Руководства по безопасности

в области использования атомной энергии

Расчетные соотношения и методики расчета гидродинамических и тепловых характеристик элементов и оборудования водоохлаждаемых ядерных энергетических установок

РБ-040-09

НТЦ ЯРБ

МИНИСТЕРСТВО ПРИРОДНЫХ РЕСУРСОВ И ЭКОЛОГИИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА ПО ЭКОЛОГИЧЕСКОМУ, ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМУ И АТОМНОМУ НАДЗОРУ

УТВЕРЖДЕНО

приказом Федеральной службы
по экологическому,
технологическому
и атомному надзору
от 20июля 2009 г. № 641

РУКОВОДСТВО ПО БЕЗОПАСНОСТИ

«РАСЧЕТНЫЕ СООТНОШЕНИЯ И МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ И ТЕПЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ И ОБОРУДОВАНИЯ ВОДООХЛАЖДАЕМЫХ ЯДЕРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК»

РБ – 040 – 09

Введено в действие
С 1 сентября 2009 г.

УДК 532.5.072

Расчетные соотношения и методики расчета гидродинамических и тепловых характеристик элементов и оборудования водоохлаждаемых ядерных энергетических установок (РБ-040-09).

Настоящее руководство по безопасности носит рекомендательный характер и не является нормативным правовым актом.

Руководство по безопасности содержит рекомендации по реализации требований федеральных норм и правил в области использования атомной энергии.

Руководство по безопасности содержит расчетные соотношения и методики расчета гидродинамических и тепловых характеристик элементов и оборудования водоохлаждаемых ядерных энергетических установок (ЯЭУ), включая:

- коэффициенты гидравлического сопротивления трения и местных касательных напряжений, расходов;
- коэффициенты теплоотдачи;
- температуры поверхностей теплообмена;
- параметры кризиса теплоотдачи при кипении воды;
- погрешности этих характеристик, рекомендуемых расчетных соотношений.

Выпускается впервые*.

---

* В 1991 г. ГНЦ РФ ФЭИ разработал руководящий технический материал (РТМ) под названием «Рекомендации, правила, методики расчета гидродинамических и теплових характеристик элементов и оборудования энергетических установою». Однако за прошедшее время в стране и за рубежом накоплено и опубликовано много материалов по различным аспектам теплогидравлики ЯЭУ, которые могут быть использованы в проектных и конструкторских расчетах, при разработке, верификации и экспертизе программных средств, применяемых при обосновании и обеспечении безопасности ЯЭУ.

В 2006 г. разработан Методический документ ФГУ НТЦ ЯРБ «Расчетные соотношения и методики расчета гидродинамических и тепловых характеристик элементов оборудования водоохлаждаемых ЯЭУ», в котором были учтены новые научные данные и требования существующей системы рекомендательных документов. Этот документ в 2007г. проходил опытную эксплуатацию в ФГУ НТЦ ЯРБ и организациях отрасли, результаты которой учтены при разработке настоящего РБ.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Назначение и область применения 9
2. Общие положения 9
3. Рекомендации по расчету гидродинамических и тепловых характеристик элементов и оборудования ЯЭУ с водоохлаждаемыми реакторами 10
3.1. Гидродинамика 10
3.1.1. Режимы однофазного течения 11
3.1.1.1. Режимы течения в каналах с безотрывным обтеканием 11
3.1.1.2. Режимы течения в каналах с отрывным обтеканием стенок 13
3.1.1.3. Гидравлическое сопротивление каналов при течении однофазной среды (общие положения) 14
Список литературы к разделу 3.1.1 15
3.1.2. Ламинарные течения 16
3.1.2.1. Ламинарные стабилизированные течения в каналах 16
3.1.2.1.1. Ламинарное течение в трубах 16
3.1.2.1.2. Ламинарное течение в кольцевых каналах 18
3.1.2.1.3. Ламинарное продольное течение в сборках стержней 20
3.1.2.2. Нестабилизированное ламинарное течение на входном участке каналов 22
3.1.2.2.1. Нестабилизированное ламинарное течение на входном участке круглой трубы 22
3.1.2.2.2. Нестабилизированное ламинарное течение на входном участке плоской трубы 24
Список литературы к разделу 3.1.2 24
3.1.3. Однофазные турбулентные течения 25
3.1.3.1. Стационарное стабилизированное турбулентное течение в каналах 25
3.1.3.1.1. Стационарное стабилизированное турбулентное течение в трубах 26
3.1.3.1.2. Стационарное стабилизированное турбулентное течение в концентрических кольцевых каналах 27
3.1.3.1.3. Стационарное стабилизированное турбулентное течение в эксцентрических кольцевых каналах 29
3.1.3.1.4. Стационарное стабилизированное турбулентное течение в сборках стержней треугольной упаковки 30
3.1.3.1.5. Стационарное стабилизированное турбулентное течение в сборках стержней квадратной упаковки 33
3.1.3.1.6. Стационарное стабилизированное турбулентное течение внутри трубы змеевика 34
3.1.3.1.7. Местные гидравлические сопротивления при стационарном турбулентном течении в каналах 34

3.1.3.2. Нестабилизированное турбулентное течение на входных участках каналов 40
3.1.3.2.1. Нестабилизированное турбулентное течение на входном участке трубы 40
3.1.3.2.2. Нестабилизированное турбулентное течение на входном участке стержневых сборок 42
3.1.3.3. Турбулентное течение в каналах с шероховатыми стенками 42
3.1.3.3.1. Турбулентное течение в трубах с регулярной шероховатостью стенки 42
3.1.3.3.2. Турбулентное течение в кольцевых каналах с регулярной шероховатостью стенок 45
3.1.3.4. Турбулентное течение в трубах с песочной и технической шероховатостями 47
3.1.3.4.1. Турбулентное течение в трубе с песочной шероховатостью стенки 47
3.1.3.4.2. Турбулентное течение в трубе с технической шероховатостью стенки 48
3.1.3.5. Поперечное обтекание турбулентным потоком цилиндрических тел и пучков труб 49
3.1.3.5.1. Поперечное обтекание турбулентным потоком цилиндрических тел 49
3.1.3.5.2. Поперечное обтекание турбулентным потоком пучков труб 51
3.1.3.6. Турбулентное течение в каналах с интенсификаторами теплосъема 56
3.1.3.6.1. Турбулентное течение в трубах с интенсификаторами теплосъема 56
3.1.3.6.2. Турбулентное течение в кольцевых каналах с интенсификаторами теплосъема 59
3.1.3.6.3. Турбулентное течение в пучках труб с интенсификаторами теплосъема 59
3.1.3.6.4. Поперечное обтекание турбулентным потоком пучков труб с интенсификаторами теплосъема 61
Список литературы к разделу 3.1.3 63
3.1.4. Двухфазные течения 65
3.1.4.1. Режимы течения двухфазного потока в каналах 65
3.1.4.2. Истинное объемное паросодержание при течении двухфазных потоков 67
3.1.4.2.1. Истинное объемное паросодержание при течении двухфазного потока в трубе 67
3.1.4.2.2. Истинное объемное паросодержание при течении двухфазного потока в стержневых сборках 71
3.1.4.2.3. Модель потока дрейфа 72

3.1.4.3. Гидравлические сопротивления при течении двухфазных потоков в каналах 76
3.1.4.3.1. Гидравлические сопротивления трения при течении двухфазного потока в трубах 77
3.1.4.3.2. Гидравлические сопротивления трения при течении двухфазного потока в стержневых сборках 87
3.1.4.3.3. Местные гидравлические сопротивления при течении двухфазных потоков 89
3.1.4.3.4. Гидравлическое сопротивление на ускорение и нивелирный напор при течении двухфазного потока 91
3.1.4.4. Гидравлические сопротивления при пленочной конденсации пара в каналах 92
3.1.4.4.1. Гидравлические сопротивления при пленочной конденсации пара в горизонтальных трубах 92
3.1.4.4.2. Гидравлические сопротивления при пленочной конденсации пара в вертикальных трубах 93
Список литературы к разделу 3.1.4 96
3.2. Теплообмен 98
3.2.1. Конвективный теплообмен в однофазной среде 98
3.2.1.1. Теплообмен при ламинарном течении в каналах 98
3.2.1.1.1. Теплообмен при ламинарном течении в трубах 99
3.2.1.1.2. Теплообмен при ламинарном течении в кольцевых каналах 99
3.2.1.2. Теплообмен при турбулентном течении в каналах при Pr ≥1 (некипящая вода, капельные жидкости) 100
3.2.1.2.1. Теплообмен при турбулентном течении в трубах 100
3.2.1.2.2. Теплообмен при турбулентном течении в концентрических кольцевых каналах при Pr ~ >1 101
3.2.1.2.3. Теплообмен при турбулентном течении в сборках стержней треугольной упаковки при Pr ≥1 102
3.2.1.3. Теплообмен на входном участке трубы при турбулентном течении 106
3.2.1.4. Теплообмен при турбулентном течении теплоносителей околокритических параметров состояния 107
3.2.1.5. Теплообмен в каналах при совместном влиянии свободной и вынужденной конвекции 110
3.2.1.6. Теплообмен при поперечном обтекании тел турбулентным потоком 112
3.2.1.6.1. Теплообмен при поперечном обтекании турбулентным потоком одиночного цилиндра и шара 112
3.2.1.6.2. Теплообмен при поперечном обтекании турбулентным потоком пучков стержней 114

