиц с весовым содержанием до 50%. Перемешивание волокнистых материалов окружная скорость $\omega = 3,5 \div 16$ м/с.</p>

Частота вращения перемешивающего устройства зависит от его технологического назначения. При проведении реакций в легкоподвижных жидкостях частоту вращения мешалки, обеспечивающую выравнивание концентраций и температур в рабочем объеме аппарата, обычно находят из условия:

$$Re_u = \frac{nd_M^2 \cdot \rho_{ж}}{\mu_{ж}} > 10^4.$$

Окончательный выбор n определяется рабочей характеристикой привода перемешивающего устройства.

При большой частоте вращения в сосуде образуется воронка жидкости, глубина которой может достигать ступицы мешалки. Во избежание этого в сосуде устанавливают отражательные перегородки. Глубина воронки, образующейся в сосуде без перегородок:

$$h = B \frac{n^2 \cdot d_M^2}{2},$$

где B — коэффициент пропорциональности, зависящий в основном от типа мешалки.

Мощность привода мешалки

Мощность привода мешалки рекомендуется рассчитывать по формуле (3):

$$N_{пр} = \frac{K_n (K_1 \sum K_1 N + N_y)}{\eta},$$

где $K_n = 1,25$ — коэффициент запаса мощности в пусковой период (учитывается только для аппаратов без перегородок);

$K_1 - 2$ - при змеевике, размещенном вдоль стенки сосуда;

$C = 1,2$ - при наличии трубы передавливания или уровнемера, гильзы термомпары и т.п.;

N - мощность, затрачиваемая на перемешивание жидкости;

N_y — мощность, затрачиваемая на преодоление трения в уплотнении вала мешалки;

КПД = 0,85-0,9 - коэффициент полезного действия привода.

Мощность, затрачиваемая на перемешивание жидкости:

$$N = K_N \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d_M^5, \text{ Вт,}$$

где K_N — критерий мощности;

ρ - плотность жидкости, кг/м³;

n - частота вращения мешалки, об/с;

d_M - диаметр мешалки, м.

Методика расчета K_N для различных случаев перемешивания подробно изложена в [3].

Для наиболее распространенных случаев перемешивания жидкостей в химических реакторах зависимости $K_N = f(Re_u)$ приведены на рис.15. Необходимо отметить, что при интенсивном перемешивании жидкостей (при развитой турбулентности, когда $Re_u > 103$) влияние сил вязкостного трения, а следовательно, и критерия Re_u на мощность очень мало. Это приводит к тому, что показатель степени при критерии Re_u (в зависимости от типа мешалки и условий перемешивания) имеет значения $a = (0,05-1-0,2)$; чем интенсивнее перемешивание, тем меньше величина a .

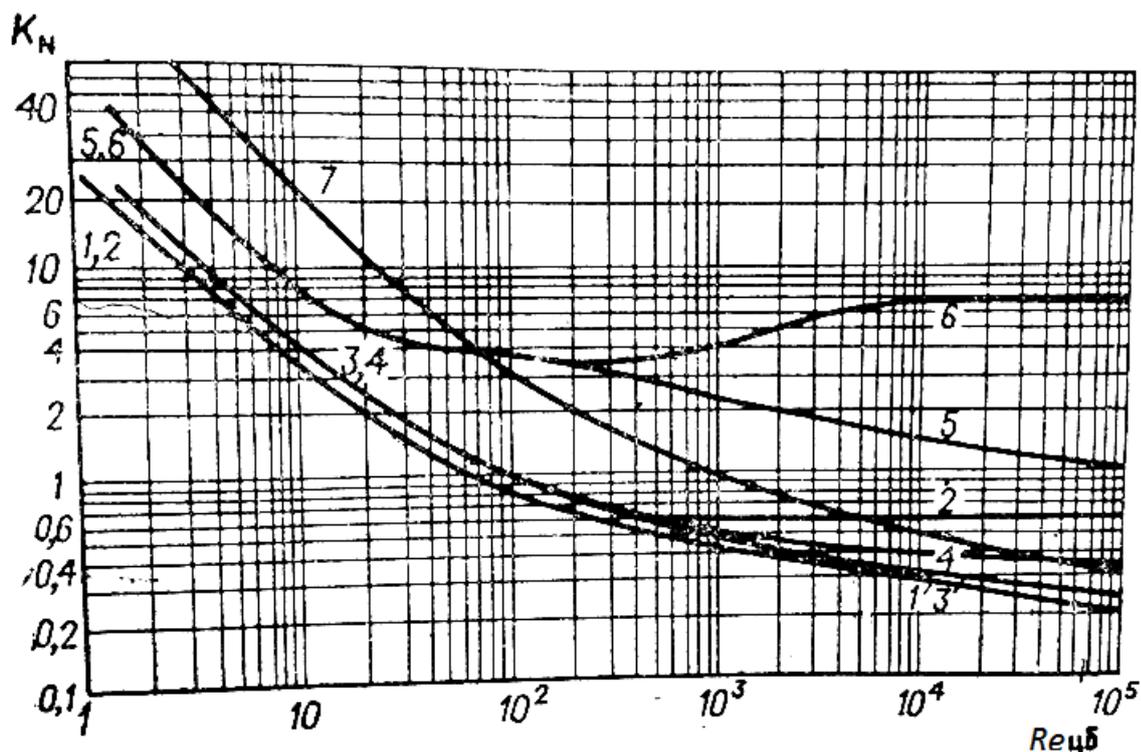


Рис. 15. Зависимость $K_N=f(Re)$ для мешалок:

