

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)**

**РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА ГАЗОТУРБИННОГО
ДВИГАТЕЛЯ ЗАМКНУТОГО ЦИКЛА**

Самара 2016

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

**РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА ГАЗОТУРБИННОГО
ДВИГАТЕЛЯ ЗАМКНУТОГО ЦИКЛА**

Составители: *Довгялло А.И., Белозерцев В.Н.,
Некрасова С.О.*

САМАРА
Издательство Самарского университета
2016

УДК 621.036.7

Составители: Довгялло Александр Иванович, Белозерцев Виктор Николаевич, Некрасова Светлана Олеговна.

Рецензент: к.т.н., доцент Шелудько Л.П.

Расчет теплообменника газотурбинного двигателя замкнутого цикла: метод. указания для курсового проектирования / сост. Довгялло А.И., Белозерцев В.Н., Некрасова С.О. – Самара: Изд-во Самарского университета, 2016. -42 с.

Рассматривается конструкторский расчет кожухотрубчатого теплообменника наземной газотурбинной установки. В рамках курсового проектирования дисциплины Теплопередача приводятся методические указания по выбору исходных конструктивных соотношений для расчета теплообменника, определения рабочей поверхности теплообменника, основные размеры, подбора по полученным размерам теплообменника по ГОСТ, расчета гидравлических сопротивлений и определению затрат мощности на прокачку холодного и горячего теплоносителей. Рекомендованы студентам направлений 130303.62 Энергетическое машиностроение, 240305.62 Двигатели летательных аппаратов, 150305.62 Конструктивно-технологическое обеспечение машиностроительных производств.

Подготовлено на кафедре теплотехники и тепловых двигателей.

УДК 621.036.7

© Самарский университет, 2016

Содержание

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ.....	5
2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРОТИВОТОЧНОГО РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА.....	7
2.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ УСЛОВИЙ РАБОТЫ ТЕПЛООБМЕННИКА.....	7
2.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАССОВЫХ СЕКУНДНЫХ РАСХОДОВ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ.....	8
2.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛООТДАЧИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ.....	8
2.4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМА ТЕЧЕНИЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ.....	9
2.5 ВЫБОР КРИТЕРИАЛЬНОЙ ЗАВИСИМОСТИ ГАЗОВОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ.....	11
2.6 ВЫБОР КРИТЕРИАЛЬНОЙ ЗАВИСИМОСТИ ВОДЯНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ.....	12
1.6 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ.....	14
3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ РАЗМЕРОВ ТЕПЛООБМЕННИКА.....	15
3.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЛОЩАДИ ПОВЕРХНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ.....	15
3.2 ПОДБОР ТИПО-РАЗМЕРОВ ТЕПЛООБМЕННИКА ПО ГОСТ.....	15
4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА.....	18
4.1 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ ВОДНОГО ПОТОКА И ТРЕБУЕМАЯ МОЩНОСТЬ НАСОСА.....	19
4.2 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ ГАЗОВОГО ПОТОКА И ПОТРЕБНАЯ ЦИРКУЛЯЦИОННАЯ МОЩНОСТЬ.....	21
5. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА. ЧИСЛО ЕДИНИЦ ТЕПЛОТЫ.....	23
6. ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА В МАТРИЦЕ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА.....	25
7. СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ.....	32
8. ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К ЗАЩИТЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ.....	38
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	39
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	40
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	41

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Различают конструкторский и поверочный тепловой расчет теплообменного аппарата. Цель конструкторского расчета состоит в определении рабочей поверхности теплообменника, которая является исходным параметром при его проектировании. При этом должно быть известно количество передаваемой теплоты или массовые расходы теплоносителей и изменение их температуры. Основным уравнением для определения потребной площади теплообменной поверхности F для заданного уровня тепловой мощности Q , Вт является уравнение теплопередачи

$$F = \frac{Q}{\bar{k} \Delta \bar{t}}$$

где $\Delta \bar{t}$ - средний температурный напор между теплоносителями, \bar{k} - осредненный коэффициент теплопередачи.

Поверочный расчет выполняется для теплообменника с известной площадью поверхности. Цель расчета состоит в определении температур теплоносителя на выходе из теплообменника и количества передаваемой теплоты. Подробно с основными схемами теплообменных аппаратов, конструкцией и методикой их расчета можно ознакомиться в учебной и специальной литературе [1, 3].

В предлагаемой курсовой работе необходимо, руководствуясь данной методикой, произвести конструкторский, тепловой и гидравлический расчет противоточного теплообменника-холодильника газотурбинной наземной установки замкнутого цикла, а именно:

- выбрать исходные конструктивные соотношения для расчета теплообменника,

- определить рабочую поверхность теплообменника, основные размеры, подобрать по полученным размерам теплообменник по ГОСТ

- рассчитать гидравлические сопротивления и определить для выбранного ТО затраты мощности на прокачку холодного и горячего теплоносителей.

- оценить снижение работы турбины при применении выбранного ТО в схеме наземной ГТУ.

В задании на курсовую работу указаны основные исходные данные: теплоносители и их температуры на входе и выходе, тепловая нагрузка аппарата и давление газа на входе (П1). Необходимые справочные данные необходимо найти в справочных базах сайта thermalinfo.ru. Варианты расчетных данных каждого задания приведены в табл. П1. Учебные пособия, справочники и литература указаны в списке использованных источников.

Принципиальная схема газотурбинной установки регенеративного цикла с промежуточным охлаждением газа в теплообменнике-холодильнике представлена на рис. 1 и является одинаковой для всех вариантов задания.

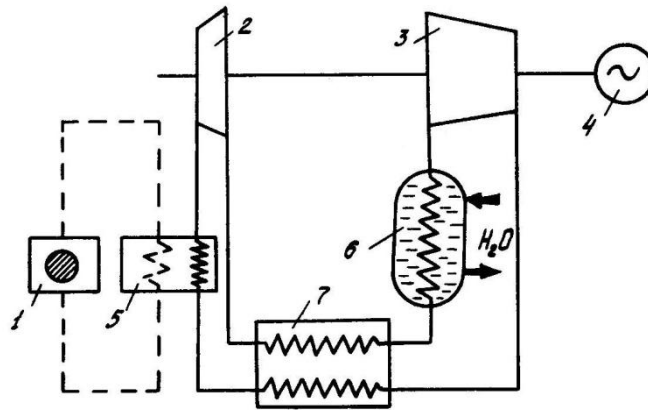


Рисунок 1 - Принципиальная схема газотурбинного регенеративного цикла с промежуточным охлаждением газа: 1 — реактор; 2 — турбина; 3 — компрессор; 4 — электрогенератор; 5 — теплообменник; 6 — холодильник; 7 — регенератор.

Холодильник представляет собой кожухотрубный теплообменник, расположенный горизонтально. Теплопередающая поверхность его образована пучком труб 1, закрепленных в трубных решетках 2, которые охвачены кожухом 3, снабженным крышками 4 и подводным и отводящим штуцерами 5 для входа и выхода газа и охлаждающей воды.

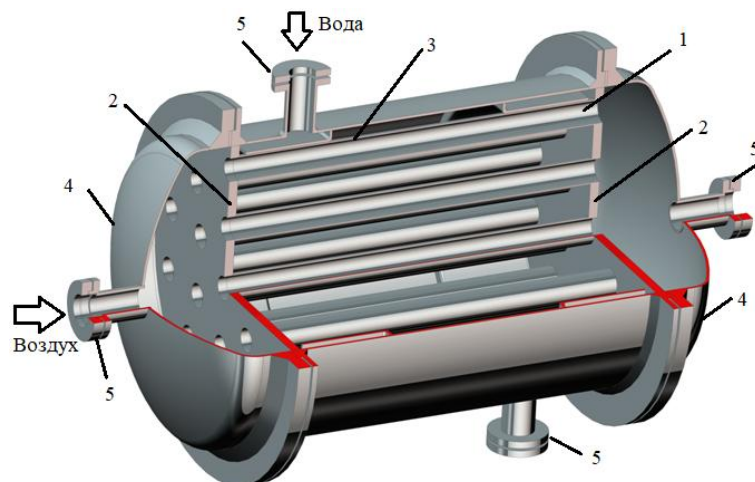


Рисунок 2 - Конструктивная схема кожухотрубного теплообменника-холодильника

Таким образом, получаются две полости, разделенные стенками труб - трубное пространство, по которому движется горячий газ (воздух) и межтрубное пространство, по которому движется охлаждающая вода.

Ниже излагается методика конструкторского расчета, целью которого является определение площади поверхности теплообмена, гидравлических сопротивлений и мощности, затрачиваемой на перемещение теплоносителей.

На практике эти расчеты выполняются для нескольких конструктивных схем теплообменников с тем, чтобы выбрать из них наиболее эффективный. Эффективность теплообменника может оцениваться разными способами. Например, одно из понятий эффективности теплообменного аппарата есть отношение действительной тепловой нагрузки теплообменника к предельно возможной при полном использовании разности температур горячего и холодного теплоносителей на входе в теплообменный аппарат. оценивается несколькими способами. Экономически наиболее эффективным является теплообменник, для которого сумма годовых эксплуатационных расходов и годовых амортизационных отчислений с капиталовложения будет наименьшей. Здесь важным критерием оценки являются затраты (в рублях), связанные с изготовлением теплообменника и его эксплуатацией. Подробнее с расчетом эффективности можно ознакомиться в [3].

Расчетно-пояснительная записка должна содержать титульный лист, задание со схемой установки, содержание, реферат, введение, расчеты в соответствии с пунктами методики, схему спроектированного теплообменника, список использованной литературы. Требования к оформлению расчетно-пояснительной записки изложены в СТО 02068410-004-2018 «Общие требования к учебным текстовым документам», который можно найти на сайте Самарского университета в разделе Официальные документы/Стандарты организации.

2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРОТИВОТОЧНОГО РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

2.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ УСЛОВИЙ РАБОТЫ ТЕПЛООБМЕННИКА

Находим среднюю по длине теплообменника температуру жидкости (воды), при условии, что нагрев ее в теплообменнике мал:

$$t_{cp \text{ ж}} = \frac{t_{\text{ж}}'' + t_{\text{ж}}'}{2}$$

Среднюю по длине теплообменника температуру газа (воздуха) находим из соотношения:

$$t_{cp \text{ г}} = t_{cp \text{ ж}} + \Delta t_{cp},$$

где среднелогарифмический температурный напор между теплоносителями

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_2' - t_8'') - (t_2'' - t_8')}{\ln \frac{(t_2' - t_8'')}{(t_2'' - t_8')}}}$$

Если в задании $\frac{(t_2' - t_8'')}{(t_2'' - t_8')} \leq 1,7$, то можно считать среднеарифметический температурный напор по формуле

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_2' - t_8'') + (t_2'' - t_8')}{2}$$

По полученным значениям средних температур $t_{cp\text{в}}$ и $t_{cp\text{г}}$ по таблицам теплофизических свойств воды и газа (www.thermalinfo.ru) определяем теплофизические характеристики теплоносителей: Pr , μ , C_p , ν , λ , ρ , необходимые для дальнейших расчетов.

2.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАССОВЫХ СЕКУНДНЫХ РАСХОДОВ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

На основе уравнения теплового баланса, при отсутствии потерь тепла и фазовых переходов теплоносителей: тепло, передаваемое от горячего теплоносителя равно теплу, воспринимаемому вторым теплоносителем:

$$dQ = -G_{\Gamma} di_{\Gamma} = G_{\text{В}} di_{\text{В}},$$

где изменение энтальпии теплоносителей находится по формуле:

$$\Delta i = C_{p\text{cp}} (t'' - t').$$

Массовый секундный расход теплоносителей находим по соотношению:

$$G = \frac{Q}{C_{p\text{cp}} \Delta t}$$

в котором для газа $\Delta t_{\Gamma} = t' - t''$, для воды $\Delta t_{\text{г}} = t'' - t'$. Обозначение (') соответствует входу в теплообменник, (") - выходу.