3.2.1.7. Теплообмен в каналах с шероховатыми стенками при турбулентном течении 118
3.2.1.7.1. Теплообмен при турбулентном течении в трубах с регулярной шероховатостью стенки 119
3.2.1.7.2. Теплообмен при турбулентном течении в кольцевых каналах с шероховатыми стенками 119
3.2.1.8. Теплообмен при естественной конвекции 121
3.2.1.8.1. Теплоотдача от вертикальных пластин и цилиндров 121
3.2.1.8.2. Теплоотдача от горизонтальных пластин и цилиндров 121
3.2.1.8.4. Теплообмен в прослойках 123
3.2.1.8.5. Теплопередача через плоские горизонтальные и цилиндрические прослойки 124
3.2.1.9. Теплообмен при естественной конвекции в замкнутом пространстве 125
3.2.1.9.1. Теплообмен при естественной конвекции в шаровой емкости 126
3.2.1.9.2. Теплообмен при естественной конвекции в вертикальном цилиндре 127
3.2.1.10. Интенсификация теплосъема при турбулентном течении однофазного потока в каналах 128
3.2.1.10.1. Интенсификация теплосъема при турбулентном течении однофазной среды в трубах 128
3.2.1.10.2. Интенсификация теплосъема при турбулентном течении однофазной среды в кольцевых каналах 130
3.2.1.10.3. Интенсификация теплосъема при продольном турбулентном течении однофазной среды в сборках стержней 132
3.2.1.10.4. Интенсификация теплосъема при поперечном обтекании однофазным турбулентным потоком пучков витых труб 134
Список литературы к разделу 3.2.1 135
3.2.2. Теплообмен при изменении агрегатного состояния 137
3.2.2.1. Теплообмен при кипении жидкостей в каналах 138
3.2.2.1.1. Теплообмен при пузырьковом кипении жидкостей в большом объеме 138
3.2.2.1.2. Теплообмен при пленочном кипении жидкостей в большом объеме 139
3.2.2.1.3. Теплообмен при кипении воды в трубах 144
3.2.2.1.4. Теплообмен при кипении воды в кольцевых каналах 146
3.2.2.1.5. Теплообмен при кипении воды в сборках стержней 146
3.2.2.2. Тепломассообмен при конденсации и фазовых превращениях с участием твердой фазы 147

3.2.2.2.1. Теплоотдача при пленочной конденсации неподвижного пара на вертикальной поверхности 149
3.2.2.2.2. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на наружной поверхности труб, отклоненных от вертикали 153
3.2.2.2.3. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на внутренней поверхности вертикальных труб 153
3.2.2.2.4. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на внутренней поверхности горизонтальных труб..... 155
3.2.2.2.5. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на поверхности внутренней трубы кольцевого канала 156
3.2.2.2.6. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на внутренней поверхности канала прямоугольного поперечного сечения..... 157
3.2.2.2.7. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на пластинах 157
3.2.2.2.8. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на внешней поверхности одиночного горизонтального цилиндра 159
3.2.2.2.9. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на наружной поверхности оребренных снаружи вертикальных труб..... 161
3.2.2.2.10. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на наружной поверхности профилированных вертикальных труб 162
3.2.2.2.11. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на пакете горизонтальных труб 164
3.2.2.2.12. Теплоотдача при пленочной конденсации пара в поперечнообтекаемых шахматных и коридорных пучках горизонтальных труб 166
3.2.2.2.13. Теплоотдача при пленочной конденсации нисходящего потока пара на внутренней поверхности трубы змеевика с вертикальной осью навивки..... 167
3.2.2.2.14. Тепломассообмен при пленочной конденсации парогазовой смеси на твердой поверхности 169
3.2.2.2.15. Теплоотдача при пленочной конденсации пара из паровоздушной смеси на наружной поверхности вертикальных профилированных труб 176
3.2.2.2.16. Теплоотдача при конденсации пара на спутной струе воды..... 176
3.2.2.2.17. Тепломассообмен при конденсации пара из паровоздушной среды на водяных каплях 177
3.2.2.3. Закризисный теплообмен при кипении воды в каналах 178
3.2.2.3.1. Закризисный теплообмен при дисперсном режиме 179

3.2.2.3.2. Эмпирические соотношения для закризисного теплообмена в трубах 183
3.2.2.3.3. Скелетная таблица для коэффициента теплоотдачи в закризисной зоне при течении воды в равномерно обогреваемых трубах 184
Список литературы к разделу 3.2.2 192
3.2.3. Теплообмен при турбулентном течении газожидкостной смеси в трубах 194
Список литературы к разделу 3.2.3 196
3.3. Расчет критического теплового потока при кипении воды в каналах ядерных энергетических установок 197
3.3.1. Критические тепловые потоки в большом объеме 199
3.3.2. Критические тепловые потоки при течении в круглых трубах 200
3.3.2.1. Критические тепловые потоки при кипении воды в трубах с равномерным тепловыделением по длине 202
3.3.2.1.1. Табличный метод расчета КТП в трубах 202
3.3.2.1.2. Расчетный метод НИКИЭТ 203
3.3.3. Критический тепловой поток в кольцевых каналах с равномерным энерговыделением по длине 204
3.3.3.1. Расчет КТП в кольцевых каналах по скелетной таблице 204
3.3.3.1.1. Концентричные кольцевые каналы, односторонний обогрев 205
3.3.3.1.2. Концентричные кольцевые каналы, двусторонний обогрев 205
3.3.3.1.3. Эксцентричные каналы, односторонний обогрев 206
3.3.3.1.4. Эксцентричные каналы, двусторонний обогрев 207
3.3.3.2. Эмпирическая методика 208
3.3.4. Кризис теплоотдачи при кипении воды в сборках цилиндрических твэлов 210
3.3.4.1. Табличный метод расчета КТП в сборках треугольной геометрии при равномерном энерговыделении 210
3.3.4.1.1. Метод ФЭИ расчета КТП в сборках по осредненным по сечению параметрам 210
3.3.4.1.2. Метод ФЭИ расчета локальных величин КТП при поканальном анализе сборок 212
3.3.4.2. Метод РНЦ КИ расчета КТП 213
3.3.4.3. Метод расчета КТП при дисперсно-кольцевом режиме течения 215
3.3.4.4. Критическая плотность теплового потока при кипении воды в сборках стержней ВВЭР-440 и ВВЭР-1000 при равномерном энерговыделении (Метод ОКБ «Гидропресс») 216
Список литературы к разделу 3.3 218
Приложение 221

1. НАЗНАЧЕНИЕ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

1.1. Настоящее руководство по безопасности носит рекомендательный характер и не является нормативным правовым актом.

1.2. Руководство по безопасности содержит рекомендации по реализации требований федеральных норм и правил в области использования атомной энергии.

1.3. В руководстве по безопасности приводятся расчетные соотношения и методики расчета гидродинамических и тепловых характеристик элементов и оборудования водоохлаждаемых ядерных энергетических установок (ЯЭУ), включая:

- коэффициенты гидравлического сопротивления трения и местных касательных напряжений, расходов;
- коэффициенты теплоотдачи и температур поверхностей теплообмена;
- параметры кризиса теплоотдачи при кипении воды;
- а также погрешности этих характеристик, рекоменуемых расчетных соотношений.

1.4. Для режимов без кипения воды в руководстве по безопасности приводятся рекомендации, относящиеся только к стационарным процессам.

1.5. Настоящее руководство по безопасности (далее – РБ) рекомендуется использовать при создании, верификации и экспертизе программных средств (далее – ПС), применяемых при обосновании и обеспечении безопасности ЯЭУ.

1.6. В случае использования других соотношений и методик, чем те, которые указаны в настоящем РБ, следует показать, что расчет теплогидравлических параметров выполнен с погрешностями, дающими возможность сделать обоснованные заключения о безопасности ЯЭУ.

2. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

2.1. При составлении РБ учтен опыт Федерального государственного учреждения «Научно технический центр по ядерной и радиационной безопасности» (далее – ФГУ НТЦ ЯРБ) и других организаций по разработке, верификации и экспертизе ПС, применяемых при обосновании и обеспечении безопасности ЯЭУ, а также по применению расчетных соотношений и методик расчета гидродинамических и тепловых характеристик активных зон и оборудования циркуляционных контуров водоохлаждаемых ЯЭУ при их проектировании, конструктруировании и эксплуатации.

2.2. РБ разработано с использованием Международной системы единиц СИ. В РБ использована единая терминология и система обозначений, принятая в «Сборнике рекомендуемых терминов, выпуск 83, Теория тепло-

обмена, Терминология, изд. “Наука”, М. 1971». Однако в ряде случаев разработчики РБ вынуждены были сохранять предложенные некоторыми авторами обозначения, поэтому ряд символов имеет несколько значений, отличных от рекомендуемых, что оговорено по тексту.