- 1- лопастная $\Gamma_p = 1,5$, трехлопастная с наклонными лопастями $\Gamma_p = 3-4$ (пропеллерная); 2 – лопастная $\Gamma_p = 1,5$ в аппарате с перегородками; 3 – трехлопастная с наклонными лопастями (пропеллерная) в аппарате с перегородками $\Gamma_p = 3-4$; 4 – турбинная открытого типа $\Gamma_p = 4$; 5 – турбинная открытого типа в аппарате с перегородками $\Gamma_p = 4$; 6 – якорная и рамная;

$$\Gamma_p = 1,15$$

$$K_N = \frac{N}{\rho n^3 d_M^5} = 0,36;$$

$$N = 0,36 \rho n^3 d_M^5 .$$

Например, при перемешивании жидкости трехлопастной мешалкой в сосуде с перегородками:

$$K_N = 0,64 Re_{ц}^{-0,05} .$$

Если критерий $Re_{ц}$ изменять от 10^4 до 10^5 , то K_N соответственно будет иметь значения 0,4 и 0,32. Относительное отклонение этих величин K_N от среднего $K_N = 0,36$ составит ($\pm 11\%$).

ПРИЛОЖЕНИЕ К КЕЙСУ 4

Основные параметры вертикальных цилиндрических стальных аппаратов

Вертикальные цилиндрические стальные аппараты с механическими перемешивающими устройствами регламентированы ГОСТ 20680-86. Структура обозначения аппаратов складывается следующим образом: первые две цифры обозначают конструктивное исполнение корпуса аппарата:

00 – с эллиптическим днищем и съёмной эллиптической крышкой;

01 – с эллиптическим днищем, съёмной эллиптической крышкой и рубашкой;

10 – цельносварной с эллиптическими днищем и крышкой;

11 – цельносварной с эллиптическими днищем, крышкой и гладкой приварной рубашкой.

Вторые две цифры обозначают тип мешалки и внутренних устройств:

01 – с трехлопастной мешалкой;

03 – с турбинной мешалкой, без отражательных перегородок;

10 – с рамной мешалкой;

23 – с турбинной мешалкой, с отражательной перегородкой;

33 – с турбинной мешалкой и змеевиком.

Техническая характеристика перемешивающих устройств приведена ниже (табл. П.1).

Таблица П.1

Техническая характеристика перемешивающих устройств

V, м ³	Тип мешалки и внутренних устройств									
	03		33		23		10		01	
	мощность, кВт	n, об/мин	мощность, кВт	n, об/мин	мощность, кВт	n, об/мин	мощность, кВт	n, об/мин	мощность, кВт	n, об/мин
0,025	—	—	—	—	—	—	0,75	56	0,75	355
0,04	—	—	—	—	—	—	0,75	56	0,75	355
0,063	—	—	—	—	—	—	0,75	56	0,75	355
0,1	—	—	—	—	—	—	0,75	56	0,75	355
0,16	—	—	—	—	—	—	0,75	56	0,75	355
0,25	—	—	—	—	—	—	0,75	56	3	250
0,4	—	—	—	—	—	—	0,75	56	3	250
0,63	—	—	—	—	—	—	0,75	56	3	250
1	3	195	3	195	3	195	3	63	—	—

Для изготовления корпусов используют углеродистые, низколегированные и нержавеющие стали (ВСт3сп4; 09Г2С; 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т, 08Х226Т, 08Х21Н6М21).

Гладкие приварные рубашки, как правило, изготавливают из углеродистой стали. Мешалку, вал и другие детали, соприкасающиеся с рабочей средой, изготавливают из сталей с коррозионной стойкостью не ниже, чем сталь, из которой выполнен корпус аппарата.

Аппараты изготавливают с сальниковыми и торцовыми уплотнениями. Уплотнительная поверхность фланцев аппаратов, укомплектованных сальниковыми уплотнениями — гладкая; аппаратов, укомплектованных торцовыми уплотнениями — «шип — паз». Прокладки аппаратов — из паронита.

Аппараты комплектуют мотор-редукторами МПО1 или МПО2 с электродвигателями закрытого обдуваемого исполнения АО2 или взрывозащищенного исполнения ВАО.