2.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОТДАЧИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

Для теплообменника характерна принудительная циркуляция теплоносителя через каналы трубной решетки. Поэтому обычно рассматривают только конвективный тепловой поток, а доля лучистого теплового потока учитывается введением соответствующей поправки к конвективному тепловому потоку. В основу расчета конвективного

теплообмена положены данные обширных экспериментальных исследований теплообмена на специальных моделях и натуральных объектах, обработанные на основе теории подобия и представленные в виде критериальных уравнений типа:

$$Nu = f(Re, Gr, Pr, \frac{l}{d}, T_c/T_{ж}),$$

для нахождения коэффициента теплоотдачи α используют число Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha l_{характ}}{\lambda_{ж}}; \alpha = \frac{Nu \lambda_{ж}}{l_{характ}},$$

где индекс «ж» означает, что теплофизические свойства теплоносителя приняты по средней температуре теплоносителя, а индекс «с» - по температуре стенки, α - коэффициент теплоотдачи, Вт/м²К, λ - теплопроводность теплоносителя, Вт/м К, $l_{характ}$ - характерный геометрический размер канала (поверхности теплообмена), различный для течения воздуха внутри трубок с $d_{вн}$ и для теплообмена при продольном обтекании водой трубной решетки.

2.4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМА ТЕЧЕНИЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

Коэффициент теплоотдачи от охлаждаемого газа к стенке трубки зависит от скорости газа ω_2 , учитываемой через критерий Рейнольдса Re . Скорость газа ω_2 принимается равной 20...60 м/с при $p < 0,5$ МПа, при $p > 0,5$ МПа скорость газа принимают в пределах 15...30 м/с. Далее скорость газа пересчитывается с учетом числа трубок, по которым он протекает. Число может быть найдено как:

$$n = \frac{4G_{\Gamma}}{\rho'_{\Gamma} \cdot \pi \cdot d_{вн}^2 \cdot \omega_{\Gamma}},$$

где ρ'_{Γ} - плотность газа, подсчитываемая при средней температуре газа (в Кельвинах) и давлении P , Па:

$$\rho'_{\Gamma} = \frac{P}{R \cdot T_0 + t_{ср\ 2}}.$$

Диаметр трубок принимается из диапазона $d_{вн} = 8...16$ мм. Вычислив число труб и округлив их согласно табл. ПЗ так, чтобы они заполняли всю трубную решетку, по $n_{пол}$ находится значение действительной скорости газа из формулы для n . Если полученная скорость более чем на 10% отличается от рекомендованной (или желаемой), изменяют диаметр труб и вновь производится расчет.

Для выбора критериального уравнения относительно числа Nu определяют режим движения воздуха для условий движения его при температуре $t_{ср\ 2}$ в трубках решетки по величине критерия Рейнольдса Re .

$$Re = \frac{\omega_2 d_{вн}}{v'_2},$$

$$\nu' = \nu_0 \cdot \frac{P}{p_0}$$

здесь ν_0 – кинематическая вязкость воздуха при нормальных условиях и температуре t_{cp} ($p_0=101325$ Па, $T_0=273$ К).

Для определения режима течения второго теплоносителя (воды) по критерию Рейнольдса скорость воды принимается равной 1...3 м/с. Если поток перемещается в межтрубном пространстве вдоль ТО характерный размер принимается равным эквивалентному диаметру:

$$Re = \frac{\omega_6 d_{экв}}{\nu'}$$

Эквивалентный диаметр определяется через проходное (живое) сечение межтрубного пространства:

$$f_{жив} = \frac{G_6}{\rho_6 \omega_6}$$

Так как геометрические размеры поперечного сечения теплообменника должны удовлетворять условию $f_{жив} = \frac{\pi}{4} (D_{вн}^2 - d_{нар}^2 \cdot n_{пол})$ здесь $d_{нар} = d_{вн} + 2\delta$ и $\delta = 2 \dots 4$ мм толщина стенки трубы, то внутренний диаметр кожуха находим из выражения:

$$D_{вн} = \sqrt{\frac{\pi}{4} \frac{G_6}{\rho_6 \omega_6} + d_{нар}^2 \cdot n_{пол}}$$

На схеме трубной доски рис. 3 размещаются отверстия под трубы с шагом $b = (1,25 \dots 1,3) d_{нар}$. При этом необходимо убедиться, что для выбранного шага соблюдается

$$b \cdot m \leq \sqrt{\frac{\pi}{4} \frac{G_6}{\rho_6 \omega_6} + d_{нар}^2 \cdot n_{пол}}$$

где m — число трубок, укладываемых на диагонали (из табл. ПЗ). В любом случае шаг не должен быть менее $b_{min} = (1,23 \dots 1,28) d_{нар}$. Если шаг не удовлетворяет условию b_{min} , то его надо увеличить, определив вновь внутренний диаметр кожуха $D'_{вн} = b \cdot m$, оценить новое значение скорости воды в межтрубном пространстве, используя формулы:

$$f'_{жив} = \frac{\pi}{4} (D'^2_{вн} - d_{нар}^2 \cdot n_{пол}), \quad \omega'_6 = \frac{G_6}{f'_{жив} \rho_6};$$

Вновь полученная скорость должна быть не менее 0,5 м/с. Если скорость воды не удовлетворяет этому условию, то следует изменить диаметр труб и расчеты повторить. В дальнейшие расчеты вводить только скорректированные размеры:

$$d_{экв} = \frac{4f'_{жив}}{u_{см}}; \quad u_{см} = \pi (D'_{вн} + d_{нар} \cdot n_{пол})$$

Если принять течение воды как поперечное обтекание пучка труб (рис.), то характерный размер равен $d_{нар}$:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{нар}}{V_{воды}}$$

Для удобства дальнейших расчетов следует изобразить схему расположения труб и все размеры трубной доски. При этом необходимо учесть расположение теплообменника (горизонтальное или вертикальное, компоновку труб в решетке, см. задание)

2.5 ВЫБОР КРИТЕРИАЛЬНОЙ ЗАВИСИМОСТИ ГАЗОВОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Расчет осредненного по длине канала коэффициента теплоотдачи при ламинарном течении теплоносителя при $l/d > 10$ и $Re > 10$ можно производить по зависимости, рекомендованной И. М. Михеевым:

$$Nu = 1,4(Re/d)^{0,4} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} \quad (1),$$

здесь индекс «ж» относится к газу (или потоку теплоносителя в общем случае), индекс «с» - к параметрам, характеризующим стенку. То есть число Прандтля Pr_c определяется по таблице свойств газа, но при температуре стенки. Комплекс $(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}$ учитывает зависимость теплофизических свойств теплоносителя от температуры и направления теплового потока. Зависимость (1) справедлива для значений

$$\frac{l}{d} < 0,067 Re_{ж} Pr_{ж}^{5/6}.$$

Если $\frac{l}{d} > 0,067 Re_{ж} Pr_{ж}^{5/6}$, то значение числа Nu становится постоянным, соответствующим стабилизированному течению теплоносителя в канале. Это постоянное значение числа называется предельным. Для канала цилиндрической формы при $q=\text{const}$ предельное значение числа Нуссельта

$$Nu=3,657 \quad (2).$$

Данное условие вида $Nu=\text{const}$ свидетельствует о том, что теплоотдача в данном случае обусловлена только теплопроводностью, а конвекция себя не проявляет.

Для каналов другой конфигурации (при постоянной температуре стенки и постоянном вдоль канала тепловом потоке) значение числа Nu для стабилизированного потока колеблется от 8,235 до 1,99. Зависимости (1) и (2) справедливы в условиях, когда влияние подъемных сил и других возмущающих факторов не проявляется.

Для расчета теплообмена в канале при переходном режиме можно, например, использовать зависимость:

$$Nu = 0,116 \left(Re^{\frac{2}{3}} - 125 \right) Pr_{ж}^{1/3} \left[1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_c} \right)^{0,14} \quad (4)$$

В расчетной практике удобнее применять одностепенные уравнения, поэтому для расчета теплообмена в канале при переходном режиме можно пользоваться уравнением (5а) и для переходной области, умножая полученный результат на поправочный коэффициент ψ . Значения поправочного коэффициента ψ сведены в табл. 1.

Таблица 1 – Значения поправочного коэффициента ψ для переходного режима

Re	2200	2300	2500	3000	3500	4000	5000	6000	9000	10000
ψ	0,22	0,35	0,45	0,59	0,7	0,76	0,86	0,91	0,99	1,0

При турбулентном режиме $Re_{ж} > 10^4$ для стабилизированного потока теплообмен в канале описывается зависимостью, рекомендованной М. А. Михеевым:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (5a)$$

Для стабилизированного потока *газообразного* теплоносителя можно воспользоваться также формулой Кутателадзе и Леонтьева:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} \left(\frac{T_c}{T_{ж}} \right)^{-0,37} \quad (5б)$$

Определяющим геометрическим размером, используемым в уравнениях (1)-(5б), является гидравлический диаметр канала, определяющей температурой – средняя температура теплоносителя.

2.6 ВЫБОР КРИТЕРИАЛЬНОЙ ЗАВИСИМОСТИ ВОДЯНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

В зависимости от вертикального или горизонтальной установки теплообменника будут два варианта обтекания холодным теплоносителем (водой) матрицы, которая состоит из трубок с шахматным или коридорным расположением в перегородках.

Расчет теплообмена при **поперечном** обтекании трубного пучка коридорной компоновки можно производить по зависимостям:

$$\bar{Nu}_{жcd} = 0,5 Re_{жcd}^{0,5} Pr_{ж}^{0,38} Pr_{ж} / Pr_c^{0,25}, \text{ при } 5 < Re_{ж} < 10^3 \quad (5)$$

$$\bar{Nu}_{жcd} = 0,25 Re_{жcd}^{0,6} Pr_{ж}^{0,38} Pr_{ж} / Pr_c^{0,25}, \text{ при } 10^3 < Re_{ж} < 2 \cdot 10^5 \quad (6)$$

$$\bar{Nu}_{жcd} = 0,023 Re_{жcd}^{0,8} Pr_{ж}^{0,37} Pr_{ж} / Pr_c^{0,25} \text{ при } Re_{ж} = 3 \cdot 10^5 \div 2 \cdot 10^6 \quad (7)$$

Для пучка шахматной компоновки используют зависимости:

$$Nu = 0,56 Re^{0,5} Pr_{ж}^{0,36} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right) \text{ при } Re < 10^3; \quad (8)$$

$$Nu = 0,4 Re^{0,6} Pr_{ж}^{0,36} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \text{ при } Re > 10^3, \quad (9)$$

где определяющим размером является эквивалентный диаметр, а теплофизические параметры приняты по средней температуре теплоносителя. Для жидкого теплоносителя можно принять $0,25 < Pr_{ж} / Pr_{ст} < 4$.

Теплоотдача при омывании шахматных или коридорных пучков труб (табл. 3) поперечным потоком жидкости зависит от плотности расположения труб в пучке (поперечного и продольного шагов s_1 и s_2), учитываемую с помощью коэффициента ε_s , на который следует умножить значения числа Nu , рассчитанные по выражениям (5)-(8):

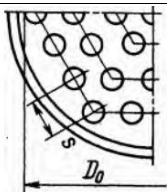
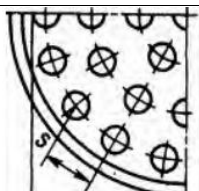
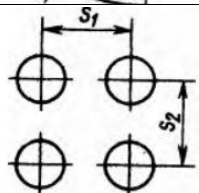
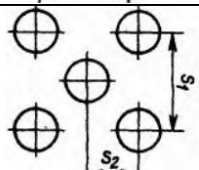
для шахматного пучка при $s_1/s_2 < 2$, $\varepsilon_s = s_1/s_2^{1/6}$, при $s_1/s_2 \geq 2$ $\varepsilon_s=1,12$;
 для коридорного пучка $\varepsilon_s = s_2/d^{0.15}$.

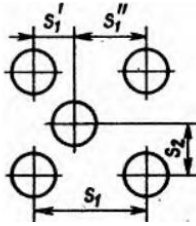
Зависимости (5)-(8) справедливы для расчета коэффициента теплоотдачи, начиная с третьего ряда труб и при натекании потока теплоносителя под углом 90° . Для труб первого ряда вносится поправочный коэффициент для α 0,6; для труб второго ряда коридорного трубного пучка - 0,9; шахматного – 0,7. При малой глубине трубного пучка определяют средневзвешенное значение коэффициента теплоотдачи:

$$\bar{\alpha}_{пучка} = \frac{\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3(n-2)}{n},$$

где n – число рядов, а при больших глубинах влиянием первых рядом пренебрегают.