2.3. В каждой из рекомендованных методик приводятся погрешности, как правило, в виде авторских оценок, такие как:

- Δ (в % или абсолютных величинах) – среднсарифметическая погрешность описания данной методикой использованного массива экспериментальных данных;
- σ (в % или абсолютных величинах) – среднеквадратичная погрешность описания данной методикой использованного массива экспериментальных данных;
- δ ($\pm\delta$ в % или абсолютных величинах) – максимальное отклонение рекомендованной методики от использованного массива экспериментальных данных.

2.4. Для каждой методики приводятся пределы применимости по определяющим параметрам в использованном массиве экспериментальных данных, а также из общефизических соображений.

3. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РАСЧЕТУ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ И ТЕПЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ И ОБОРУДОВАНИЯ ЯЭУ С ВОДООХЛАЖДАЕМЫМИ РЕАКТОРАМИ

3.1. ГИДРОДИНАМИКА

Гидравлическая система ЯЭУ состоит из насосов, трубопроводов, коллекторов, каналов активной зоны и предназначена для прокачки теплоносителя. Дополнительными устройствами, входящими в гидравлическую систему, являются теплообменные аппараты, парогенераторы, арматура, дроссельные и сепарирующие устройства. Замкнутая гидравлическая система подводящих и отводящих трубопроводов, распределительных устройств внутри корпуса реактора и каналов (кассет) с тепловыделяющими элементами называется циркуляционным контуром.

Большинство гидродинамических расчетов в ядерной энергетике связано с течениями в каналах. Главными задачами при расчете таких течений являются определение гидравлических сопротивлений каналов различной геометрии и местных сопротивлений, расчет распределения по каналам расходов, скоростей и касательных напряжений. Цель расчета гидравлических сопротивлений – определение потерь давления в каналах и затрат мощности на прокачку теплоносителя.

При проведении гидравлических расчетов используются следующие величины, характеризующие поток в каналах: геометрические параметры канала (площадь поперечного сечения, гидравлический диаметр, длина, абсолютная шероховатость и т.д.), скорость, плотность и вязкость среды.

Средняя плотность среды определяется по средней температуре среды в канале на данном участке.

Все теплоносители, используемые в атомной энергетике, включая жидкие металлы, являются ньютоновскими жидкостями и, таким образом, подчиняются общим закономерностям.

3.1.1. РЕЖИМЫ ОДНОФАЗНОГО ТЕЧЕНИЯ

3.1.1.1. РЕЖИМЫ ТЕЧЕНИЯ В КАНАЛАХ С БЕЗОТРЫВНЫМ ОБТЕКАНИЕМ

Ламинарный, или слоистый, режим течения характеризуется отсутствием пульсаций гидродинамических величин. Критическое число Рейнольдса $Re_{кр}$, ($Re = wd/\nu$) при достижении которого происходит потеря устойчивости и разрушения ламинарного режима течения в трубах круглого поперечного сечения, обычно принимается равным 2300. За счет устранений возмущений на входе в канал можно существенно затянуть существование ламинарного режима течения до $Re_{кр} = (5 \div 7)\cdot 10^4$. Наличие шероховатости на стенках трубы уменьшает значение критического числа Рейнольдса. Неизотермичность потока также влияет на критическое число Рейнольдса. При совпадении направлений свободного и вынужденного движений у стенки критическое число Рейнольдса возрастает в зависимости от величины числа Релея ($Ra = g\beta l^3 \Delta t/\nu a$) (табл. 3.1.1.1).

Таблица 3.1.1.1

Зависимость критического числа Рейнольдса от числа Релея при совпадении направлений свободного и вынужденного движений в круглой гладкой трубе

$Ra\cdot 10^{-6}$	0	1,6	4,7	11,6	15,8
$Re_{кр}$	2300	3500	5200	6200	7100

При противоположном направлении естественной конвекции и вынужденного движения у стенки критическое число Рейнольдса уменьшается, снижаясь при $Ra = 10^5$ до значения $Re_{кр} = 10^3$.

Критическое число Рейнольдса для каналов некруглого поперечного сечения имеет примерно такое же значение, как и для круглой трубы (табл. 3.1.1.2). Для каналов с узкими угловыми областями критическое число Рейнольдса является условной величиной, поскольку турбулентность сначала возникает в широкой части канала, а затем распространяется на узкую.

Таблица 3.1.1.2

Критическое число Рейнольдса для каналов различной геометрии при продольном обтекании

Тип канала	$Re_{кр}$
Кольцевой	2000÷2800
Прямоугольный	2000÷2300
Треугольный с $\alpha_{min} > 45^0$	≈2000
Сборки стержней различной упаковки	≈2000

В змеевиках и других криволинейных каналах, где возникают значительные центробежные силы, граница перехода к турбулентному режиму течения сдвигается в область более высоких значений чисел Рейнольдса.

Критическое число Рейнольдса при ламинарном течении в змеевиках рассчитывается по формуле [1]:

$$Re_{кр} = \frac{2300}{1-\left[1-\left[\frac{d_{зм}}{2\cdot 10^3 d_{вн}}\right]^{0,40}\right]^{2,20}}, \qquad (3.1.1.1)$$

где $d_{зм}$ – диаметр змеевиков, м;

$d_{вн}$ – внутренний диаметр трубы змеевика, м.

Критическое число Рейнольдса при ламинарном течении в спирально-навитых (витых) трубах диаметром $d_{сн}$, меньшим их внутреннего диаметра (рис. 3.1.1.1) и в локально-навитых трубах, у которых навитые участки чередуются с прямолинейными длиной L, рассчитываются по формуле [1]:

$$Re_{кр} = 2200\left[\frac{S}{d_{сн}}\right]^{-0,30}, \qquad (3.1.1.2)$$

где $d_{сн} = d_{цп} - d_{вн}$, м.

Пределы применимости формулы: $S/d = 12 \div 40$; $0,2 < d_{цп}/d_{вн} < 0,7$.

Переходный к турбулентному режим течения характеризуется чередованием областей с ламинарным и турбулентным течениями. На величину чисел Рейнольдса, в диапазоне изменения которых наблюдается указанный режим течения, сильно влияют шероховатость поверхности, интенсивность турбулентности потока на входе в канал, которые сдвигают начало переходного режима течения в область более низких чисел Рейнольдса, и величина температурного фактора, определяющая взаимодействие между вынужденной и естественной конвекциями.

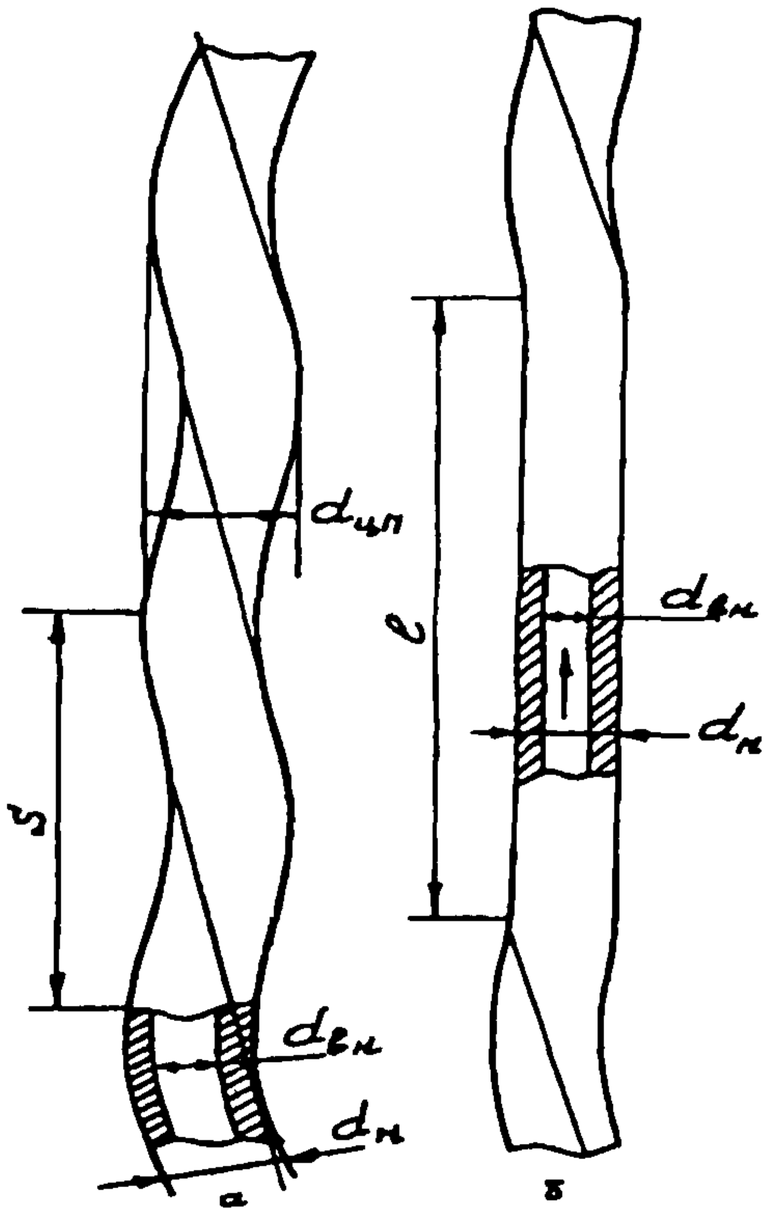


Рис. 3.1.1.1. Геометрия спирально-навитых труб
а – спирально-навитая труба;
б – локально спирально-навитая труба;
$d_{цп}$ – диаметр цилиндрической поверхности, описанной около спирально-навитой трубы, м;
$d_{вн}$ – внутренний диаметр исходной гладкой трубы, м;
S – шаг навивки трубы, м;
$d_н$ – наружный диаметр, м.