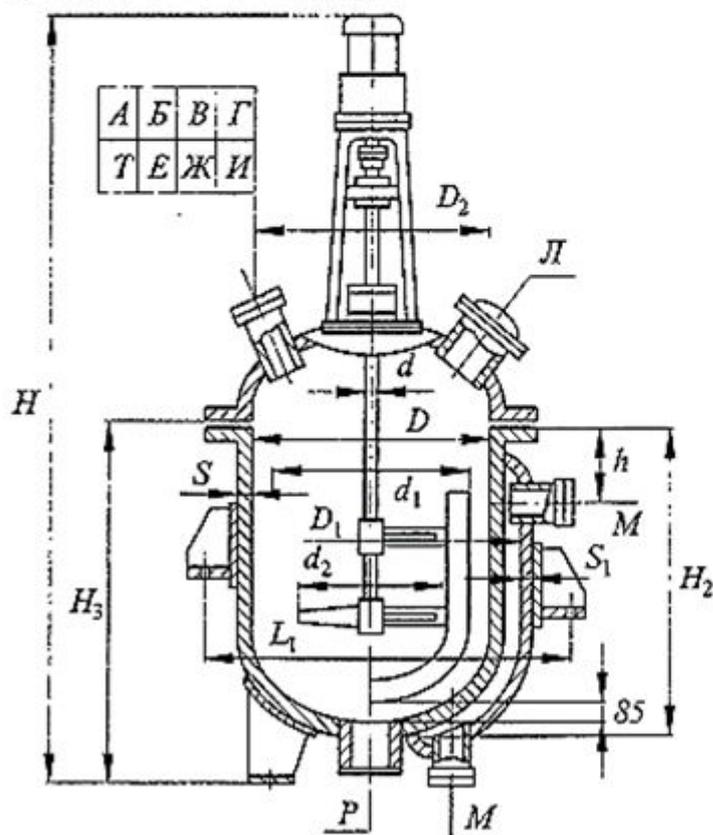


Рис.

П.1. Конструктивное исполнение аппаратов с эллиптическим дном и съемной эллиптической крышкой объемом 0,025 – 0,63 м

Таблица П.2

Основные параметры вертикальных стальных аппаратов с перемешивающими устройствами объемом $V = 0,025 \div 0,63 \text{ м}^3$ (рис. П.1)

$V, \text{ м}^3$	Исполнение	Основные размеры											Масса, кг		
		D	D_2	L_1	d	d_1	d_2	H	H_2	H_3	h	S		S_1	
0,025	0101	300	270	532	25	—	125	1495	380	520	125	4	4	195	
	220					—	1585	200							
	0001			482		—	125	1480		510				—	185
	0010					220	—	1570						190	
0,04	0101	350	310	610	25	—	125	1565	455	550	140	5	4	215	
	0110					280	—	1620						230	
	0001			560		—	125	1545		540				—	200
	0010					280	—	1605						210	
0,063	0101	400	360	660	25	—	125	1670	445	665	105	5	4	250	
	0110					320	—	1840						300	
	0001			614		—	125	1655		650				—	225
	0010					320	—	1825						275	
0,1	0101	400	360	660	25	—	125	1970	740	960	105	5	4	275	
	0110					320	—	2130						335	
	0001			614		—	125	1955		945				—	235
	0010					320	—	2115						290	
0,16	0101	500	300	862	25	—	125	2120	750	1050	105	6	4	350	
	0110				40	420	—	2250						370	
	0001			808	25	—	125	2090		1020				—	300
	0010				40	420	—	2060						320	
0,25	0101	700	500	1070	40	—	200	2400	570	870	175	8	4	520	
	0110					560	—	2130						540	
	0001			1020		—	200	2390		860				—	440
	0010					560	—	2120						460	
0,4	0101	800	545	1170	40	—	200	2840	725	1200	220	8	5	740	
	0110					630	—	2510						630	
	0001		1128	—		200	2710	1065		—				630	
	0010			630		—	2660			560					
0,63	0101	800	545	1170	40	—	200	3240	1125	1600	290	8	5	840	
	0110					630	—	2910						750	
	0001		1128	—		200	3110	1465		—				680	
	0010			630		—	3000			640					