Таблица 2 Компоновка труб в пучке кожухотрубчатого теплообменника

Компоновка	Схема	Характеристика
Треугольная		Число труб $n_{тр} = 3 aN (aN + 1) + 1$, где $S_1 = S_2 = S = (1,2 \div 1,4)d$, но не менее $S = d + 6$ мм
По концентрическим окружностям		$S_1 = S_2 = S$
Коридорная		$S_1 = S_2$ и $S_1 \neq S_2$
Шахматная: с равномерным поперечным шагом		$S = (1,3-1,8)d$ при вальцовке и $S = (1,25 \div 1,3)d$ при сварке

с неравномерным		$S_1' \neq S_1''$
-----------------	---	-------------------

Влияние угла натекания потока φ на трубный пучок учитывают поправкой ε_φ (табл. 3), на которую следует умножить значения числа Nu , рассчитанные по выражениям (5)-(8).

Таблица 3 – Значения поправки ε_φ

φ , градусы	90	80	70	60	50	40	30	20
ε_φ	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52

Теплоотдача при вынужденном *продольном* омывании поверхности не зависит от формы поверхности (плоская, цилиндрическая и т. д.), определяется ее характерным размером ($d_{нар}$) и режимом течения в пограничном слое (см. в [1] рис. 7.6, с. 165).

При $Re_{жсл} \leq 2300$ - *ламинарный режим* течения жидкости в пограничном слое - средний коэффициент теплоотдачи ($\bar{\alpha}$) для участка поверхности рассчитывается по уравнению:

$$\bar{Nu}_{жсл} = 0,66 Re_{жсл}^{0,5} Pr_{жсл}^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_{жсл}}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (10)$$

где $\bar{Nu}_{жсл} = \frac{\bar{\alpha} d_{нар}}{\lambda}$.

При $Re_{жсл} > 5 \cdot 10^5$ - *турбулентный режим* течения в пограничном слое. В этом случае уравнение для расчета среднего коэффициента теплоотдачи имеет вид

$$\bar{Nu}_{жсл} = 0,037 Re_{жсл}^{0,8} Pr_{жсл}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{жсл}}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (11)$$

2.6 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Коэффициент теплопередачи цилиндрической стенки определяется по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 F_{нар}} + \frac{1}{2\pi\ell\lambda} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2 F_{вн}}}, \quad \text{где } F_{нар} = \pi d_{нар} \ell, \quad F_{вн} = \pi d_{вн} \ell$$

$$K = \frac{1}{\pi l \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 d_{нар}} + \frac{1}{2\lambda_{ст}} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{вн}} \right) + R_{заг}}$$

При малой толщине стенки трубки (теплопроводность $\lambda_{ст} = 45,0$ Вт/м·К) можно воспользоваться соотношением для плоской стенки

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{газ}} + \frac{\delta}{2\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{воды}} \right) + R_{заг}}$$

Если при этом $d_{нар}/d_{вн} < 1,5$, то погрешность расчета не превышает 3%. Коэффициент $R_{заг}$, учитывающий загрязнение стенок в ходе эксплуатации теплообменника, снижает обычно коэффициент теплопередачи на 20—30%. Таким образом можно воспользоваться еще более простым соотношением

$$K = \frac{1}{1/\alpha_{г.} + \delta/2\lambda_{ст.} + 1/\alpha_{в.}} \cdot (0,7 \dots 0,8).$$

3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ РАЗМЕРОВ ТЕПЛООБМЕННИКА

3.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЛОЩАДИ ПОВЕРХНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ

Определение площади поверхности охлаждения производим по основному выражению теплопередачи:

$$Q = KF\Delta t_{ср}$$

Откуда

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{ср}}$$

Зная площадь, нетрудно определить общую длину труб:

$$L_{расч} = \frac{F}{\pi d_{нар} \cdot n_{пол}}$$

3.2 ПОДБОР ТИПО-РАЗМЕРОВ ТЕПЛООБМЕННИКА ПО ГОСТ

Полученные конструктивные размеры теплообменника необходимо свести в таблицу. По полученным размерам $D'_{вн}$ и длине труб $L_{расч}$ необходимо подобрать размеры ТО по ГОСТ 15122-79 (таблица 4) и выполнить эскиз продольного разреза кожухотрубного теплообменника с простановкой основных конструктивных размеров ТО.

В тепловом расчете определен размер кожуха $D'_{вн_расч} = D_{кож}$, который не нормируется ГОСТом. Отсюда следует, что критерием подбора размеров ТО по ГОСТу будет условие $D_{кож} < D_{н_ГОСТ}$, $L_{расч} < l_{ГОСТ}$.

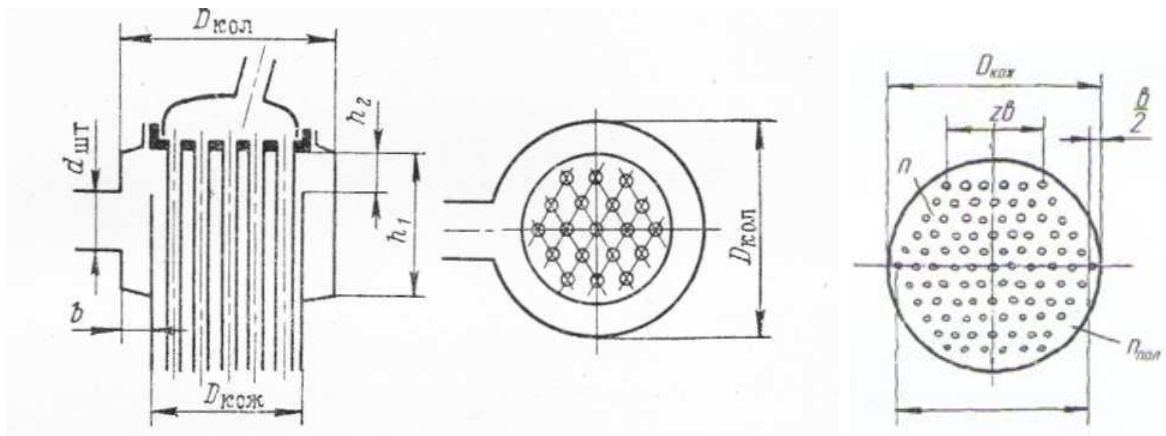


Рисунок 4 Конструктивная схема сборки коллектора и кожуха теплообменника

В курсовой работе необходимо учитывать следующие конструктивные особенности: одноходовые по трубному пространству теплообменники с наружным диаметром кожуха 159 и 273 мм оснащают коническими крышками (рис. 5), а с диаметром кожуха от 325 до 1200 мм - эллиптическими крышками (рис.6).

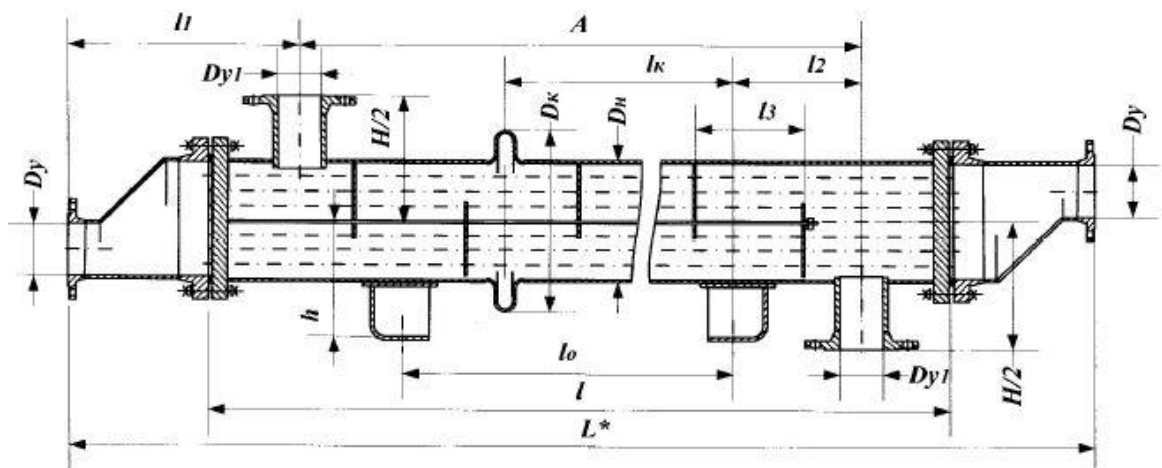


Рисунок - 5 Теплообменник одноходовой горизонтальный с диаметром кожуха 159 и 273 мм (к табл. 4)

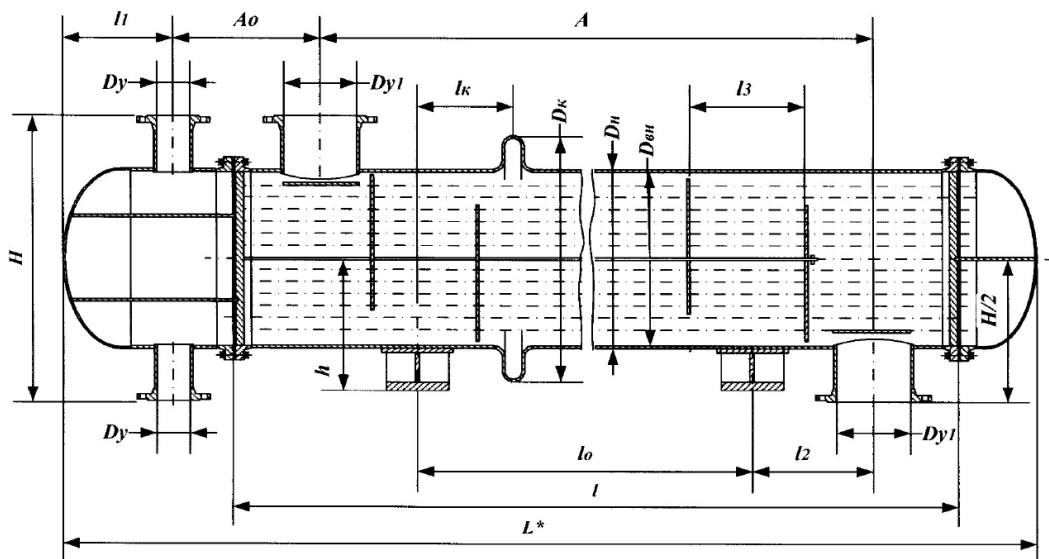


Рисунок - 6 Теплообменник одноходовой по трубам горизонтальный с диаметром кожуха от 325 до 1200 мм (к табл. 4).