При переходном режиме течения возникают низкочастотные пульсации параметров потока и наблюдается резкое изменение интенсивности переноса тепла и импульса с возрастанием числа Рейнольдса.

Принимается, что переход от переходного режима течения к турбулентному в трубах происходит при $Re = (5 \div 7) \cdot 10^3$, а в сборках стержней треугольной и квадратной упаковок при $Re = (10 \div 15) \cdot 10^3$.

Турбулентный режим течения характеризуется наличием интенсивных пульсаций параметров потока (скорости, плотности, температуры и т.д.), что связано с существованием вихрей, имеющих широкий диапазон пространственных и временных масштабов. Особенностью турбулентного режима течения является также наличие вязкого подслоя у стенки, в котором происходит затухание пульсаций.

3.1.1.2. РЕЖИМЫ ТЕЧЕНИЯ В КАНАЛАХ С ОТРЫВНЫМ ОБТЕКАНИЕМ СТЕНОК

Структура течения в каналах с повышенной шероховатостью стенок, с турбулизирующими поток вставками, с поперечным расположением труб и в засыпках определяется характером развития и отрыва пограничных слоев, которые формируются на стенках обтекаемых тел. Процесс отрыва сопровождается возникновением турбулентных вихрей и интенсификацией теплообмена. Наличие по ходу потока большого количества дискретных элементов (выступы, шероховатости, трубы, песчинки) приводит к посто-

янному чередованию зон отрыва и областей, где происходит восстановление пограничного слоя, и препятствует образованию устойчивой структуры течения (ламинарной, турбулентной).

Ламинарное (безотрывное) течение в таких каналах имеет место при более низких числах Рейнольдса. Относительная величина шероховатости, начиная с которой проявляется ее влияние на переход к турбулентному течению в трубах, рассчитывается по формуле [1]:

$$\frac{\Delta}{d} \approx \frac{2{,}5}{\sqrt{Re}}, \qquad (3.1.1.3)$$

При течении среды в трубах с интенсификаторами теплосъема критическое число Рейнольдса в зависимости от степени шероховатости изменяется в пределах 500 ÷ 2000. Особо низкие значения ($Re_{кр} \approx 50$) наблюдаются при поперечном обтекании труб и в засыпках.

При числах Рейнольдса, больших критического, имеет место течение со смешанной структурой пограничных слоев. Например, при поперечном обтекании труб в диапазоне чисел Рейнольдса $2 \cdot 10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$ на фронтальной части трубы образуется ламинарный пограничный слой, а на тыловой – турбулентный.

3.1.1.3. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ КАНАЛОВ ПРИ ТЕЧЕНИИ ОДНОФАЗНОЙ СРЕДЫ (ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ)

Расчет гидравлических сопротивлений проводится для определения полного перепада давления в теплообменном аппарате и затрат мощности на прокачку теплоносителей.

Общий перепад давления между двумя сечениями канала, в котором движется однофазный стабилизированный поток, складывается из потерь давления на трение $\Delta P_{тр}$, потерь давления, возникающих при движении потока через местные сопротивления $\Delta P_{м}$, нивелирного напора $\Delta P_{нив}$ и перепада давления, связанного с ускорением потока $\Delta P_{уск.}$

Общий перепад давления, таким образом, рассчитывается по формуле [1]:

$$\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_{м} + \Delta P_{нив} + \Delta P_{уск} \qquad (3.1.1.4)$$

Сопротивление трения при стабилизированном течении однофазного потока в трубах, каналах различного сечения при продольном обтекании пучков труб для изотермического и неизотермического потоков при практически применяемых величинах температурного напора рассчитывается по формуле [1, 2]:

$$\Delta P_{тр} = \xi \frac{L}{d_г} \frac{\rho \overline{w}^2}{2}, \qquad (3.1.1.5)$$

где ξ – коэффициент гидравлического сопротивления трения, зависящий от геометрии канала, числа Рейнольдса и относительной шероховатости поверхности $\Delta/d_г$;

L – длина канала, м;

$d_г$ – гидравлический диаметр канала, м;

ρ – плотность среды, кг/м^3;

$\overline{w}$ – средняя скорость теплоносителя в канале, м/с.

Потери давления на местном сопротивлении рассчитываются по формуле [1, 2]:

$$\Delta P_м = \xi_м \frac{\rho \overline{w}^2}{2}, \qquad (3.1.1.6)$$

где $\xi_м$ – коэффициент местного гидравлического сопротивления;

$\overline{w}$ – средняя скорость потока, к которой отнесен коэффициент местного гидравлического сопротивления, м/с.

Местные сопротивления возникают при резком изменении поперечного сечения канала или направления движения теплоносителя и считаются сосредоточенными.

Нивелирный напор на данном участке рассчитывается по формуле [2]:

$$\Delta P_{нив} = \rho g h, \qquad (3.1.1.7)$$

где ρ – среднее значение плотности среды, кг/м^3; h – высота канала, м;

g – ускорение силы тяжести, м/с^2.

Потери напора на ускорение потока при постоянных проходном сечении и расходе теплоносителя рассчитываются по формуле [2]:

$$\Delta P_{уск} = (\rho \overline{w})^2 \left(\frac{1}{\rho_к} - \frac{1}{\rho_н} \right), \qquad (3.1.1.8)$$

где $\rho_к$, $\rho_н$ – плотности среды в конце и начале канала, кг/м^3.

Погрешность расчета δ общего гидравлического сопротивления по формуле (3.1.1.4) определяется в основном погрешностью расчета гидравлического сопротивления трения и местного сопротивления и составляет $\pm(10 \div 25)\%$.

Конкретные формулы для расчета коэффициентов гидравлического сопротивления трения и местного сопротивления приведены в последующих разделах РБ.

Список литературы к разделу 3.1.1

1. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС. РД.24.035.05-89, -Л.: НПО ЦКТИ, 1991.
2. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по тепло-гидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). -М.: Энергоатомиздат, 1984, 1990.

3.1.2. ЛАМИНАРНЫЕ ТЕЧЕНИЯ

3.1.2.1. ЛАМИНАРНЫЕ СТАБИЛИЗИРОВАННЫЕ ТЕЧЕНИЯ В КАНАЛАХ

В разделе приведены формулы для расчета коэффициентов гидравлического сопротивления трения, распределения скоростей и касательных напряжений при ламинарном течении в каналах разной геометрии.

Теплофизические характеристики, если иное не оговаривается, относятся к средней массовой температуре потока в заданном сечении канала. Формулы получены как результат точных решений и аппроксимации этих решений простыми формулами.

3.1.2.1.1. Ламинарное течение в трубах

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при ламинарном течении в трубе круглого поперечного сечения рассчитывается по формуле [1]:

$$\xi = 64/Re, \qquad (3.1.2.1)$$

где $Re = \overline{w}\, d_{вн}/\nu$ ($\overline{w}$ – средняя по сечению скорость).

Пределы применимости формулы: $Re \le 2300$.

Погрешность δ расчета ξ составляет ±5%.

Распределение скорости при ламинарном течении в трубе круглого поперечного сечения подчиняется параболическому закону и рассчитывается по формуле [1]:

$$w/\overline{w} = 2[1-(r/r_{вн})^2]. \qquad (3.1.2.2)$$

Пределы применимости формулы: $Re \le 2300$.

Погрешность Δ расчета w составляет ±10%.

Касательное напряжение на стенке трубы круглого поперечного сечения при ламинарном течении рассчитывается по формуле [1]:

$$\frac{\tau_{ст}}{\rho} = \xi\frac{\overline{w}^2}{8}. \qquad (3.1.2.3)$$

Пределы применимости формулы: $Re \le 2300$.

Погрешность Δ расчета $\tau_{ст}$ составляет ±10%.

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при ламинарном течении между двумя плоскими параллельными пластинами бесконечных размеров (плоская труба) рассчитывается по формуле [1]:

$$\xi = 96/Re\ , \qquad (3.1.2.4)$$

где $Re = (2wH)/\nu$;

H – расстояние между пластинами, м.

Пределы применимости формулы: $Re \le 2300$.

Погрешность δ расчета ξ составляет ±5%.

Распределение скорости при ламинарном течении в плоской трубе рассчитывается по формуле [1]:

$$w/\overline{w}=1{,}5[1-(4y^2/H^2)], \qquad (3.1.2.5)$$

где y – расстояние по нормали от оси трубы до рассматриваемой точки.

Пределы применимости формулы: $Re \le 2300$ (где $Re = \overline{w}\,d_г/\nu$; $d_г = 4F/П$ – гидравлический диаметр, м; F – площадь, м^2; П – периметр, м).

Погрешность δ расчета w составляет ±10%.