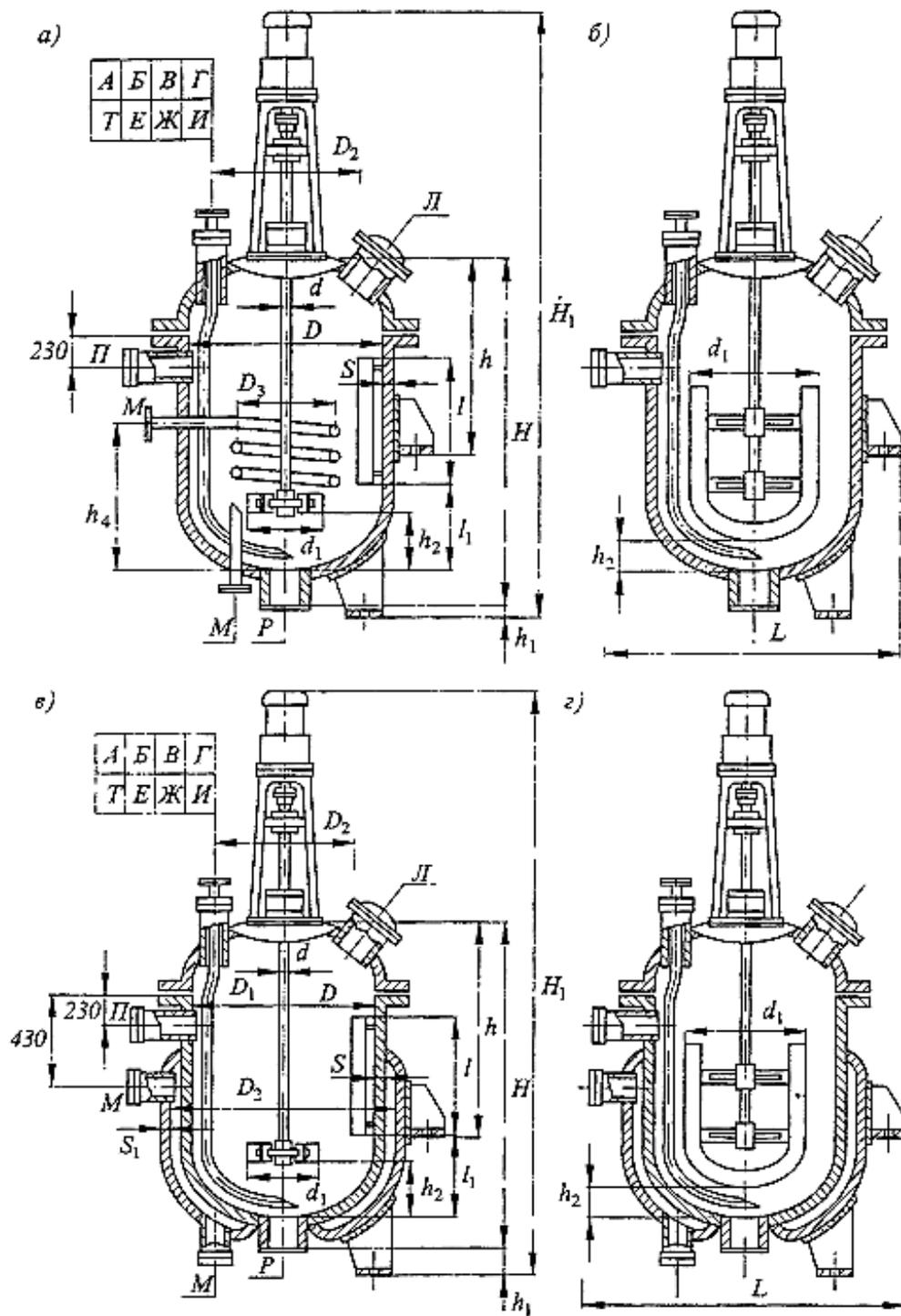


Рис. П.2. Аппараты с эллиптическим дном и съемной эллиптической крышкой: а – исполнение 0003, 0033 и 0023; б – исполнение 0010; в – исполнение 0103 и 0123; з – исполнение 0110

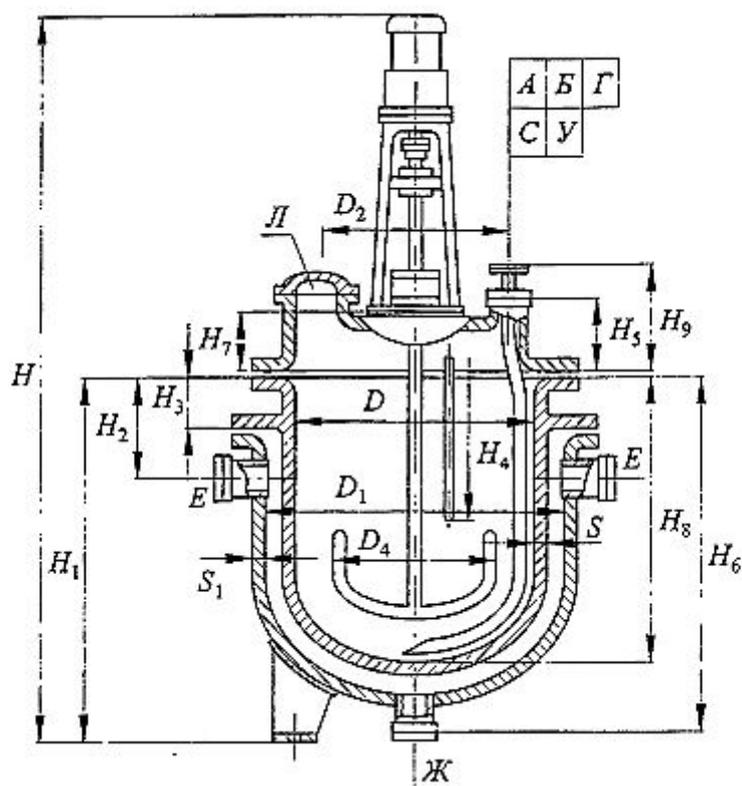


Рис. П.3. Чугунный эмалированный аппарат

Таблица П.3

Основные параметры чугунных эмалированных аппаратов (рис.П.3)