Корпуса теплообменников с диаметром до 400 мм изготавливают из стандартных труб с заданным наружным диаметром $D_{нв}$, а с диаметром 600 мм и более - изготавливают из листового материала вальцовкой и сваркой с заданным внутренним диаметром $d_{вн}$ (табл. 4)

Таблица 4 Основные размеры одноходовых теплообменников, мм (ГОСТ 15122-79)

Диаметр кожуха $\frac{D_{нв}}{D_{вн}}$	Давление в кожухе $P_{у}, \text{МПа}$	l	L	l_0	A	$\frac{D_y}{D_{y1}}$	$\frac{\approx D_x}{H/2}$	$\frac{h}{l_1}$	l_2		$\approx l_x$		Размещение перегородок	
									ТКГ ТНГ	ТКВ ТНВ	ТКВ	ТКГ	l_3	$n, \text{шт.}$
<u>159</u> -	1,6; 2,5; 4,0	1000	1540	350	680	80	309	159	200	400	-	-	100	6
		1500	2040	650	1180				400	800	325	325		10
		2000	2540	800	1680				500	1200	400	400		14
		3000	3540	1500	2680				650	1500	750	750		26
<u>273</u> -	1,6; 2,5	1000	1640	350	600	<u>100</u>	423	<u>241</u>	250	400	-	-	130	4
		1500	2140	650	1100				350	800	325	450		8
		2000	2640	800	1600				500	1200	400	700		12
		3000	3640	1500	2600				650	1500	750	900		20
<u>325</u> -	1,6; 2,5	1500	2200	650	1050	<u>150</u>	475	<u>292</u>	350	800	325	475	180	6
		2000	2700	800	1550				500	1200	400	700		8
		3000	3700	1500	2550				650	1500	750	900		14
		4000	4700	2000	3550				800	1800	1000	1000		18
<u>426</u> -	1,6; 2,5	2000	2930	800	1550	<u>150</u>	576	<u>352</u>	500	1200	400	700	250	6
		3000	3930	1500	2550				500	1500	750	900		10
		4000	4930	2000	3550				800	1800	1000	1000		14
		6000	6930	3000	5550				1200	1800	1500	1000		22
<u>630</u> 600	1,6	2000	2960	800	1500	<u>200</u>	780	<u>525</u>	400	1200	400	700	300	4
		3000	3960	1500	2500				500	1500	750	900		8
		4000	4960	2000	3500				800	1800	1000	1000		10
		6000	6960	3000	5500				1200	1800	1500	1000		18

Диаметр кожуха $\frac{D_{нв}}{D_{вн}}$	Давление в кожухе $P_{у}, \text{МПа}$	l	L	l_0	A	$\frac{D_y}{D_{y1}}$	$\frac{\approx D_x}{H/2}$	$\frac{h}{l_1}$	l_2		$\approx l_x$		Размещение перегородок	
									ТКГ ТНГ	ТКВ ТНВ	ТКВ	ТКГ	l_3	$n, \text{шт.}$
<u>-</u> 800	1,0	2000	3070	800	1450	<u>250</u>	966	<u>622</u>	400	1200	400	700	350	4
		3000	4070	1500	2450				600	1500	750	900		6
		4000	5070	2000	3450				800	1800	1000	1000		8
		6000	7070	3000	5450				1200	1800	1500	1000		14
<u>-</u> 800	1,6	2000	3120	800	1450	<u>250</u>	966	<u>622</u>	400	1200	400	700	350	4
		3000	4120	1500	2450				600	1500	750	900		6
		4000	5120	2000	3450				800	1800	1000	1000		8
		6000	7120	3000	5450				1200	1800	1500	1000		14
<u>-</u> 1000	0,6; 1,0	3000	4170	1500	2350	<u>300</u>	1166	<u>722</u>	400	1500	-	900	520	4
		4000	5170	2000	3350				600	1800	-	1000		6
		6000	7170	3000	5350				1200	1800	-	1000		10
<u>-</u> 1000	1,6	3000	4180	1500	2350	<u>300</u>	1166	<u>722</u>	400	1500	-	900	520	4
		4000	5180	2000	3350				600	1800	-	1000		6
		6000	7180	3000	5350				1200	1800	-	1000		10
<u>-</u> 1200	0,6; 1,0	4000	5300	2000	3200	<u>350</u>	1366	822	700	1800	-	1000	550	6
		6000	7300	3000	5200				350	831	1050	1200		1800
<u>-</u> 1200	1,6	4000	5350	2000	3200	<u>350</u>	1366	822	700	1800	-	1000	550	6
		6000	7350	3000	5200				350	831	1080	1200		1800

4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОБМЕННИКА

Проектировочный расчёт теплообменного аппарата включает в себя и гидравлический расчёт, результатом которого является определение перепадов давления теплоносителей при прохождении ими ТО, используя при этом рассчитанные в ходе теплового расчета значения скоростей теплоносителей.

Гидравлические потери (сопротивления) характеризуются потерями полного давления каждого теплоносителя по всей длине проходимого ими пути - **потери на трение** ($\Delta p_{тр}$), а также на отдельных участках, имеющих изменение геометрии конструкции - **местные потери** (Δp_m). Оба типа потерь давления теплоносителей происходят вследствие молекулярной и турбулентной вязкости движущейся среды. Механическая работа сил сопротивления преобразуется необратимо в теплоту. Вследствие того, что общая энергия потока теплоносителя остается неизменной, то по закону сохранения энергии, давление теплоносителя падает.

Местные потери возникают при местном нарушении нормального течения, отрыве потока от стенок, вихреобразовании и интенсивном турбулентном перемешивании потока в местах изменения конфигурации трубопровода или при встрече и обтекании препятствий: 1 – ускорение потока жидкости (или газа) в подводящих патрубках; 2 – внезапное расширение, сужение, изгиб и разветвление потока; 3 - втекание теплоносителя через отверстия решетки, 4 - обтекание различных препятствий и т. п. (см. рис. 7). К местным потерям давления относятся также и потери динамического давления при выходе жидкости (газа) из сети в другой объем или окружающую среду.

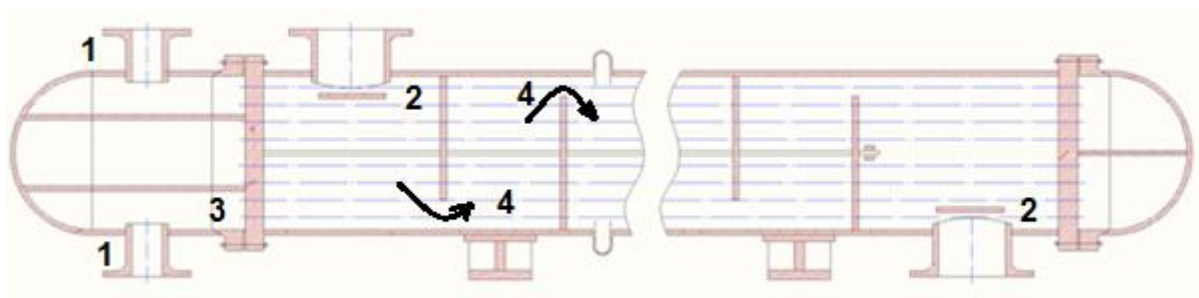


Рисунок 7 – Схема двухходового теплообменника с обозначением мест возникновения гидравлических сопротивлений

Явление отрыва и вихреобразования связано с наличием разности скоростей в поперечном сечении потока и положительного градиента давления вдоль потока. Последнее возникает при замедлении движения (например, в расширяющемся канале, после резкого поворота, при обтекании тел) в соответствии с уравнением Бернулли. Разность скоростей в поперечном сечении при отрицательном градиенте давления (например, ускоренное движение в сужающемся канале) не приводит к отрыву потока.

На плавно сужающихся участках поток даже более устойчив, чем на участках постоянного сечения.

Оба вида потерь суммируют по принципу наложения потерь, при котором берут арифметическую сумму потерь на трение и местных потерь:

$$\Delta p_{\text{сум}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}}$$

4.1 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ ВОДНОГО ПОТОКА И ТРЕБУЕМАЯ МОЩНОСТЬ НАСОСА

Полный перепад давления, необходимый при движении жидкости через теплообменник, определяется по формуле:

$$\sum \Delta P = \Delta P_T + \Delta P_{MC} + \Delta P_{\text{кан}} + \Delta P_C,$$

где соответственно складываются суммарные потери:

1) сопротивления трения на всех участках,

$$\Delta P_T = \xi_T \frac{L_o}{d_{\text{экв}}} \cdot \frac{\rho \omega^2}{2};$$

где общая длина, которую проходит вода по теплообменнику равна длине трубок матрицы теплообменника.

Коэффициент трения для турбулентного течения теплоносителя при $4000 < Re < 10^5$ определяется по $\xi = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}$;

при ламинарном режиме течения теплоносителя при $Re < 2000$ коэффициент трения определяется через соотношение $\xi_{\text{тр}} = \frac{64}{Re}$.

2) местные потери давления,

$$\Delta P_{MC} = \xi_{MC} \frac{\omega_B^2 \cdot \rho_B}{2}.$$

Коэффициент местного сопротивления при продольном омывании пучков рассчитывается по формулам:

для шахматных пучков при $\frac{b_1}{d_{\text{нар}}} < \frac{b_2}{d_{\text{нар}}}$

$$\xi = (4 + 6.6m) Re^{-0.28}$$

для шахматных пучков при $\frac{b_1}{d_{\text{нар}}} > \frac{b_2}{d_{\text{нар}}}$

$$\xi = (5.4 + 3.4m) Re^{-0.28}$$

для коридорных пучков

$$\xi = (6 + 9m) \left(\frac{b_1}{d_{\text{нар}}}\right)^{-0.23} \cdot Re.$$

Здесь m — число рядов в пучке в направлении движения потока, то есть число труб по диагонали

3) потери, обусловленные ускорением потока в подводящих каналах (штуцерах).

Вытекая из штуцера жидкость, терпит внезапное расширение, при этом потери давления при внезапном расширении воды определяется как:

$$\Delta P_{расш} = \xi_{\Sigma} \frac{\rho_B \cdot \omega_B^2}{2}$$

Рассчитаем суммарный коэффициент потерь для данного случая:

$$\xi_{\Sigma} = \xi_M + \frac{\xi'_{mp}}{n_n^2}$$

Коэффициент местного сопротивления удару зависит от отношения площадей узкого и широкого сечений (степени расширения $n_n = F_2 / F_0$):

$$\xi_M = \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2,$$

где F_0 - площадь узкого сечения; F_2 - площадь широкого сечения. Коэффициент сопротивления при вихреобразовании:

$$\xi'_{mp} = \frac{\xi_{mp}(Re) \cdot L_2}{D_{2r}},$$

где D_{2r} - гидравлический диаметр широкого сечения, равный $D_{вн}$; L_2 - длина вихря, образующегося за изменением геометрии $L_2 = 8...12 \cdot D_{2r}$.

В отводящем патрубке имеет место гидравлическая потеря на внезапное сужение: площадь широкого сечения в данном случае гораздо больше площади сечения штуцера. Поэтому примем потери в отводящем и подводящем патрубках, равными:

$$\Delta P_{патр} = 2\Delta P_{расш}$$

4) По длине теплообменника, для равномерного распределения газа по сечению устанавливаются перегородки. Количество перегородок выбирается с учетом ГОСТ (табл.4). Вода, огибая каждую перегородку, будет совершать по два поворота на каждой перегородке, при этом теряя давление. Рассчитаем потерю давления на одном повороте.

$$\Delta P_{пов} = \xi_{\Sigma} \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

Коэффициент сопротивления при повороте складывается из коэффициента потерь местных сопротивлений и потерь на трение

$$\xi_{\Sigma} = \xi_M + \xi_{mp} = \xi_M + 0,0175\delta\lambda R_o / D_r$$

где $\lambda = \xi_{mp}$ - коэффициент сопротивления в обозначениях [Идельчик], для любого турбулентного числа Re $\lambda = 1 / 1.8 \lg Re - 1.6^2$; L - длина колена $L = \pi\delta^{\circ} / 180^{\circ} \cdot R_o$; D_r - гидравлический диаметр, равный внутреннему диаметру коллектора ТО; δ - угол поворота $\delta^{\circ} = 90^{\circ}$; R_o - радиус оси потока на

препятствии, $R_o = \frac{(D_{вн} - L_{пер}) + l / n_{пер}}{2}$, где $n_{пер}$ - количество перегородок (табл.4); $L_{пер}$ - длина перегородки выбирается из таблицы 4, l - длина матрицы труб теплообменника;

Коэффициент $\xi_M = A_1 B_1 C_1$, где $A_1 = 1$, т.к. $\delta = 90^\circ$, $B_1 = 0,21(R_o / D_r)^{-2,5}$
 $C_1 = 0,98$. Отсюда следует, что для n перегородок потеря давления будет равняться:

$$\Delta P_\Sigma = n_{пер} \Delta P_{пов}$$

Суммарные потери складываются из потерь, рассчитанных пунктами 1-4:

$$\Sigma \Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_{МС} + \Delta P_{натр} + \Delta P_\Sigma,$$

Необходимая мощность водяного насоса:

$$N_\epsilon = \frac{G_B \cdot \Sigma \Delta P}{\rho_B \cdot \eta}$$

Далее по полученной мощности и с учетом конструктивного расположения насоса подбирается насос для прокачки теплоносителя.