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при ламинарном течении в трубе эллиптического поперечного сечения рассчитывается по формуле [1]:

$$\xi Re = 8[d_г/b_2]^2[1+(b_2/b_1)^2], \qquad (3.1.2.6)$$

где $Re = \overline{w}\,d_г/\nu$; $d_г = 4F/П$ – гидравлический диаметр, м;

F – площадь, м^2;

П – смоченный периметр, м;

b_1, b_2 – большая и малая полуоси эллипса, м.

Пределы применимости формулы: $Re \le 2300$.

Погрешность Δ расчета ξ составляет ±5%.

Распределение скорости при ламинарном течении в трубах эллиптического поперечного сечения рассчитывается по формуле [1]:

$$w/\overline{w} = 2[1 - y^2/b_1{}^2 - z^2/b_2{}^2], \qquad (3.1.2.7)$$

где y – координата точки от центра эллипса вдоль оси b_1;

z – координата точки от центра вдоль оси b_2.

Пределы применимости формулы: $Re \le 2300$.

Погрешность δ расчета w составляет ±10%.

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при ламинарном течении в трубах прямоугольного поперечного сечения определяется по таблице 3.1.2.1 [1].

Таблица 3.1.2.1

Коэффициент гидравлического сопротивления трения труб прямоугольного поперечного сечения

b/h	1,00	1,25	1,50	2,00	2,50	3,00	4,00	5,00	10,00	∞
ξRe	56,90	57,47	58,82	62,14	64,00	68,35	72,90	76,29	84,61	96,00

b, h – стороны прямоугольника; определяющий размер при расчете Re – гидравлический диаметр.

Пределы применимости: $Re \le 2300$.

Погрешность δ определения ξ по таблице составляет ±5%;

Данные таблицы со среднеквадратичной погрешностью 0,6% описываются формулой:

$$\xi Re = 95{,}9 - 123{,}31x + 135{,}14x^2 - 50{,}89x^3, \quad \text{где } x = h/b.$$

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при ламинарном течении в трубах с поперечным сечением в форме равнобедренного треугольника рассчитывается по формуле [2]:

$$\xi Re = \frac{48\left(1 - tg^2\beta\right)(B+2)}{(B-2)\left(tg\beta + \sqrt{1+tg^2\beta}\right)^2}, \qquad (3.1.2.8)$$

где β – половина угла при вершине равнобедренного треугольника;

B – параметр, который рассчитывается по формуле [2]:

$$B = \sqrt{4 + \frac{5}{2}\left(\frac{1}{tg^2\beta}\right)}. \qquad (3.1.2.9)$$

Определяющий размер при расчете *Re* – гидравлический диаметр.

Пределы применимости формулы (3.1.2.8): $Re \le 2300$.

Для равностороннего треугольника, когда $\beta = 30°$, $\xi Re = 53{,}33$; для прямоугольного равнобедренного треугольника, когда $\beta = 45°$, $\xi Re = 52{,}71$.

Погрешность δ расчета ξ составляет ±5%.

3.1.2.1.2. Ламинарное течение в кольцевых каналах

В разделе приведены формулы для расчета коэффициентов гидравлического сопротивления трения и распределения скорости при ламинарном течении в концентрических кольцевых каналах.

Для эксцентрических кольцевых каналов даны приближенные формулы расчета коэффициентов гидравлического сопротивления трения и касательных напряжений.

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при ламинарном течении в кольцевых каналах определяется числом *Re* и отношением радиусов кольцевого канала $\theta = R_1/R_2$,

где R_1 – внутренний радиус зазора кольцевого канала, м;

R_2 – наружный радиус зазора кольцевого канала, м.

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при ламинарном течении в концентрических кольцевых каналах рассчитывается по формуле [3]:

$$\xi Re = 64 K_\phi, \qquad (3.1.2.10)$$

где K_ϕ – коэффициент формы, который рассчитывается по формуле [3]:

$$K_\phi = \frac{1-\theta^2}{1+\theta^2+(1+\theta^2)/ln\,\theta}, \qquad (3.1.2.11)$$

где определяющий размер при расчете числа *Re* – гидравлический диаметр кольцевого канала $d_г = d_2 - d_1$.

Пределы применимости формулы (3.1.2.10): $Re \le 2300$.

Погрешность δ расчета ξ составляет ±5%.

Распределение скорости при ламинарном течении в концентрических кольцевых каналах рассчитывается по формуле [3]:

$$\frac{w}{\overline{w}} = 2\frac{\left(R_2^2 - R^2\right)ln\left(R_1/R_2\right) - \left(R_2^2 - R_1^2\right)ln\left(R/R_2\right)}{\left(R_2^2 - R_1^2\right) + \left(R_2^2 + R_1^2\right)ln\left(R_1/R_2\right)}, \qquad (3.1.2.12)$$

где R – текущий радиус зазора кольцевого канала, $R_1 < R < R_2$.

Пределы применимости формулы: $Re \le 2300$.

Погрешность δ расчета w составляет ±10%.

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при ламинарном течении в эксцентрических кольцевых каналах рассчитывается по формуле [3, 4]:

$$\frac{\xi}{\xi_o} = \frac{[1 + 0{,}25e^2(1-\theta)/\theta](1-\theta^2)}{[1 + Ae^2/\theta(1+\theta)][1 + \theta^2 + (1-\theta)/ln\,\theta]}, \qquad (3.1.2.13)$$

где $A = 3 - 4{,}5(1 - \theta) + 2(1 - \theta)^2$;

e – относительный эксцентриситет кольцевого канала, $e = a/(R_2 - R_1)$;

a – эксцентриситет кольцевого канала, м;

ξ_o – коэффициент гидравлического сопротивления трения при ламинарном течении в трубах, рассчитывается по формуле (3.1.2.1).

Определяющий размер при расчете Re по формуле (3.1.2.13) - гидравлический диаметр эксцентрического кольцевого канала.

Пределы применимости формулы: $Re \le 2300$; $0{,}3 < 0{,}1 + 0{,}5e < \theta$.

Погрешность δ расчета ξ составляет ±8%.

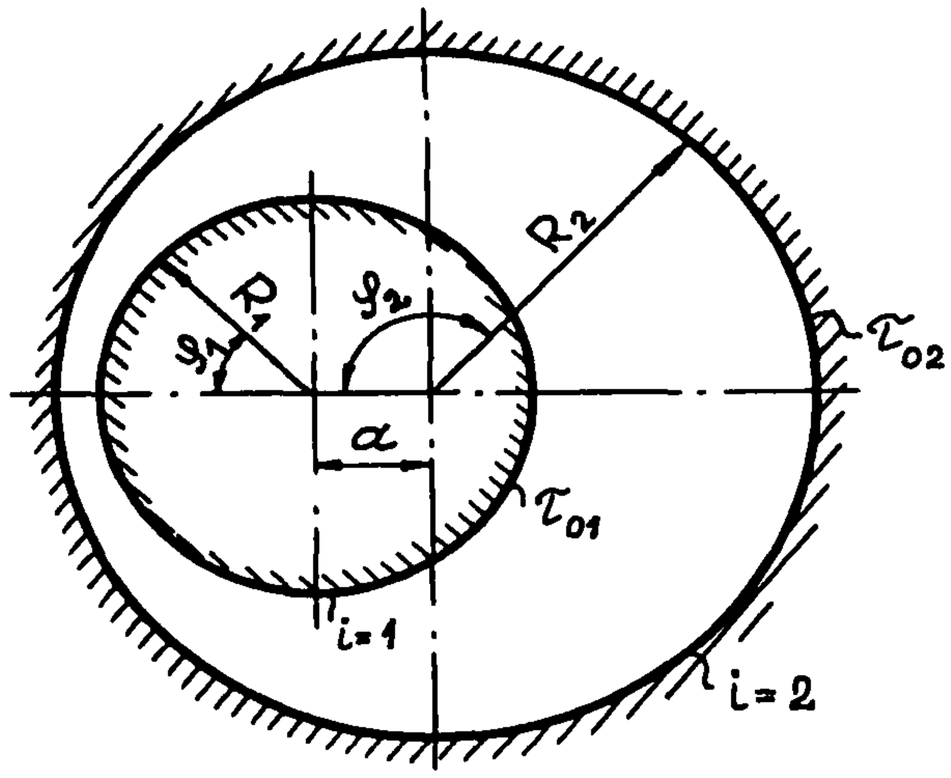


Рис. 3.1.2.1. Схема поперечного сечения эксцентрического кольцевого канала

Распределение касательных напряжений по периметру внутренней и внешней стенок эксцентрического кольцевого канала при ламинарном течении рассчитывается по формуле [3, 4]:

$$\tau_i/\overline{\tau_i} = C_i/D_i, \qquad (3.1.2.14)$$

где при $i = 1$

$$C_1 = \left[\left(\frac{1}{1-\theta}\right)^2 - (e\,sin\varphi_1)^2\right]^{0,5} - \frac{1}{1-\theta} - ecos\varphi_1; \qquad (3.1.2.15)$$

при $i = 2$

$$C_2 = -\left[\left(\frac{1}{1-\theta}\right)^2 - (esin\varphi_2)^2\right]^{0.5} + \frac{1}{1-\theta} - ecos\varphi_2; \qquad (3.1.2.16)$$

$$D_i = \frac{1}{\pi}\int_0^{\pi} C_i d\varphi_i; \qquad (3.1.2.17)$$

индексы i = 1, 2 относятся к внутренней и внешней поверхностям кольцевого канала соответственно;

углы φ_1 и φ_2 отсчитываются от узкой части эксцентрического кольцевого канала (рис. 3.1.2.1).