Показатель	Условное обозначение аппарата			
	ЧЭр 0,4-0-12-01 ЧЭрв 0,4-0-12-01	ЧЭр 0,63-0-12-01 ЧЭрв 0,63-0-12-01	ЧЭр 1,25-0-12-01 ЧЭрв 1,25-0-12-01	ЧЭр 2,0-0-12-01 ЧЭрв 2,0-0-12-01
Объем, м ³	0,4	0,63	1,25	2
Остаточное давление в корпусе, кПа (мм рт.ст.)	40 (300)			
Условное давление, МПа (кгс/см ²) в корпусе в рубашке	0,3 (3) 0,6 (6)			
Площадь поверхности теплообмена, м ²	1,97	2,42	4,55	6,41
Диаметр вала мешалки в зоне уплотнения, мм	57	57	76	76

Таблица П. 4. Размеры реактора котла

Основные размеры, мм																Масса, кг	Мощность электродвигателя, кВт	Частота вращения мешалки, с ⁻¹ (об/мин)
D	D ₁	D ₂	D ₄	H	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	H ₅	H ₆	H ₇	H ₈	H ₉	S	S ₁			
900	1000	710	580	2260	960	345	215	800	142	857	205	750	260	21	8	1275	0,75	0,83 (50)
1000	1100	790	650	2410 (2550)	1090	345	215	930	150	990	222	880	265	23	8	1590 (2475)	1,5 (2,2)	
1200	1300	850	900	2990 (3125)	1537	455	250	930	200	1415	258	1300	315	21	10	2435 (2475)	3	
1400	1500	950	1050	3240 (3395)	1770	455	250	1160	227	1650	293	1530	340	24	10	3285 (3325)	3	

Таблица П.5. Варианты заданий

Номер задачи	V_c , м ³ /с	$x_{Aн}$, кмоль/м ³	x_A	$x_{Bн}$, кмоль/м ³	t_p , °С	$K_p \cdot 10^4$	$q_p \cdot 10^{-4}$, Дж/кмоль	$\mu_{ж} \cdot 10^{-3}$, Па·с	$c_{ж} \cdot 10^{-3}$, Дж/(кг·К)	$\lambda_{ж}$, Вт/(м·К)	$\rho_{ж} \cdot 10^{-3}$, кг/м ³
9.26	15	0,20	0,6	Реакция нулевого порядка	105	5,5	4200	5,0	2,7	0,18	0,95
9.27	22	0,15	0,5		150	3,2	6500	3,2	3,6	0,12	1,05
9.28	25	0,12	0,7		165	3,3	5300	10,0	3,2	0,11	0,87
9.29	38	0,3	0,6		132	6,6	2600	4,3	2,8	0,15	0,93
9.30	34	0,25	0,65		144	6,9	2300	12,0	3,8	0,16	1,15
9.31	11	0,13	0,75		110	4,2	2040	16,0	1,7	0,22	1,02
9.32	7	0,12	0,8		130	3,3	8400	4,5	2,6	0,19	0,98
9.33	15	0,16	0,7		145	5,1	4620	6,4	2,8	0,20	0,75
9.34	25	0,25	0,65	Реакция первого порядка	110	51	1630	3,8	2,5	0,16	0,95
9.35	28	0,13	0,75		145	61	2700	4,0	3,1	0,14	0,87
9.36	80	0,15	0,65		175	42	2080	16,5	1,7	0,18	1,03
9.37	45	0,4	0,5		110	28	1700	17,0	1,8	0,23	1,05
9.38	43	0,23	0,65		146	45	1680	4,8	1,9	0,15	0,97
9.39	64	0,21	0,6		115	46	1720	10,6	2,3	0,16	0,86
9.40	11	0,15	0,65		125	46	4100	13,8	1,9	0,21	0,78
9.41	20	0,17	0,7		147	59	760	14,0	3,1	0,13	1,05
9.42	22	0,18	0,75	160	61	1920	6,3	2,7	0,15	1,10	
9.43	28	0,15	0,65	0,20	126	428	960	2,5	2,4	0,23	1,05
9.44	16	0,18	0,7	0,25	144	933	609	3,6	1,8	0,18	0,96
9.45	25	0,25	0,65	0,24	118	965	310	16,8	2,5	0,16	0,85
9.46	50	0,3	0,6	0,25	115	1082	212	15,5	1,9	0,18	0,78
9.47	29	0,25	0,65	0,18	160	5030	98	16,2	1,6	0,21	0,69
9.48	25	0,17	0,55	0,20	136	1030	550	7,4	1,7	0,14	0,85
9.49	50	0,18	0,6	0,25	145	436	730	8,5	2,3	0,16	1,06
9.50	12	0,15	0,7	0,13	160	4861	280	10,5	2,4	0,11	0,97

Примечание. V_c — суточная производительность установки, включающей n реакторов периодического действия; $x_{Aн}$ — начальная концентрация вещества A , вступающего в реакцию; x_A — степень превращения вещества A ; $x_{Bн}$ — начальная концентрация вещества B (дана только для реакций второго порядка); t_p — температура реакции; K_p — константа скорости реакции; q_p — удельная теплота реакции (экзотермической); $\mu_{ж}$ — вязкость жидкости; $c_{ж}$ — теплоемкость жидкости; $\lambda_{ж}$ — теплопроводность жидкости; $\rho_{ж}$ — плотность жидкости.