4.2 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ ГАЗОВОГО ПОТОКА И ПОТРЕБНАЯ ЦИРКУЛЯЦИОННАЯ МОЩНОСТЬ

Полный перепад давления, необходимый при движении газа через теплообменник, определяется по формуле:

$$\Sigma \Delta P = \Delta P_T + \Delta P_{МС} + \Delta P_{кан} + \Delta P_C,$$

где соответственно складываются суммарные потери сопротивления трения на всех участках, местные потери давления, потери, обусловленные ускорением потока в канале, и затраты на преодоление самотяги.

$$\Delta P_T = \xi_T \frac{L}{D_{вн}} \cdot \frac{\rho \omega^2}{2}; \Delta P_{кан} = \xi_T \frac{L}{D_{вн}} \cdot \frac{\rho_T \cdot \omega_T^2}{2}; \Delta P_{МС} = \zeta_{МС} \frac{\omega_T^2 \cdot \rho_T}{2}.$$

1) потери, обусловленные сопротивлением трению, складываются из потерь на входе и выходе и по длине матрицы ТО:

$$\Delta P_T = \xi_T \frac{L_o}{d_{экв}} \cdot \frac{\rho \omega^2}{2}$$

где L_o - длина, которую проходит газ по теплообменнику, то есть удвоенная длина труб матрицы, коэффициент сопротивления ξ_T определяется в зависимости от числа Рейнольдса, диаграмма 2-1 [2].

2) Местные потери давления, (3 на рис.7):

$$\Delta P_{MC} = \zeta_{MC} \frac{\omega_{\Gamma}^2 \cdot \rho_{\Gamma}}{2},$$

где $\zeta_{MC} = (5,4 + 3,4m) \cdot \text{Re}^{-0,28}$

$$\Delta P_{MC} = \zeta_{MC} \frac{\omega_{\Gamma}^2 \cdot \rho_{\Gamma}}{2}$$

3) Для конструктивного типа теплообменника на рис. 4 на входе в ТО воздух попадает в расширяющийся канал (диффузор), следовательно, происходит потеря давления на входе (ГС-6). Найдем коэффициент сопротивления по обобщенной методике Л.К. Чернявского:

$$\xi_{\Sigma} = \xi'_{mp} + \xi_{равн} + \xi_{нер}$$

$\xi_{нер} = 0$ (коэффициент неравномерности) равен нулю, так как перед профилем нет перегородки.

$$\xi'_{mp} = \left(1 + \frac{0,5}{1,5^{x^-}}\right) \cdot \xi_{mp},$$

$$\text{где } \xi_{mp} = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \cdot \left(1 - \frac{1}{h_{n1}^2}\right),$$

где α - удвоенный угол расширения(сужения) диффузора(конфузора).

$$h_{n1} = \frac{F_1}{F_o},$$

где F_o - площадь узкого сечения;

F_1 - площадь широкого сечения

По чертежу теплообменника определяем диаметры сечений F, F_o и угол расширения, тогда по справочным материалам ГС-5

$$h_{n1} = \frac{F_1}{F_o} = \frac{184^2}{150^2} = 1,505$$

$$x^- = \frac{\text{Ln}(1 + 2 \text{tg} \frac{\alpha}{2})}{2 \text{tg} \frac{\alpha}{2}} = \frac{\text{Ln}(1 + 2 \text{tg} \frac{90}{2})}{2 \text{tg} \frac{90}{2}}$$

Тогда:

$$\xi'_{mp} = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \cdot \left(1 - \frac{1}{h_{n1}^2}\right)$$

Вычислим $\xi_{равн}$:

$$\xi_{равн} = \Phi \cdot \left(1 - \frac{1}{h_{n1}}\right)^m$$

Суммарный коэффициент:

$$\xi_{\Sigma} = \xi'_{mp} + \xi_{равн}$$

Тогда гидравлические потери:

$$\Delta P = \xi_{\Sigma} \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

На выходе газ попадает в конфузор, для нахождения потерь давления на сужающемся участке определим коэффициент ξ_{mp} .

$$\xi = \xi_{mp}$$

$$\xi_{mp} = \frac{A}{Re},$$

где $A = 20,5 \cdot h_o^{-0,5} \cdot tg \alpha^{-0,75}$,

$h_o = \frac{F_o}{F_1} = \frac{1}{h_{n1}}$ - коэффициент сужения диффузора

$$h_o = \frac{1}{h_{n1}} = \frac{1}{1,505} = 0,664$$

$$A = 20,5 \cdot 0,89^{-0,5} \cdot tg 90^{-0,75} = 0$$

Потери давления в конфузоре с углом сужения в 45° крайне незначительны, ими можно пренебречь.

Необходимая циркуляционная мощность сети:

$$N_G = \frac{G_G \cdot \Delta P_{\Sigma}}{\rho_G \cdot \eta}$$

5. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА. ЧИСЛО ЕДИНИЦ ТЕПЛОТЫ

В инженерной практике получил распространение метод, в котором при известном значении площади поверхности теплообмена и входных температурах теплоносителей, определяют температуры теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата, а затем по ним – тепловую нагрузку теплообменника.

Метод базируется на использовании понятия эффективности теплообменного аппарата, под которым понимают отношение действительной тепловой нагрузки теплообменника к предельно возможной при полном использовании разности температур горячего и холодного теплоносителей на входе в теплообменный аппарат:

$$\varepsilon = (T_{r1} - T_{r2})W_r / [(T_{r1} - T_{x1})W_{min}]. \quad (1)$$

или

$$\varepsilon = (T_{x2} - T_{x1})W_x / [(T_{r1} - T_{x1})W_{min}]. \quad (2)$$

Обратим внимание на то, что в охладителях W_{min} – это практически всегда водяной эквивалент охлаждаемой среды, а в регенераторах водяные эквиваленты сред равны. Поэтому выражение (1) для охладителя обращается в выражение (2).

Используя уравнение теплового баланса теплообменника и выражение эффективности (2), уравнение для противоточной схемы будет иметь вид:

$$\ln \frac{1 - \varepsilon \frac{W_r}{W_x}}{1 - \varepsilon} = \left(1 - \frac{W_r}{W_x}\right) \frac{KF}{W_r} \quad (3)$$

или, приняв $W_r = W_{min}$ и введя параметр $NTU = KF/W_{min}$ – число единиц переноса теплоты, можно привести выражение (3) к окончательному виду

$$\ln \frac{1 - \varepsilon \frac{W_{min}}{W_{max}}}{1 - \varepsilon} = \left(1 - \frac{W_{min}}{W_{max}}\right) NTU. \quad (4)$$

Решение уравнения (4) относительно ε приводит к следующим выражениям:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-NTU\left(1 - \frac{W_{min}}{W_{max}}\right)\right]}{1 - \frac{W_{min}}{W_{max}} \exp\left[-NTU\left(1 - \frac{W_{min}}{W_{max}}\right)\right]}; \quad (5)$$

для прямотока

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-NTU\left(1 + \frac{W_{min}}{W_{max}}\right)\right]}{1 + \frac{W_{min}}{W_{max}}}. \quad (6)$$

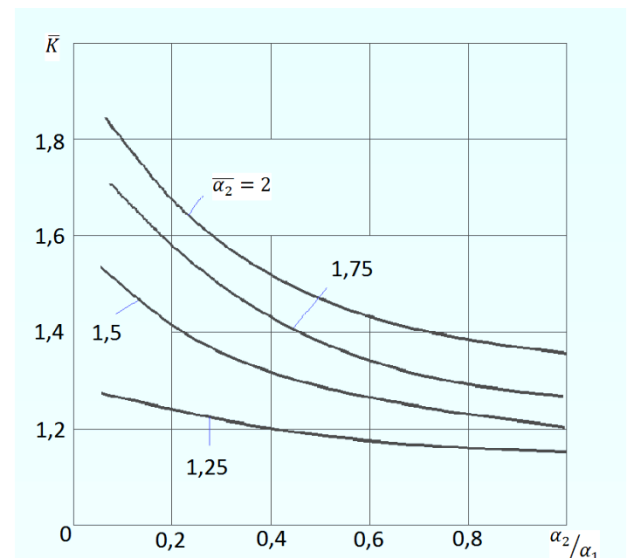
Можно представить в графической форме зависимости $\varepsilon = f(NTU)$ для противотока и прямотока, построенные по выражениям (5) и (6). В справочных пособиях по теплообмену эти зависимости приводятся в табличной форме. Аналогичная информация существует для большинства других употребляемых схем течения теплоносителей.

При проведении проектных расчетов применение метода $\varepsilon = f(NTU)$ каких – либо преимуществ перед методом расчета по среднеинтегральному температурному напору не дает, но в некоторых случаях им воспользоваться удобнее, например, тогда, когда теплообменный аппарат komponуют из готовых модулей с известными геометрическими размерами и теплогидравлическими характеристиками или изучают поведение теплообменного аппарата на режимах частичной мощности.

Влияние интенсификации теплообмена (увеличение α_2) на коэффициент теплопередачи при $\alpha_1 = const$ показано на рис 8. Очевидно, что увеличение α_2 имеет смысл при $\alpha_2/\alpha_1 < 0,1$. Такое условие чаще всего реализуется в

теплообменниках, где одним из теплоносителей является жидкость. Кроме того, затрата энергии на циркуляцию газообразного теплоносителя. При близких значениях α_1 и α_2 целесообразна интенсификация теплообмена сразу в обоих каналах.

Рисунок 8 - Влияние интенсификации конвективного теплообмена α_2 при $\alpha_1 = const$ на изменение коэффициента теплопередачи K : $\bar{\alpha}_2 = \frac{\alpha_2}{\alpha_{2u}}$; α_2, α_{2u} – коэффициент теплоотдачи в условиях интенсификации и исходный коэффициент теплоотдачи соответственно



6. ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА В МАТРИЦЕ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Рассмотрим трубчатый теплообменник, в котором бесконечно тонкие трубы обтекаются снаружи потоком жидкого теплоносителя, с бесконечно большим коэффициентом теплоотдачи $\alpha_{жс}$, а в трубах движется газообразный теплоноситель [3].

Передаваемый тепловой поток

$$Q = KF\Delta T_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{жс}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}} F\Delta T_n \approx \alpha F\Delta T_n$$

гидравлическое сопротивление (учитывается только трение в трубах)

$$\Delta p = \xi \frac{l}{d} \frac{\rho c^2}{2} = a\xi \frac{l}{d} Re^2;$$

расход теплоносителя через трубы

$$G = \frac{\pi d^2}{4} \mu Re \frac{z}{d} = bzdRe,$$

где ΔT_n - среднеинтегральный температурный напор, a и b - константы для данной поверхности теплообмена; d - внутренний диаметр трубы; z - число труб. Параметры Q , G и Δp являются заданными, не подлежащими изменению при переходе к интенсифицированной поверхности.

Предположим, задача сводится к уменьшению поверхности теплообмена за счет интенсификации теплообмена внутри труб. Запишем для сравниваемых поверхностей (индекс "гл" относится к исходной гладкой трубе без интенсификаторов) уравнения теплопередачи, потерь давления и расхода

$$Q = \alpha \Delta T_n dlz = \alpha_{2л} \Delta T_n dl_{2л} z_{2л};$$

$$\Delta p = \xi \frac{l}{d} \frac{\rho c^2}{2} = \xi_{2л} \frac{l_{2л}}{d} \frac{\rho c_{2л}^2}{2};$$

$$G = bRez = bRe_{2л} z_{2л},$$

которые можно преобразовать к следующим выражениям:

$$\frac{\alpha l z}{(\alpha l z)_{2л}} = 1;$$

$$\frac{\xi l c^2}{(\xi l c^2)_{2л}} = 1;$$

$$\frac{Re z}{Re_{2л} z_{2л}} = 1.$$

Для труб с интенсификаторами увеличение коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления учитывается соотношениями $Nu/Nu_{zл}$ и $\xi/\xi_{zл}$

$$Nu = \left(\frac{Nu}{Nu_{zл}} \right)_{Re} A Re^m; \quad \xi = \left(\frac{\xi}{\xi_{zл}} \right)_{Re} B Re^n,$$

где индекс "Re" означает, что отношения величин получены при одинаковых числах Re. Следовательно,

$$\frac{\alpha}{\alpha_{zл}} = \left(\frac{Nu}{Nu_{zл}} \right)_{Re} \left(\frac{Re}{Re_{zл}} \right)^m;$$

$$\frac{\xi}{\xi_{zл}} = \left(\frac{\xi}{\xi_{zл}} \right)_{Re} \left(\frac{Re}{Re_{zл}} \right)^n.$$

Совместный анализ выражений и для турбулентного режима ($m = 0,8, n = -0,2$) дает следующие соотношения числа труб $z/z_{zл}$, длины $l/l_{zл}$, и объемов $V/V_{zл}$ для сопоставляемых поверхностей:

$$\frac{z}{z_{zл}} = \left(\frac{\bar{\xi}}{\bar{Nu}} \right)^{0,5};$$

$$\frac{l}{l_{zл}} = \bar{Nu}^{-0,9} \bar{\xi}^{-0,1};$$

$$\frac{V}{V_{zл}} = \frac{\bar{\xi}^{0,4}}{\bar{Nu}^{1,4}},$$

где $\bar{Nu} = \left(\frac{Nu}{Nu_{гл}} \right)_{Re}$; $\bar{\xi} = \left(\frac{\xi}{\xi_{гл}} \right)_{Re}$.