Пределы применимости формулы: $Re \le 2300$.

Погрешность δ расчета τ_i составляет ± 10%.

3.1.2.1.3. Ламинарное продольное течение в сборках стержней

В разделе рассматриваются правильные упаковки стержней. Стержни (твэлы) располагаются по вершинам равностороннего треугольника или квадрата. Соответственно такие системы называются треугольными или квадратными упаковками стержней. Схемы ячеек показаны на рис. 3.1.2.2.

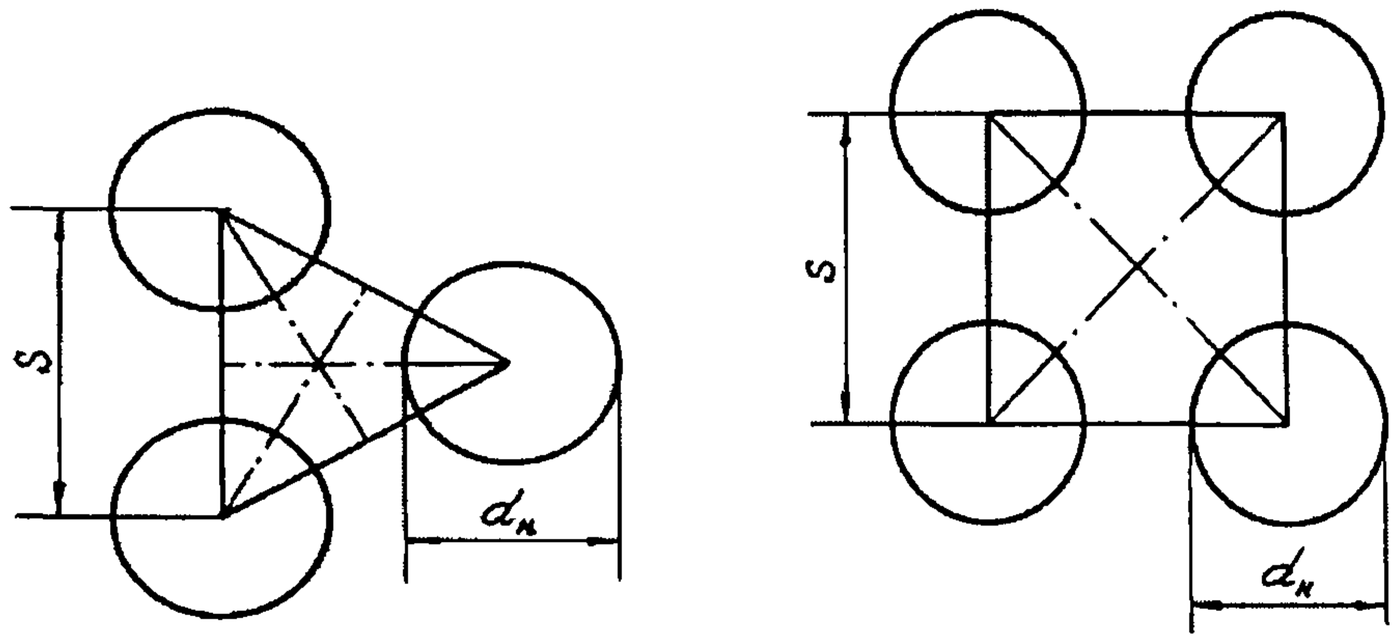


Рис. 3.1.2.2. Схемы треугольной и квадратной упаковки стержней

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при ламинарном течении в сборках стержней треугольной и квадратной упаковок рассчитывается по формуле [3]:

$$\xi Re = \frac{64\left(\xi_*^2 - 1\right)^3}{4\xi_*^4 ln\xi_* - 3\xi_*^4 + 4\xi_*^2 - 1}, \qquad (3.1.2.18)$$

где $Re = \bar{w}d_г / \nu > 2300$;

ξ_* – относительный радиус эквивалентной окружности, которой заменяется шестигранная или квадратная граница ячейки вокруг стержней;

$$\xi_* = \frac{2R^*}{d_н} = \sqrt{1 + \frac{d_г}{d_н}},$$

где R^* – радиус эквивалентного по площади сектора круга;

$d_н$ – наружный диаметр стержня, м;

$d_г$ – гидравлический диаметр сборки стержней, который рассчитывается:

для треугольной упаковки стержней по формуле:

$$d_г = d_н\left(\frac{2\sqrt{3}}{\pi}X^2 - 1\right);$$

для квадратной упаковки стержней по формуле:

$$d_г = d_н\left(\frac{4}{\pi}X^2 - 1\right),$$

где X – относительный шаг расположения стержней в решетке.

Определяющий размер при расчете Re – гидравлический диаметр сборки стержней.

Пределы применимости формулы (3.1.2.18): $Re \le 2000$; $X = S/d_н > 1{,}40$.

Погрешность δ расчета ξ по формуле (3.1.2.18) составляет ±8%.

Коэффициенты гидравлического сопротивления трения для сборок стержней треугольной и квадратной упаковок с погрешностью, большей, чем по формуле (3.1.2.18), рассчитываются по формуле [3]:

$$\xi Re = 64K_ф, \qquad (3.1.2.19)$$

где $K_ф$ – коэффициент формы, значения которого приведены в таблице 3.1.2.2 [2].

Таблица 3.1.2.2

Коэффициент формы для сборок стержней треугольной и квадратной упаковок

$X = S/d_н$	1,00	1,02	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50	2,00
Треугольная упаковка стержней	0,407	0,663	0,966	1,274	1,560	1,715	1,834	1,940	2,462
Квадратная упаковка стержней	0,406	0,518	0,679	0,913	1,264	1,510	1,699	1,858	2,518

Пределы применимости формулы (3.1.2.19): $Re \le 2000$; $S/d_н = 1{,}0 \div 2{,}0$.

Погрешность δ расчета ξ по формуле составляет:

при $S/d_н = 1{,}0 \div 1{,}4$ – ± 12%;

при $1{,}4 < S/d_н < 2{,}0$ – ± 8%.

Оценочные расчеты коэффициентов гидравлического сопротивления трения в сборках стержней допускается проводить по формуле (3.1.2.19), если принять:

для треугольной упаковки стержней [1, 2]

$$K_{ф} \approx 0{,}41 + 1{,}90\sqrt[3]{X-1}; \qquad (3.1.2.20)$$

для квадратной упаковки стержней [1, 2]

$$K_{ф} \approx 0{,}41 + 1{,}90\sqrt{X-1}; \qquad (3.1.2.21)$$

В этом случае погрешность δ расчета ξ составляет $\pm 15\%$.

3.1.2.2. НЕСТАБИЛИЗИРОВАННОЕ ЛАМИНАРНОЕ ТЕЧЕНИЕ НА ВХОДНОМ УЧАСТКЕ КАНАЛОВ

Под влиянием трения о стенки гидродинамические характеристики ламинарного потока в прямолинейных каналах изменяются на некоторой длине, называемой входным или начальным участком. Развитие характеристик потока сопряжено с дополнительными затратами энергии на прокачивание жидкости через канал.

При расчете теплообменных аппаратов с малой относительной длиной целесообразно учитывать особенности течения жидкости на начальном участке по сравнению с участком стабилизированного течения.

Длина входного участка и профиля гидродинамических характеристик в его различных сечениях зависят от конфигурации входных устройств.

Формирование профиля скорости на гидродинамическом входном участке осуществляется через молекулярный механизм обмена. Это приводит к тому, что длина входного участка при выбранной конфигурации входного устройства не зависит от характеристик поверхности каналов, т.е. для каналов с гладкими или шероховатыми стенками длина входных участков практически одинакова при фиксированном числе Рейнольдса.

3.1.2.2.1. Нестабилизированное ламинарное течение на входном участке круглой трубы

Длина входного участка (участка стабилизации потока) при ламинарном течении в круглых трубах с плавным профилированным входом рассчитывается по формуле [5, 6]:

$$L_{ст}/d_{вн} = 0{,}055Re, \qquad (3.1.2.25)$$

где $L_{ст}$ – длина входного участка, м;

$d_{вн}$ – внутренний диаметр, м.

Пределы применимости формулы: $Re \le 2300$.

Погрешность δ расчета $L_{ст}$ составляет ± 10 калибров трубы.

Падение давления по длине входного участка круглой трубы вызывается поверхностным трением и изменением количества движения потока жидкости.

Перепад давления на участке между входным и произвольными поперечными сечениями входного участка трубы рассчитывается по формуле [5, 6]:

$$\Delta\tilde{P}_X = 4\left[\frac{3{,}44}{\sqrt{X}} + \frac{16+1{,}25/4X-3{,}44/\sqrt{X}}{1+2{,}12\cdot10^{-4}X^{-2}}\right]X\frac{\overline{w}^2}{2}\rho, \qquad (3.1.2.26)$$

где $X = x/(Re d_{вн})$ – безразмерное расстояние между входным и произвольным поперечными сечениями входного участка трубы.