Кейс 5.ВЫБОР ГАЗОЖИДКОСТНОГО РЕАКТОРА

Если в барботажной колонне над барботером 1 поместить трубу 2 так, что весь газ будет поступать в нее и выходить сверху через слой жидкости, то в трубе образуется газожидкостная смесь, а в кольцевом пространстве (между трубой 2 и стенками колонны) будет чистая жидкость (без газа). Так как плотность газожидкостной смеси меньше плотности чистой жидкости, то в колонне возникнет естественная циркуляция: газожидкостная.

Газожидкостная смесь в центральной трубе будет подниматься вверх, а жидкость в кольцевом пространстве — опускаться вниз. Принцип циркуляционного контура и является основной особенностью работы всех газолифтных реакторов независимо от их конструктивного оформления.

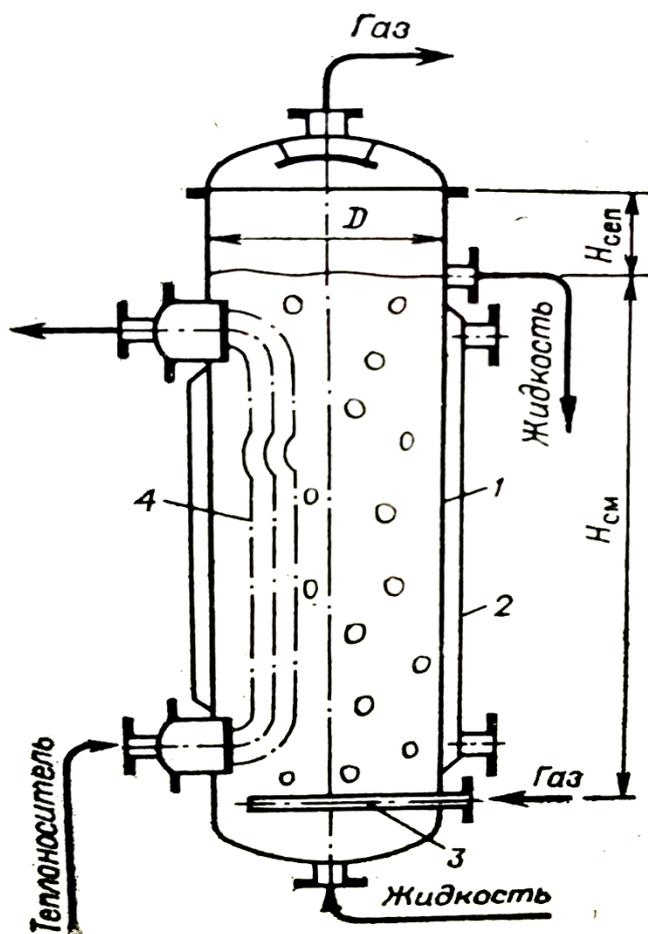


Рис.16. Принцип работы барботажной колонны: 1 – корпус; 2 – рубашка; 3 – барботер; 4 – теплообменник

В газлифтных реакторах величина газосодержания в барботажной зоне, помимо скорости газа, зависит также и от скорости циркулирующей жидкости. Например, для газожидкостной смеси, близкой по своим свойствам к системе вода — воздух.

$$\phi = 0,26 \frac{w_r}{w_r + w_{ж}} \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_r} \right)^{0,125},$$

где w_r ; $w_{ж}$ — приведенные (отнесенные к полному сечению барботажной зоны) скорости газа и жидкости.

Соппротивление барботажной и циркуляционной зон можно выразить уравнениями:

$$\Delta p_{\sigma} = \lambda_{\sigma} \frac{H_{\sigma}}{d_{\sigma}} \cdot \frac{\rho_{ж} w_{ж}^2}{2} \text{ и } \Delta p_u = \lambda_u \frac{H_u}{d_u} \cdot \frac{\rho_{ж} w_{ж,u}^2}{2}.$$

Более совершенная конструкция газлифтного реактора показана на рис. 17. Этот аппарат выполнен в виде кожухотрубного теплообменника с увеличенной верхней сепарационной частью 1. Основное его отличие от теплообменника заключается в том, что нижние концы труб выведены под трубную решетку на длину $l = (4,5-f-5)d$, где d — внутренний диаметр трубы. Все трубы поделены на барботажные 2 и циркуляционные 3 (рис. 17а). Циркуляционные трубы могут быть заменены одной трубой большого диаметра.

В стенках выступающих вниз концов барботажных труб на расстоянии от нижнего среза строго на одном уровне просверлены отверстия 4. Количество и диаметр отверстий определяются скоростью и расходом проходящего через них газа. Жидкость входит в аппарат через нижний штуцер 5 и выходит через штуцер 6. При подаче в аппарат газа через штуцер 7 под нижней трубной решеткой образуется газовый слой, из которого газ через отверстия 4 поступает во все барботажные трубы. Расчетная высота h газового слоя определяется сопротивлением отверстий. В межтрубное пространство аппарата в зависимости от теплового характера реакции можно подавать тепло - или хладоноситель.