Из выражений следует, что введение интенсификации всегда уменьшает длину матрицы и число труб при $\frac{\xi}{\xi_{гл}} < \frac{Nu}{Nu_{гл}}$, а объем матрицы уменьшается при $\frac{\xi}{\xi_{гл}} < \left(\frac{Nu}{Nu_{гл}} \right)^{3,5}$.

Проведем сопоставление поверхностей теплообмена при равных объемах и потерях давления. Соотношение передаваемого теплового потока

$$\frac{Q}{Q_{гл}} = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_{гл}} \right)_{Re}}{\left(\frac{\xi}{\xi_{гл}} \right)_{Re}^{0,286}}.$$

Сопоставление поверхностей при одинаковых тепловых нагрузках и равных объемах матрицы выражается зависимостью

$$\frac{\Delta p}{\Delta p_{\text{ГЛ}}} = \left(\frac{\xi}{\xi_{\text{ГЛ}}} \right)_{Re} / \left(\frac{Nu}{Nu_{\text{ГЛ}}} \right)^{3,5}$$

Очевидно, что лучшим является такой вариант интенсифицированной поверхности, который позволяет при сохранении уровней тепловой нагрузки и циркуляционной мощности уменьшать размер поверхности теплообмена, или при сохранении поверхности теплообмена уменьшать циркуляционную мощность, или при сохранении поверхности теплообмена и циркуляционной мощности увеличивать тепловую нагрузку теплообменника. Следовательно, нужно выбирать такие методы воздействия на поток теплоносителя, которые не приводят к росту гидравлических потерь.

Многочисленные теоретические и экспериментальные работы последних десятилетий, обзор которых содержится, например, в [3], посвящены способам эффективного гидродинамического воздействия на поток теплоносителя в каналах теплообменного устройства с помощью привнесенной шероховатости.

Заметно, что наибольший эффект интенсификации теплообмена достигается за счет увеличения турбулентной проводимости в тонком пристенном слое, где градиент температуры достигает максимальных значений. Следовательно, если воздействие на поток сведется к воздействию только на пристенный слой без увеличения степени турбулентности ядра потока, то потери давления в таком канале возрастут незначительно.

Генераторы вихрей должны порождать такую турбулентность, которая способствует росту турбулентной проводимости в пристенном слое на всей длине канала, но не будет вызывать увеличения степени турбулентности ядра потока. При частом расположении турбулизаторов порожденные ими турбулентные пульсации не затухают и диффундируют в ядро потока. При редком расположении турбулизаторов турбулентные пульсации успевают затухать раньше, чем поток достигает очередного турбулизатора, и часть поверхности в результате работает как гладкая.

При оптимальном расположении турбулизаторов вся стенка охвачена интенсивными турбулентными пульсациями, которые, однако, не выносятся в поток. Например, экспериментально установлено, что при интенсификации теплообмена прямоугольными поперечными выступами высотой h и шагом t наибольший эффект увеличения теплообмена достигается при $5 < t/h <$

15 ... 20. Однако элементы шероховатости с плавными очертаниями приводят к меньшему росту сопротивления канала.

На рис. 9 дана схема трубы с поперечными турбулизаторами овальной формы, выступающими на внутренней поверхности трубы (так называемые турбулизаторы диафрагменного типа). С технологической точки зрения такие трубы просты в производстве. Труба обжимается снаружи - обкатывается

роликом. При этом на наружной поверхности образуется поперечная кольцевая канавка, которая при продольном обтекании трубы также служит источником турбулизации. Это особенно целесообразно для тесных трубных пучков, в которых не представляется возможным использовать трубы с внешними турбулизаторами. Эксперименты [4] показали, что в области ламинарного потока между турбулизаторами оказываются застойные зоны, приводящие к ухудшению теплообмена. При турбулентном потоке интенсивность теплообмена возрастает с увеличением числа Re . Некоторые результаты экспериментальных исследований теплообмена внутри трубы приведены в табл. 5 (обозначения см. на рис. 9).

Рисунок 9. Схема трубы с поперечными турбулизаторами овальной формы: d - внутренний диаметр трубы; d_n - наружный диаметр трубы; d_0 - диаметр минимального сечения трубы в области турбулизатора; S - шаг между турбулизаторами

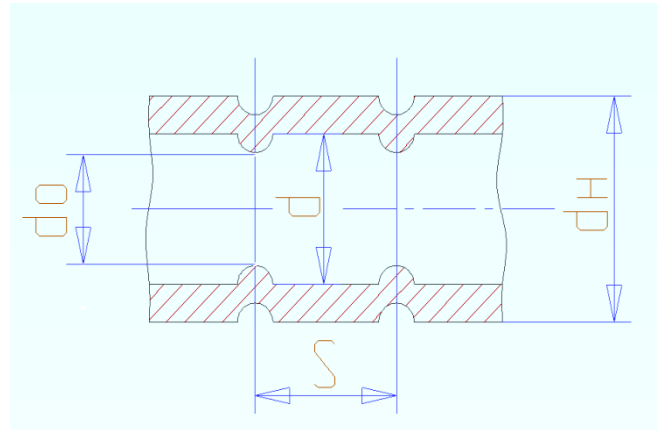


Таблица 9. - Влияние d/d_0 и S/d на

интенсификацию теплообмена и сопротивления труб с турбулизаторами в виде диафрагм (продувки воздухом)

d_0/d	$Re = 10^4$		$Re = 4 * 10^4$		$Re = 10^5$	
	$Nu/Nu_{г\text{л}}$	$\xi/\xi_{г\text{л}}$	$Nu/Nu_{г\text{л}}$	$\xi/\xi_{г\text{л}}$	$Nu/Nu_{г\text{л}}$	$\xi/\xi_{г\text{л}}$
$S/d = 0,25$						
0,95	2,14	3,28	2,28	3,55	2,28	3,32
0,90	2,65	5,8	2,80	7,16	2,82	8,22
$S/d = 0,5$						
0,99	1,23	1,34	1,22	1,16	1,25	1,2
0,95	2,05	2,9	2,06	3,04	2,12	3,05
0,90	2,54	6,3	2,68	7,28	2,67	8,56
$S/d = 1$						
0,99	1,13	1,05	1,15	1,09	1,15	1,11
0,95	1,69	1,4	1,73	1,82	1,85	2,02
0,90	2,27	4,52	2,35	5,5	2,41	5,6

Результаты продувки воздухом таких труб при относительном шаге труб в пучке 1,2, области изменения глубины обжатия $0,9 < d_0/d < 0,97$ и $S/d = 0,6454$ обобщены следующими данными:

при $Re < Re_1$

$$Nu/Nu_{\text{гл}} = 1;$$

при $Re_1 < Re < Re_2$

$$Nu/Nu_{\text{гл}} = 1 + 0,465 \frac{\lg Re - \lg Re_1}{\lg Re_2 - \lg Re_1} \left[1 - e^{-33,7(1-d_0/d)} \right];$$

при $Re > Re_2$

$$Nu/Nu_{\text{гл}} = 1,465 - 0,465 e^{-33,7(1-d_0/d)};$$

при $Re \leq 3,1 * 10^3$

$$\xi/\xi_{\text{гл}} = 1$$

при $3,1 * 10^3 \leq Re \leq 2 * 10^4$

$$\xi/\xi_{\text{гл}} = 1 + 6,72(\lg Re - 3,5) \left(1 - d_0/d \right) - 0,035 \sin \left\{ 20 \left(d_0/d - 0,95 \right) \pi \right\};$$

при $2 * 10^4 \leq Re \leq 10^5$

$$\begin{aligned} \xi/\xi_{\text{гл}} = & 1 + 2,86(\lg Re - 2,27) \left(1 - d_0/d \right) \\ & + 0,009 \sin \left\{ 20 \left(d_0/d - 0,95 \right) \pi \right\} \lg(Re - 4,3), \end{aligned}$$

$$\text{где } Re_1 = \left(30 d_0/d - 26,4 \right) * 10^4; \quad Re_2 = \left(16,8 d_0/d - 12,1 \right) * 10^4.$$

Например, при $Re = 10^4$, $d_0/d = 0,95$, $S/d = 1$, $Nu/Nu_{\text{гл}} = 1,69$,

$\xi/\xi_{\text{гл}} = 1,4$, т.е. темп интенсификации теплообмена опережает темп интенсификации сопротивления.

Пример расчета. Имеем, уже найденные, Q , G_r , ΔP_r .

$$Q = 1000 * 10^3 \text{ Дж},$$

$$G_r = 6,8 \text{ кг/с},$$

$$\Delta P_r = 1931 \text{ Па}.$$

Выберем по значению числа Рейнольдса $Re_r = 2,7 * 10^4$ отношение минимального диаметра сечения трубы в области турбулизатора к

внутреннему диаметру трубы d_0/d из таблицы 9. По значению d_0/d выбираем из той же таблицы значения $Nu/Nu_{гл}$ и $\xi/\xi_{гл}$. Найдем новые значения количества трубок z и их длины l по формулам:

$$\frac{z}{z_{гл}} = \left(\frac{\bar{\xi}}{\overline{Nu}} \right)^{0,5};$$

$$\frac{l}{l_{гл}} = \overline{Nu}^{-0,9} \bar{\xi}^{-0,1}.$$

где $\overline{Nu} = \left(\frac{Nu}{Nu_{гл}} \right)_{Re}$; $\bar{\xi} = \left(\frac{\xi}{\xi_{гл}} \right)_{Re}$

Тогда: $z = \left(\frac{\bar{\xi}}{\overline{Nu}} \right)^{0,5} * z_{гл}$, $l = \overline{Nu}^{-0,9} \bar{\xi}^{-0,1} * l_{гл}$. Найдем значения α , ξ и $Re_{г}$ с учетом новых значений z и l из формул $Q = \alpha \Delta T_{л} dlz$, $\Delta p = \xi \frac{l \rho c^2}{d}$,

$$G = bRe_z,$$

где $c = \frac{\Delta p}{4\eta l} R^2$, $b = \frac{\pi}{4} \mu$. Тогда:

$$\alpha = \frac{Q}{\Delta T_{л} dlz}, \frac{Вт}{м \cdot C}$$

$$\xi = \frac{2\Delta p d}{l \rho c^2}$$

$Re_{г} = \frac{G}{bz}$. Определим площадь поверхности охлаждения: Для этого рассчитаем коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{г}} + \frac{\delta}{2\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{в}}} R_{заг}$$

Получим $F = \frac{Q}{K * \Delta T_{л}}$.

Сравним значения, рассчитанные для трубок с поперечными турбулизаторами, со значениями для гладких трубок:

$$\frac{F_{гл} - F_{турб}}{F_{гл}} * 100\%$$

$$\frac{\alpha_{\text{гл}} - \alpha_{\text{турб}}}{\alpha_{\text{гл}}} * 100\%$$

$$\frac{Re_{\text{гл}} - Re_{\text{турб}}}{Re_{\text{гл}}} * 100\%$$

$$\frac{l_{\text{гл}} - l_{\text{турб}}}{l_{\text{гл}}} * 100\%$$

Анализируя полученные результаты, необходимо сделать вывод, какие преимущества можно получить, например: уменьшение длины и количества трубок теплообменника, значительное уменьшение площади поверхности охлаждения, а, следовательно, и общее уменьшение габаритных размеров теплообменника.

7. СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

ГС-1 Сопротивление при течении в гладких трубах

Потери давления по длине прямой трубы (канала) постоянного поперечного сечения (линейные потери или потери на трение) вычисляются по формуле Дарси-Вейсбаха:

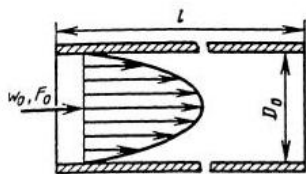
$$\Delta p_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{S_0}{F_0} \cdot \frac{\rho w_0^2}{2} = \lambda \frac{\Pi_0}{F_0} \cdot l \frac{\rho w_0^2}{2} = \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{l}{R_{\Gamma}} \cdot \frac{\rho w_0^2}{2}$$

или

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{D_{\Gamma}} \cdot \frac{\rho w_0^2}{2} = \xi \frac{\rho w_0^2}{2},$$

где Π_0 - периметр; R_{Γ} - гидравлический радиус; S_0 - площадь поверхности течения.

Труба круглого сечения (гладкостенная); стабилизированное течение [2-6, 2-175, 2-193]	Диаграмма 2-1
--	------------------



$$Re = \frac{w_0 D_0}{\nu}$$

1. Ламинарный режим ($Re \leq 2000$):
 $\lambda = \frac{\Delta p}{(\rho w_0^2 / 2) (l / D_0)} = \frac{64}{Re} = f(Re)$ см. график а.
2. Переходный режим ($2000 \leq Re \leq 4000$):
 $\lambda = f(Re)$ см. график б.
3. Турбулентный режим ($4000 \leq Re \leq 10^5$):
 $\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$ см. график б.
4. Турбулентный режим (любое $Re > 4000$):
 $\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,64)^2}$ см. графики б и в

Re	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
λ	0,640	0,320	0,213	0,160	0,128	0,107	0,092	0,080	0,071	0,064
Re	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
λ	0,058	0,053	0,049	0,046	0,043	0,040	0,038	0,036	0,034	0,032

Re	$2 \cdot 10^3$	$2,5 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^3$	10^4	$1,5 \cdot 10^4$	
λ	0,032	0,034	0,040	0,040	0,038	0,036	0,033	0,032	0,028	
Re	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	$6 \cdot 10^4$	$8 \cdot 10^4$	10^5	$1,5 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$
λ	0,026	0,024	0,022	0,021	0,020	0,019	0,018	0,017	0,016	0,015
Re	$4 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5$	$6 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^5$	10^6	$1,5 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	$3 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$	
λ	0,014	0,013	0,013	0,012	0,012	0,011	0,011	0,010	0,010	
Re	$5 \cdot 10^6$	$8 \cdot 10^6$	10^7	$1,5 \cdot 10^7$	$2 \cdot 10^7$	$3 \cdot 10^7$	$6 \cdot 10^7$	$8 \cdot 10^7$	10^8	
λ	0,009	0,009	0,008	0,008	0,008	0,007	0,007	0,006	0,006	

Рисунок 8 – Диаграмма для определения коэффициента сопротивления [2].

ГС-2 Местные сопротивления при обтекании пучков труб

Коэффициент местного сопротивления при продольном омывании пучков рассчитывается по формулам [2]:

$$\text{для шахматных пучков при } \frac{b_1}{d_{нар}} < \frac{b_2}{d_{нар}} \\ \xi = (4 + 6.6m) \text{Re}^{-0.28}$$

$$\text{для шахматных пучков при } \frac{b_1}{d_{нар}} > \frac{b_2}{d_{нар}} \\ \xi = (5.4 + 3.4m) \text{Re}^{-0.28}$$

для коридорных пучков

$$\xi = (6 + 9m) \left(\frac{b_1}{d_{нар}}\right)^{-0.23} \cdot \text{Re}.$$

Здесь m — число рядов в пучке в направлении движения потока. Для каналов $\xi = 0,01 \dots 0,05$.

ГС-3 Сопротивление при течении с внезапным изменением скорости и при перетекании потока через участки с внезапным расширением сечения, внезапным сужением сечения

При внезапном расширении поперечного сечения трубы (канала) возникают так называемые потери на «удар». Коэффициент местного сопротивления удара в случае равномерного распределения скоростей по сечению узкого канала и турбулентного течения ($\text{Re} = w_0 D_{\Gamma} / \nu > 10^4$) зависит только от отношения площадей узкого и широкого сечений F_0/F_2 (степени расширения $n_{\Pi} = F_2/F_0$) и вычисляется по формуле Борда — Карно:

$$\xi_{\text{м}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2$$

Суммарный коэффициент сопротивления участка с внезапным расширением:

$$\xi \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \xi_{\text{м}} + \xi_{\text{тр}} = \xi_{\text{м}} + \frac{\xi'_{\text{тр}}}{n_{\Pi}^2},$$

где $\xi'_{\text{тр}} \equiv \frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\rho w_0^2 / 2} = \lambda l_2 / D_{2r}$.

При внезапном расширении сечения трубы образуется струя, отделенная от остальной среды поверхностью раздела, которая распадается и свертывается в мощные вихри. Длина участка l_2 , на котором происходит вихреобразование, постепенное рассасывание вихрей и полное растекание потока по сечению, составляет примерно 8—12 D_{2r} (D_{2r} — гидравлический диаметр широкого сечения). Потери на удар при внезапном расширении связаны с указанным вихреобразованием на участке l_2 .

Коэффициент местного сопротивления внезапному сужению при больших числах Рейнольдса ($\text{Re} > 10^4$) может быть определен приближенно по расчетной формуле:

$$\xi_{\text{м}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = 0,5 \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)$$

или более точно по формуле, полученной на основе обработки результатов опытов различных исследователей:

$$\xi_m \equiv \frac{\Delta p_m}{\rho w_0^2/2} = 0,5 \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4};$$

при этом суммарный коэффициент сопротивления:

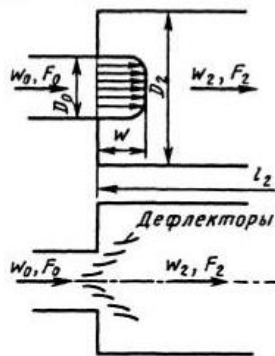
$$\xi \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \xi_m + \xi'_{тр},$$

где $\xi'_{тр} \equiv \frac{\Delta p_{тр}}{\rho w_0^2/2} = \lambda \frac{l_0}{D_{0Г}}$ (l_0 - длина прямого участка после сужения).

Таблица 3 – Коэффициенты сопротивления при внезапном расширении, сужении ламинарного потока [2].

Значения ζ

$\frac{F_0}{F_2} = \frac{1}{n_n}$	Re												
	10	15	20	30	40	50	10^2	$2 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2$	10^3	$2 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	$\geq 3,3 \cdot 10^3$
0,1	3,10	3,20	3,00	2,40	2,15	1,95	1,70	1,65	1,70	2,00	1,60	1,00	0,81
0,2	3,10	3,20	2,80	2,20	1,85	1,65	1,40	1,30	1,30	1,60	1,25	0,70	0,64
0,3	3,10	3,10	2,60	2,00	1,60	1,40	1,20	1,10	1,10	1,30	0,95	0,60	0,50
0,4	3,10	3,00	2,40	1,80	1,50	1,30	1,10	1,00	0,85	1,05	0,80	0,40	0,36
0,5	3,10	2,80	2,30	1,65	1,35	1,15	0,90	0,75	0,65	0,90	0,65	0,30	0,25
0,6	3,10	2,70	2,15	1,55	1,25	1,05	0,80	0,60	0,40	0,60	0,50	0,20	0,16



$$D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0}; \quad \Pi - \text{периметр};$$

$$n_n = F_2/F_0$$

1. При $Re = \frac{w_0 D_r}{\nu} \geq 3,3 \cdot 10^3$:

а) без дефлекторов

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \frac{\zeta_{тр}}{n_n^2} = \zeta_m + \frac{\zeta_{тр}}{n_n^2},$$

где $\zeta_m = f\left(\frac{F_0}{F_2}\right)$ см. график а; $\zeta_{тр} = \lambda l_2/D_{2Г}$; λ см. второй раздел;

б) с дефлекторами

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx 0,6 \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \frac{\zeta_{тр}}{n_n^2}$$

Относительные потери при внезапном расширении при сверхзвуковых скоростях см. пп. 20-21 параграфа 4-1.

ГС-4 Сопротивление при течении на входе в трубы и каналы (коэффициенты сопротивления входных участков)

На входных участках с внезапным переходом от большего сечения с площадью F_1 к меньшему сечению с площадью F_0 , при больших числах Рейнольдса ($Re = w_0 D_r/\nu > 10^4$) коэффициент сопротивления зависит от отношения площадей F_0/F_1 и может быть вычислен по формуле автора:

$$\xi \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \xi' \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^m,$$

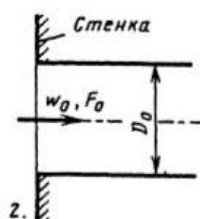
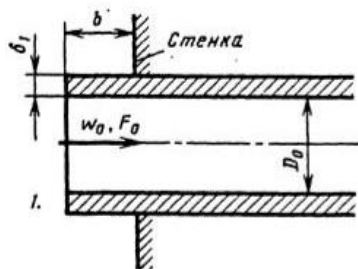
где ξ' — коэффициент смягчения входа, зависящий от формы входной кромки узкого канала; m — показатель степени, зависящий от условий входа; в пределах $b/D_r = 0 \div 0,01$ он меняется от 0,75 до 1,0, а при $b/D_r > 0,01$ может быть принят равным 1,0.

При заделке входной кромки узкого канала заподлицо с торцевой стенкой канала более широкого сечения ($b/D_r = 0$) получается типичный случай внезапного сужения.

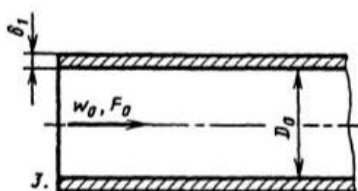
Таблица 4 – Коэффициенты сопротивления при внезапном расширении, сужении ламинарного потока [2].

Значения ζ

δ_1/D_r	b/D_r										
	0	0,002	0,005	0,010	0,020	0,050	0,100	0,200	0,300	0,500	∞
0	0,50	0,57	0,63	0,68	0,73	0,80	0,86	0,92	0,97	1,00	1,00
0,004	0,50	0,54	0,58	0,63	0,67	0,74	0,80	0,86	0,90	0,94	0,94
0,008	0,50	0,53	0,55	0,58	0,62	0,68	0,74	0,81	0,85	0,88	0,88
0,012	0,50	0,52	0,53	0,55	0,58	0,63	0,68	0,75	0,79	0,83	0,83
0,016	0,50	0,51	0,51	0,53	0,55	0,58	0,64	0,70	0,74	0,77	0,77
0,020	0,50	0,51	0,51	0,52	0,53	0,55	0,60	0,66	0,69	0,72	0,72
0,024	0,50	0,50	0,50	0,51	0,52	0,53	0,58	0,62	0,65	0,68	0,68
0,030	0,50	0,50	0,50	0,51	0,52	0,52	0,54	0,57	0,59	0,61	0,61
0,040	0,50	0,50	0,50	0,51	0,51	0,51	0,51	0,52	0,52	0,54	0,54
>0,050	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50



$$D_r = 4F_0/\Pi_0$$



1. Вход в трубу, заделанную в стенку на конечном расстоянии ($b/D_r < 0,5$).
2. Вход в трубу, заделанную заподлицо в стенку ($b/D_r = 0$).
3. Вход в трубу, удаленную от стенки ($b/D_r > 0,5$).

1 и 2. $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. кривую $\zeta = f(\delta_1/D_r)$ при заданных b/D_r .

3. $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. кривую $\zeta = f(\delta_1/D_r)$ при $b/D_r \geq 0,5$.