Пределы применимости формулы: $Re \le Re_{кр}$.

Погрешность δ расчета $\Delta\tilde{P}_X$ составляет ±6%.

Перепад давления на всей длине входного участка трубы рассчитывается по формуле:

$$\Delta P_{вх} = 4{,}67\frac{\overline{w}^2}{2}\rho, \qquad (3.1.2.27)$$

При стабилизированном ламинарном течении перепад давления на длине трубы, равной длине входного участка, равен:

$$\Delta P = 3{,}52\frac{\overline{w}^2}{2}\rho\,. \qquad (3.1.2.28)$$

Средняя скорость задаётся.

Из отношения перепадов давления, найденных по формулам (3.1.2.27) и (3.1.2.28), следует, что на всей длине входного участка затраты энергии на прокачивание ламинарного потока жидкости в 1,33 раза больше, чем на соответствующей длине стабилизированного ламинарного течения.

Пределы применимости формулы (3.1.2.27): $Re \le Re_{кр}$;

погрешность δ расчета $\Delta P_{вх}$ составляет ± 6%.

Профиль скорости при ламинарном течении жидкости на входном участке круглой трубы рассчитывается [5, 6]:

- в пограничном слое по формуле:

$$\frac{u}{\overline{w}} = \frac{6}{\tilde{\delta}\left(\tilde{\delta}^2-4\tilde{\delta}+6\right)}\left[2\left(\frac{Y}{R}\right)-\frac{1}{\tilde{\delta}}\left(\frac{Y}{R}\right)^2\right], \qquad (3.1.2.29)$$

где $\tilde{\delta} = \frac{\delta}{R}$ – относительная толщина пограничного слоя, зависящая от продольной координаты x;

Y – расстояние от стенки трубы;

- в центральной части трубы за пределами пограничного слоя по формуле [5, 6]:

$$\frac{u}{\overline{w}} = \frac{6}{\tilde{\delta}^2-4\tilde{\delta}+6}\,. \qquad (3.2.30)$$

Пределы применимости формул (1.2.29), (1.2.30): $Re \leq Re_{кр}$.

Погрешность δ расчета *u* составляет ±10%.

Толщина пограничного слоя при заданном числе Рейнольдса связана с продольной координатой зависимостью [5, 6]:

$$1680X = 336\tilde{\delta} - 26ln\left(1-\tilde{\delta}\right) + 318ln\left(2-\tilde{\delta}\right) + 148ln\left(\tilde{\delta}^2 - 4\tilde{\delta} + 6\right) + \frac{27\left(52\tilde{\delta}+3\right)}{\tilde{\delta}^2 - 4\tilde{\delta} + 6} - \frac{2084}{\sqrt{2}}\text{arctg}\frac{\tilde{\delta}-2}{\sqrt{2}}\Bigg|_0^{\tilde{\delta}}. \quad (3.1.2.31)$$

При фиксированных расстояниях *x* и *Re* толщина пограничного слоя находится итерационно.

3.1.2.2.2. Нестабилизированное ламинарное течение на входном участке плоской трубы

Плоская труба – канал, образованный двумя плоскими параллельными пластинами бесконечных размеров. Плоская труба является предельным случаем кольцевого канала.

Длина входного гидродинамического участка в плоских трубах с гладкой и шероховатой поверхностями рассчитывается по формуле [5, 6]:

$$\frac{L_{ст}}{2H} = 0{,}011Re, \quad (3.1.2.32)$$

где $Re = 2wH/\nu$; H – расстояние между параллельными пластинами, характерный размер при расчете *Re*.

Пределы применимости: пластины с регулярной шероховатостью в форме выступов прямоугольного поперечного сечения; относительная высота элементов шероховатости изменяется от 0 до $H/3$; $Re \leq Re_{кр}$.

Погрешность расчета $L_{ст}$ составляет 10 *H*.

Список литературы к разделу 3.1.2

1. Петухов Б.С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. -М.: Энергия, 1967.
2. Мигай В.К. Гидравлическое сопротивление треугольных каналов в ламинарном потоке. -Известия вузов, сер. Энергетика, 1963, № 5.
3. Субботин В.И., Ибрагимов М.Х., Ушаков П.А. и др. Гидродинамика и теплообмен в атомных энергетических установках. -М.: Атомиздат, 1975.
4. Ушаков П.А. Влияние эксцентриситета на гидродинамические характеристики кольцевых каналов. Теплофизика высоких температур,1976, том 14, № 1.
5. Шах. Корреляция решений для гидродинамического начального участка каналов круглого и некруглого сечений при ламинарном

режиме. Теоретические основы инженерных расчетов, 1978, т.100, № 2.
6. Кэмпбелл, Слэттерн. Течение на начальном участке трубы. Техническая механика, 1963, т.85, сер. Д., № 1.

3.1.3. ОДНОФАЗНЫЕ ТУРБУЛЕНТНЫЕ ТЕЧЕНИЯ

3.1.3.1 СТАЦИОНАРНОЕ СТАБИЛИЗИРОВАННОЕ ТУРБУЛЕНТНОЕ ТЕЧЕНИЕ В КАНАЛАХ

Помимо ламинарного наблюдаются также следующие режимы течения [1]:

- турбулентный режим без проявления шероховатости при $y^+ \le 5$,

где $y^+ = y v_* / \nu$; $v_* = \sqrt{\tau_{ст}/\rho}$, y – расстояние от стенки, м.

В этом режиме гидравлическое сопротивление такое же, как и в гладких трубах:

- переходный режим при $5 < y^+ \le 70$; в этом режиме течения гидравлическое сопротивление зависит от Re и отношения $d_{вн}/k$, где k – абсолютная высота бугорков шероховатости;
- автомодельный режим при $y^+ > 70$, при котором коэффициент гидравлического сопротивления не зависит (или слабо зависит) от Re и зависит от отношения $d_{вн}/k$.

Трубы с неравномерной шероховатостью считаются гладкими, если $\Delta/d_г < 15/Re$,

где Δ – эквивалентная абсолютная шероховатость, м; $Re = Wd_г/\nu$ [2].

Таблица 3.1.3

Значения Δ для различных материалов [2]

Материал	Значение Δ, м
Нержавеющая сталь	$1 \cdot 10^{-5}$
Алюминий	$1{,}5 \cdot 10^{-5}$
Углеродистая сталь:	
новые трубы при тщательной очистке воды	$8 \cdot 10^{-5}$
трубы для насыщенного пара или воды с незначительной коррозией	$2 \cdot 10^{-4}$
водопроводы, находящиеся в эксплуатации	$2 \cdot 10^{-3}$

Все рекомендации раздела получены для изотермического течения или случаев слабой зависимости теплофизических свойств от температуры.

Теплофизические свойства, если особо не оговаривается, относятся к средней массовой температуре потока в заданном сечении канала.

3.1.3.1.1. Стационарное стабилизированное турбулентное течение в трубах

В разделе приведены соотношения для расчета коэффициентов гидравлического сопротивления трения, касательных напряжений и полей скорости.

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при турбулентном течении в круглой трубе рассчитывается по формуле Филоненко:

$$\xi = 1/(1{,}82\lg Re - 1{,}64)^2, \qquad (3.1.3.1)$$

где $Re = \dfrac{\overline{w} d_{вн}}{\nu}$.

Пределы применимости формулы: $Re = 4 \cdot 10^3 \div 10^8$.

Погрешность δ расчета ξ составляет ±5%.

Касательное напряжение на стенке трубы круглого поперечного сечения при турбулентном течении рассчитывается по формуле:

$$\tau_{ст} = (\xi/8)\rho w^2. \qquad (3.1.3.2)$$

Пределы применимости формулы: $Re = 4 \cdot 10^3 \div 10^8$.

Погрешность δ расчета $\tau_{ст}$ составляет ±10%.

Распределение скорости при турбулентном течении в трубе круглого поперечного сечения рассчитывается по формулам универсального закона [1]:

$$u^+ = y^+ \qquad \text{при } y^+ < 5; \qquad (3.1.3.3)$$

$$u^+ = 11{,}5\lg y^+ - 3{,}05 \qquad \text{при } y^+ = 5 \div 30; \qquad (3.1.3.4)$$

$$u^+ = 5{,}75\lg y^+ + 5{,}5 \qquad \text{при } y^+ > 30, \qquad (3.1.3.5)$$

где $u^+ = w/v_*$; $y^+ = yv_*/\nu$; $v_* = \sqrt{\tau_{ст}/\rho}$; y – расстояние от стенки трубы, м.

Пределы применимости формул: $Re = 4 \cdot 10^3 \div 10^8$.

Погрешность δ расчета w по формулам (3.1.3.3), (3.1.3.4), (3.1.3.5) составляет ±5%.

Распределение скорости в трубе круглого поперечного сечения может также рассчитываться по единой по всем диапазонам изменения y^+ формуле [3]:

$$u^+ = \left[2{,}5 ln\left(y^+ + 1\right) + 5{,}5\right] th \frac{y^+\left(1 - 0{,}5 y^+ / y_o^+\right)}{2{,}5 ln\left(y^+ + 1\right) + 5{,}5}, \qquad (3.1.3.6)$$

где $y_o^+ = \dfrac{d_{вн}}{2}\dfrac{v_*}{\nu}$.