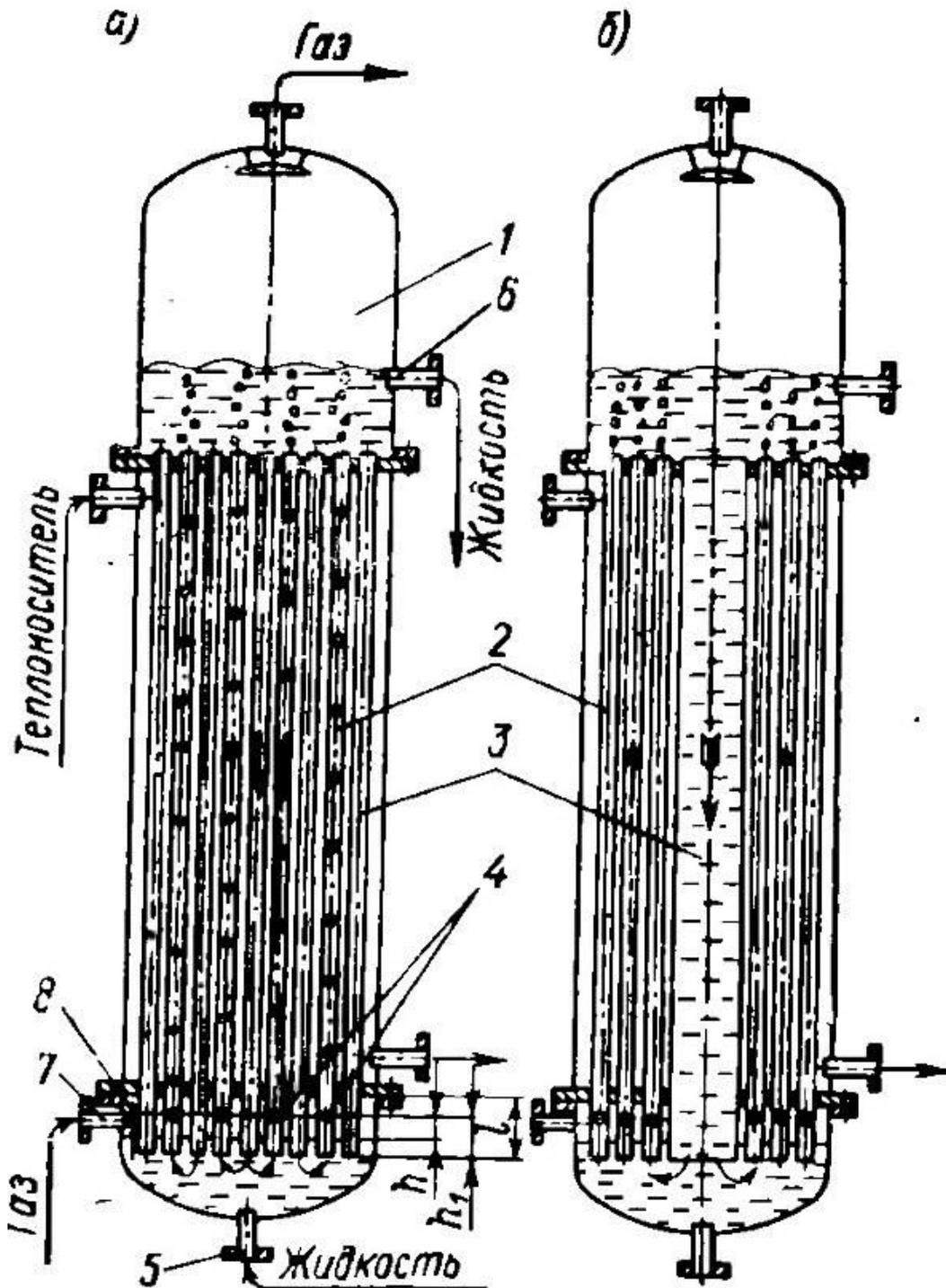


Рис.17. Кожухотрубные газлифтные реакторы: 1 – корпус; 2 – трубки; 3 – межтрубное пространство; 4 – трубные решетки; 5 – подача жидкости; 6 – отвод жидкости; 7 – подача газа; 8 – фланец

Основным достоинством кожухотрубного газлифтного реактора является большая поверхность теплообмена, поэтому аппараты целесообразно использовать для реакций с мнимым тепловым эффектом. Если во всех параллельно работающих трубах гидродинамическая обстановка одинакова

(например, соответственно одинаковы скорости газа и жидкости), то результаты исследований, полученные на одной трубе, можно распространить на весь пучок труб. При моделировании газлифтного реактора исследования проводятся на двух моделях, в которых одна труба барботажная, а другая - циркуляционная. На реальной системе изучается кинетика при различных давлениях, температурах и с газа, и жидкости, затем выбирается оптимальный режим работы модели, отвечающий переходу реакции в кинетическую область и минимальным энергетическим затратам. Исходные данные: рассчитать и выбрать тип барботажного реактора.