Для вычисления на ЭВМ при $\delta_1/D_r < 0,05$ и $0,01 < b/D_r < 0,05$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \sum_{i=0}^3 \left\{ \sum_{j=0}^4 [a_{i,j} (b/D_r)^j] \right\} (\delta_1/D_r)^i,$$

где $a_{i,j}$ см. таблицу

ГС-5 Сопротивление при течении с плавным изменением скорости (диффузоров, конфузоров)

Для перехода от меньшего сечения трубы (канала) к большему (преобразования кинетической энергии потока в потенциальную или динамического давления в статическое) с минимальными потерями полного давления устанавливают плавно расширяющийся участок — диффузор. Вследствие того, что в диффузоре с ростом площади поперечного сечения средняя скорость потока при увеличении угла расширения, а падает, общий коэффициент сопротивления диффузора, приведенный к скорости в узком (начальном) сечении, становится до определенных пределов, а меньшим, чем для такой же длины участка трубы постоянного сечения с площадью, равной начальной площади сечения диффузора.

Начиная с некоторого угла расширения диффузора заданной длины, дальнейшее увеличение этого угла значительно повышает коэффициент сопротивления, так что он становится во много раз большим, чем для прямой трубы той же длины.

Возрастание коэффициента сопротивления диффузора заданной длины с дальнейшим увеличением угла расширения вызывается усиливающимся турбулентным перемешиванием потока, отрывом пограничного слоя от стенки диффузора и связанным с этим сильным вихреобразованием.

Пограничный слой отрывается от стенок под воздействием положительного градиента давления вдоль диффузора, возникающего вследствие падения скорости при увеличении поперечного сечения (согласно уравнению Бернулли).

а) Коэффициенты сопротивления диффузоров

$$\xi_d = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2},$$

как и структура потока в них и отрывные явления, зависят от многих параметров, основные из которых — угол расширения α (для диффузоров с прямолинейными стенками); степень расширения $n_{п1} = F_1/F_0$; форма поперечного сечения; форма образующей; толщина пограничного слоя (толщина потери импульса) на входе; форма профиля скоростей на входе; степень турбулентности потока на входе; режим течения (число Рейнольдса Re) как в пограничном слое, так и в основном потоке; сжимаемость потока (число Маха M_0).

б) Для инженерных расчетов иногда удобно применять условный метод разделения общих потерь в диффузоре Δp на две части: $\Delta p_{тр}$ — потери на трение по длине диффузора и $\Delta p_{расш}$ — местные потери, связанные с расширением сечения. Соответственно общий коэффициент сопротивления диффузора ξ_d делится условно на коэффициент сопротивления трения $\xi_{тр}$ и коэффициент сопротивления - расширения $\xi_{расш}$:

$$\xi_d \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \xi_{тр} + \xi_{расш}.$$

Потери на «расширение» удобно выразить через коэффициент полноты удара, представляющий собой отношение потерь на расширение в диффузорах к теоретическим потерям на удар при внезапном расширении сечения ($\alpha=180^\circ$), т. е.

$$\varphi_{расш} \equiv \frac{\Delta p_{расш}}{\rho / 2 \cdot (w_0^2 - w_1^2)}.$$

При равномерном профиле скорости во входном сечении ($k_d=1,0$) и больших числах Рейнольдса ($Re \geq 2 \cdot 10^5$) коэффициент полноты удара диффузоров с углами расширения в пределах $0 < \alpha < 40^\circ$ может быть вычислен по формуле:

$$\varphi_{расш} = 3,2 k_d t g^{1,25}(\alpha/2),$$

где на основании опытов для конических диффузоров $k_d \approx 1$; для пирамидальных диффузоров с расширением в двух плоскостях

$k_d = 0,66 + 0,12 \alpha$ при $4^\circ < \alpha < 12^\circ$; $k_d = 3,3 - 0,03 \alpha$ при $12^\circ < \alpha < 30^\circ$;

для плоских диффузоров

$k_d = 2,0 - 0,03 \alpha$ при $4^\circ < \alpha < 12^\circ$; $k_d = 2,0 - 0,04 \alpha$ при $12^\circ < \alpha < 20^\circ$, где α° .

Коэффициент сопротивления расширения выражается через коэффициент полноты удара:

$$\xi_{расш} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \varphi_{расш} \left(1 - \frac{1}{n_{п1}}\right)^2 = 3,2 k_d t g^{1,25} \frac{\alpha}{2} \left(1 - \frac{1}{n_{п1}}\right)^2.$$

В более обобщенном виде коэффициент сопротивления диффузора может быть вычислен по интерполяционной формуле, полученной Л. К.

Чернявским и Н. Н. Гордеевым на основе обработки экспериментальных данных, по коэффициентам сопротивления:

$$\xi \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \xi'_{\text{тр}} + \xi_{\text{равн}} + \xi_{\text{нер}},$$

$$\xi'_{\text{тр}} = \left(1 + \frac{0,5}{1,5\bar{x}}\right) \xi_{\text{тр}};$$

$\xi_{\text{равн}}$ — коэффициент, характеризующий потери на расширение, которые имели бы место в диффузоре при равномерном профиле скорости в его начальном сечении, т. е. при

$$\bar{l}_0 \equiv \frac{l_0}{D_{\Gamma 0}} = 0$$

$\xi_{\text{нер}}$ — коэффициент, учитывающий дополнительные потери на расширение, обусловленные неравномерностью профиля скорости в начальном сечении диффузора, т. е. при наличии перед ним прямой проставки длиной T_0 .

Для конических диффузоров коэффициент сопротивления трения:

$$\xi_{\text{расш}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n_{\text{П1}}^2}\right),$$

где λ - в зависимости от числа Рейнольдса и Δ .

$$\bar{x} = \int_0^x \frac{dx}{D_0} = \int_0^{\bar{x}} \frac{d(x/D_0)}{1 + 2x/D_0 \cdot \text{tg} \frac{\alpha}{2}} = \frac{\ln(1 + 2\bar{x} \text{tg} \frac{\alpha}{2})}{2 \text{tg} \frac{\alpha}{2}},$$

где $\bar{x} = x/D_0$;

$$\xi_{\text{равн}} = \Phi \left(1 - \frac{1}{n_{\text{П1}}}\right)^m,$$

где $\Phi = f(\alpha, \text{Re})$ – аналог коэффициента полноты удара.

Значения Φ при различных числах Re

α°													
0	5	10	15	20	25	30	40	45	50	60	80	140	180
$\text{Re} = 0,5 \cdot 10^5$													
0	0,12	0,26	0,35	0,45	0,58	0,75	0,90	0,95	0,98	1,0	1,02	1,0	1,0
$\text{Re} = 2 \cdot 10^5$													
0	0,08	0,15	0,24	0,32	0,43	0,60	0,82	0,88	0,93	0,95	0,95	0,97	0,99
$\text{Re} \geq 6 \cdot 10^5$													
0	0,04	0,09	0,18	0,25	0,37	0,52	0,77	0,82	0,88	0,91	0,95	0,97	0,98

8. ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К ЗАЩИТЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

1. Какие теплообменные аппараты входят в состав ГТУ?
2. Каков состав рабочего тела ГТУ?
3. Каким образом регенерация выхлопной теплоты ГТУ влияет на ее КПД?
4. Каковы типы теплообменных поверхностей, применяемых в регенераторах ГТУ?
5. Какую функцию выполняет промежуточный воздухоохладитель ГТУ?
6. Что является основным теплоносителем в системах утилизационного теплоснабжения ГТУ?
7. Из каких составляющих складываются потери давления по тракту продуктов сгорания в трубчатом регенераторе?
8. Что такое энергетический коэффициент?
9. Что такое теплообменный аппарат? Дайте определение.
10. Что такое первичный и вторичный теплоносители?
11. Чем отличается аппарат контактного типа от поверхностного аппарата?
12. Каковы основные схемы взаимного движения теплоносителей в аппарате?
13. Назовите основные элементы конструкции теплообменного аппарата.
14. Что такое эквивалентный диаметр?
15. Как определяется эквивалентный диаметр межтрубного пространства аппарата?
16. Чем ограничивается скорость течения теплоносителей в аппарате?
17. Дайте определение коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи.
18. Что является целью поверочного расчета теплообменного аппарата?
19. Что такое коэффициент запаса прочности, каковы значения коэффициента, принимаемые при расчете теплообменных аппаратов?
20. Каков механизм переноса теплоты при теплообмене между однофазными теплоносителями?
21. С какой целью и какие методы применяются при интенсификации теплообмена?
22. Что такое искусственная шероховатость?

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица П1 – Варианты заданий на курсовую работу

№ варианта	Q , кДж/с	$t''_{в}$, °С	$t''_{г}$, °С	$p_{г}$, МПа
1	1615	27	32	4,0
2	1632	32	37	4,5
3	1817	35	42	5,0
4	2018	37	42	5,5
5	2095	39	44	6,0
6	2200	42	46	6,5
7	2310	45	49	7,0
8	2390	47	52	7,5
9	2430	50	32	8,0
10	2515	56	37	8,5
11	2600	59	42	9,0
12	2725	62	44	9,5
13	2810	64	47	10,0
14	2895	67	49	10,5
15	2930	69	52	10,0
16	3020	27	32	11,5
17	3100	32	37	12,0
18	3140	35	39	12,5
19	3270	37	42	13,0
20	3350	42	47	13,5
21	2600	38	59	6,5
22	1910	45	68	4,4
23	2560	32	44	2,8
24	1600	44	46	3,8
25	3200	54	39	2,6
26	4500	38	46	3,7

Примечание. Значение температуры воды на входе $t'_{в} = 12^{\circ}\text{C}$ и температуры газа на входе $t'_{г} = 254^{\circ}\text{C}$ являются общими для всех вариантов.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Таблица П2 - Число труб в аппарате при разбивке трубной решетки по шестиугольникам и по концентрическим окружностям

Число шестиугольник ов дл	Разбивка по шестиугольникам						Разбивка по окружностям		
	Число труб по диагонали,	Без учета сегментов	Число труб, шт.			Число труб во всех сегментах	Полное количество труб в аппарате	Наружн ой окружно сти, шт.	Полное число труб в аппарате
			В 1-м ряду	во 2-м ряду	В 3-м ряду				
1	3	7	-	-	-	-	7	6	7
2	5	19	-	-	-	-	19	12	19
3	7	37	-	-	-	-	37	18	37
4	9	34	-	-	-	-	61	25	62
5	11	91	-	-	-	-	91	31	93
6	13	127	-	-	-	-	127	37	130
7	15	169	3	-	-	18	187	43	173
8	17	217	4	-	-	24	241	50	233
9	19	271	5	-	-	30	301	56	279
10	21	331	6	-	-	36	367	60	341
11	23	397	7	-	-	42	439	69	410
12	25	469	8	-	-	48	517	75	485
13	27	547	9	2	-	66	613	81	566
14	29	631	10	5	-	90	721	87	653
15	31	721	11	6	-	102	823	84	747
16	33	817	12	7	-	114	931	100	847
17	35	919	13	8	-	126	1045	106	953
18	37	1027	14	9	-	138	1165	113	1066
19	39	1141	15	12	-	162	1303	119	1185
20	41	1261	16	13	4	198	1459	125	1310
21	43	1387	17	14	7	228	1615	131	1441
22	45	1519	18	15	8	246	1765	138	1579
23	47	1657	19	16	9	264	1921	144	1723

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Исаченко, В. П. Теплопередача [Текст]: учебник / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. - М. : Энергоиздат, 1981. - 416 с.
2. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям.— М : Госэнергоиздат, 1962.
3. Иванов, В.Л. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок: учебник для вузов / В.Л. Иванов, А.И. Леонтьев, Э.А. Манушин, М.И. Осипов; под ред. А.И. Леонтьева. – М.: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 592 с.
4. Грязнов, Н.Д. Теплообменные устройства газотурбинных и комбинированных установок: учеб. пособие / Н.Д. Грязнов, В.М. Епифанов, В.Л. иванов, Э.А Манушин. / под ред. Леонтьева. М. : Машиностроение, 1985.

Методические указания

Расчет теплообменника газотурбинного двигателя замкнутого цикла

Методические указания

для курсового проектирования

Составители: Довгялло А.И., Белозерцев В.Н., Некрасова С.О.

Редактор

Компьютерная вёрстка

Подписано в печать _____. Формат 60x84 1/20

Бумага офсетная. печ. л. _____ .

Тираж _____ экз. Заказ _____ . Арт. _____ / 2016.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)
443086, САМАРА, МОСКОВСКОЕ ШОССЕ, 34.

Изд-во Самарского университета.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.