Номера вариантов задач

Номер задачи	$V_{ж}$, м ³ /ч	$V_{г}$, м ³ /ч	p , МПа	τ_p , ч	$q_p \cdot 10^{-4}$, Дж/кг	t_p , °C	θ , °C	$\rho_{ж}$, кг/м ³	$c_{ж} \cdot 10^{-2}$, Дж/(кг·К)	$\lambda_{ж}$, Вт/(м·К)	$v_{ж} \cdot 10^6$, м ² /с	$\sigma \cdot 10^3$, Н/м
9.76	3,5	140	0,65	1,5	+7,8	130	105	910	1,9	0,13	1,40	19
9.77	4,0	600	0,25	4,0	+6,1	95	50	810	3,5	0,14	0,85	25
9.78	7,5	1400	0,80	0,8	-8,1	120	150	1020	4,1	0,63	1,22	55
9.79	4,5	1200	0,33	8,0	-4,2	110	140	790	2,7	0,20	0,73	23
9.80	10,0	700	0,50	0,6	+60,0	145	120	815	3,2	0,14	1,75	18
9.81	12,0	900	0,60	0,5	+5,1	160	140	870	2,0	0,10	0,58	16
9.82	4,0	900	0,15	6,0	-7,7	73	105	930	2,5	0,15	0,95	17
9.83	9,0	2100	0,30	1,0	+4,5	125	90	900	2,2	0,125	2,10	20
9.84	15,0	300	0,40	0,6	-1,8	120	150	792	2,3	0,162	0,30	19
9.85	9,5	1800	0,25	1,1	-10,0	112	125	879	1,9	0,13	0,35	21
9.86	11,0	100	0,70	0,25	+2,5	150	115	810	3,5	0,14	0,49	17
9.87	3,0	1000	0,28	2,1	-18,0	95	110	790	2,7	0,20	0,44	14
9.88	5,0	1500	0,36	1,6	-12,0	105	115	803	3,2	0,14	0,62	19
9.89	7,0	80	0,55	0,45	+4,6	138	105	866	1,9	0,10	1,29	20
9.90	6,5	460	1,80	-3,7	-3,6	88	110	930	2,4	0,15	0,38	22
9.91	2,5	1400	0,45	3,1	-46,0	114	140	950	2,7	0,18	5,20	21
9.92	3,0	1150	0,28	2,5	+15,0	98	50	910	1,9	0,10	1,40	19
9.93	11,5	700	0,24	1,7	+3,0	96	55	1020	4,1	0,63	2,30	52
9.94	8,0	1300	0,16	3,6	+5,2	83	50	790	3,5	0,20	1,80	20
9.95	6,0	900	0,60	0,9	-17,0	115	130	820	2,7	0,19	0,60	22
9.96	5,5	1100	0,55	1,6	+35,0	130	100	870	2,0	0,21	1,10	15
9.97	8,5	600	0,35	1,3	-2,7	113	140	900	2,2	0,14	1,30	17
9.98	14,0	1900	0,42	0,7	-14,0	108	130	930	1,9	0,13	1,90	19
9.99	12,5	400	0,45	0,6	+3,3	121	90	875	2,3	0,15	3,50	21
9.100	3,2	800	0,18	2,4	+14,0	86	40	850	2,0	0,11	2,8	18

П р и м е ч а н и е. $V_{ж}$ — производительность аппарата по жидкости; $V_{г}$ — расход газа, приведенный к рабочим условиям; p — давление в реакторе; τ_p — время окисления продукта до требуемой степени превращения; q_p — теплота реакции при окислении 1 кг сырья (+ — экзотермическая и — — эндотермическая реакция); t_p — температура реакции; θ — наибольшая (наименьшая) допустимая температура теплоносителя; $\rho_{ж}$, $c_{ж}$, $\lambda_{ж}$ и $v_{ж}$ — плотность, теплоемкость, теплопроводность и кинематическая вязкость жидкости соответственно; σ — поверхностное натяжение на границе жидкость — газ.

Библиографический список

1. Машины и аппараты химических производств: Примеры и задачи: учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Машины и аппараты химических производств и предприятий строительных материалов» / И.В. Доманский, В.П. Исаков, Г.М. Островский и др.; под общ. ред. В.Н. Соколова. – 2-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 1992. – 327 с.
2. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии: учебник для вузов. - 13 – е изд., стереотипное. – М.: ООО ИД «Альянс», 2006. – 753 с.
3. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: учеб. пособие для вузов/ под ред. чл. – корр. АН СССР П.Г. Романкова. – 10 – е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.

Редактор и корректор Т.А. Смирнова

Текн. редактор Л.Я. Титова

Темплан 2019., поз. 117

Подп. к печати

Формат 60x84/16. Бумага тип. №1. Печать

офсетная. 5,25 уч. – изд. л. 5,25 печ. л. Тираж 50 экз. Изд. №3 117.

Цена «С».

Заказ №

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД, 198095,
Санкт – Петербург, ул Ивана Черных, 4