Пределы применимости формулы: $Re = 4 \cdot 10^3 \div 10^8$.

Погрешность δ расчета w по формуле составляет (+3%; −5%).

Отношение средней скорости к максимальной при турбулентном течении в трубе круглого поперечного сечения рассчитывается по формулам [1]:

$$w_{max}/\overline{w} = 1 + 1{,}33\sqrt{\xi}, \qquad (3.1.3.7)$$

$$\overline{w}/w_{max} = 0{,}50 + 0{,}155\left(Re - 2 \cdot 10^3\right)^{0.066}. \qquad (3.1.3.8)$$

Пределы применимости формул: $Re = 4 \cdot 10^3 \div 10^8$.

Погрешность $\delta = \pm 10\%$.

Коэффициент турбулентного переноса количества движения при турбулентном течении в трубе круглого поперечного сечения рассчитывается по формуле [4]:

$$\frac{\varepsilon_\nu}{\nu} = 0{,}11 Re \left(\frac{w}{\overline{w}}\right)^{5,5} \left(\frac{\overline{w}}{w_{max}}\right)^{3,5} \left(1 - \frac{\overline{w}}{w_{max}}\right)^2 \exp(-1{,}54Y), \qquad (3.1.3.9)$$

где $1 - \dfrac{\overline{w}}{w_{max}} = \dfrac{1{,}33}{1{,}82 \lg Re - 1{,}64}$;

w_{max} – максимальная скорость потока;

$Y = y/r_{вн}$ – относительное расстояние от стенки трубы;

$r_{вн}$ – внутренний радиус трубы;

распределение скорости рассчитывается по ранее приведенным формулам.

Пределы применимости формулы: $Re = 10^4 \div 10^5$.

Погрешность δ расчета ξ_ν составляет $\pm 20\%$.

Интенсивность пульсаций скорости при турбулентном течении в трубе круглого поперечного сечения рассчитывается по формуле [4]:

$$G_i = w \left(1 - \frac{\overline{w}}{w_{max}}\right) A_i e^{-B_i Y}, \qquad (3.1.3.10)$$

где $i = 1, 2, 3$ – индекс, обозначающий направление пульсаций:

$i = 1$ – вдоль среднего движения;

$i = 2$ – перпендикулярно стенке;

$i = 3$ – в тангенциальном направлении;

$A_1 = 0{,}95$; $A_2 = 0{,}40$; $A_3 = 0{,}60$;

$B_1 = 1{,}8$; $B_2 = 0{,}7$; $B_3 = 1{,}17$;

w рассчитывается по формулам (3.1.3.5), (3.1.3.6).

Пределы применимости формулы: $Re = 7,5 \cdot 10^3 \div 2,5 \cdot 10^5$; $y^+ > 10$.

Погрешность δ расчета G_i составляет $\pm 10\%$.

3.1.3.1.2. Стационарное стабилизированное турбулентное течение в концентрических кольцевых каналах

В раздел включены соотношения для расчета коэффициентов гидравлического сопротивления трения, касательных напряжений и полей скорости при турбулентном течении в гладких кольцевых каналах. Схема кольцевого канала приведена на рис. 3.1.3.1.

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при турбулентном течении в кольцевых каналах рассчитывается по формуле [5]:

$$\xi = \xi_o \left(\frac{1-\theta}{1+\frac{1-\theta^2}{ln\theta^2}} \right)^{0,62} (1+0,04\theta), \qquad (3.1.3.11)$$

где $\theta = R_1/R_2$;

ξ_o – коэффициент гидравлического сопротивления трения круглой трубы диаметром, равным гидравлическому диаметру кольцевого канала, ξ_o рассчитывается по формуле (3.1.3.1).

Пределы применимости формулы: $Re = 2,3 \cdot 10^3 \div 4 \cdot 10^6$; $\theta = 0,06 \div 1,00$.

Погрешность δ расчета ξ составляет ±8%.

Для приближенных расчетов в диапазоне $\theta = 0,1 \div 0,80$ можно использовать формулу [6]:

$$\xi \cong 1,08\xi_o. \qquad (3.1.3.12)$$

Касательное напряжение на стенках концентрического кольцевого канала при турбулентном течении рассчитывается [7]:

- на внутренней стенке по формуле:

$$\tau_1 = \frac{\xi}{8}\left(0,94 + \frac{0,062}{\theta}\right)\rho\overline{w}^2; \qquad (3.1.3.13)$$

- на наружной стенке по формуле:

$$\tau_2 = \frac{\xi}{8}\left[1,08 - 0,32(\theta - 0,5)^2\right]\rho\overline{w}^2; \qquad (3.1.3.14)$$

где ξ – рассчитывается по формуле (3. 1. 2.10).

Пределы применимости формул (3.1.3.13), (3.1.3.14):

$Re = 2,3 \cdot 10^3 \div 4 \cdot 10^6$; $\theta = 0,06 \div 1,00$.

Погрешность δ расчета τ_1 и τ_2 по формулам составляет ±10%.

Распределение скорости при турбулентном течении в кольцевом канале, при $R_1/R_2 > 0,50$ рассчитывается по формулам (3.1.3.3) ÷ (3.1.3.5), (3.1.3.6) для круглой трубы. Линия максимальной скорости при этом условии считается равноудаленной от стенок кольцевого канала.

Положение линии максимальной скорости в кольцевых каналах при $\theta < 0,50$ рассчитывается по формуле [5]:

$$\frac{r_o - R_1}{R_2 - R_1} = \frac{1}{1+\theta^{-0,343}}, \qquad (3.1.3.15)$$

где r_o – радиус линии максимальной скорости, м.

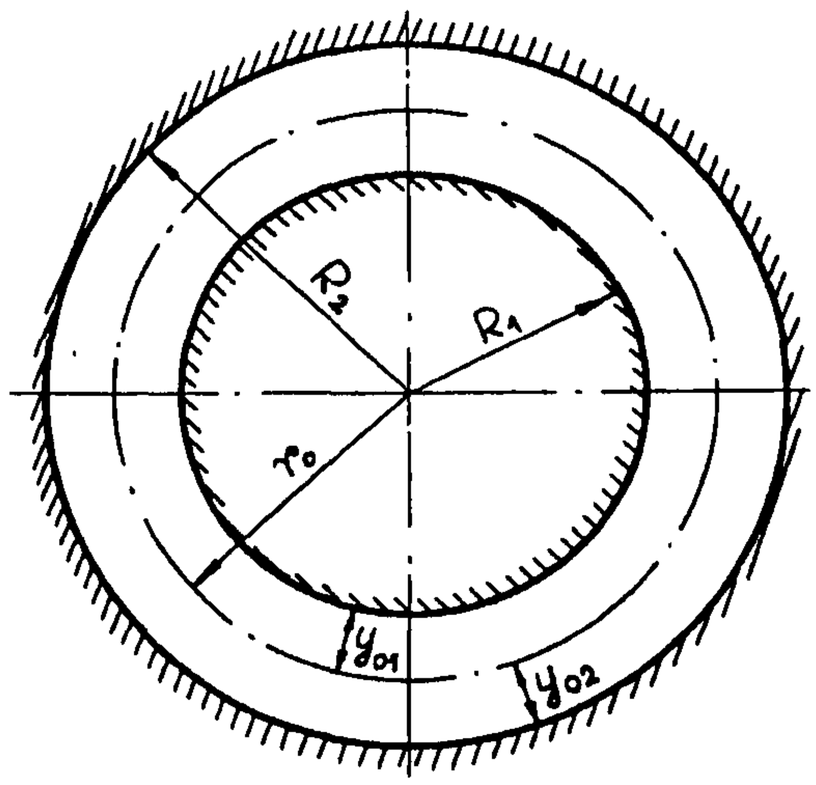


Рис. 3.1.3.1. Схема кольцевого канала

3.1.3.1.3. Стационарное стабилизированное турбулентное течение в эксцентрических кольцевых каналах

Коэффициенты гидравлического сопротивления трения при турбулентном течении в эксцентрических кольцевых каналах рассчитываются по формуле [8]:

$$\xi = \xi_o \left[\frac{1 + 0{,}25e^2 \dfrac{1-\theta}{\theta}}{\left(1 + \dfrac{Be^2}{\theta(1+\theta)}\right)^{1{,}78}} \right] f, \qquad (3.1.3.16)$$

где ξ_o – рассчитывается по формуле (3.1.2.10);

$B = 0{,}577 - 0{,}866(1-\theta) + 0{,}46(1-\theta)^2$;

$f = 1 + 0{,}35e(1-\theta)^4$;

$e = a/(R_1 - R_2)$;

a – эксцентриситет, м.

Пределы применимости формулы: $Re = 6 \cdot 10^3 \div 2{,}5 \cdot 10^5$;

$\theta > (0{,}1 + 0{,}5e) > 0{,}3$.

Погрешность расчета ξ в первоисточнике не указана, но проиллюстрирована на рисунке сравнением с экспериментальными данными.

Относительное распределение касательного напряжения на стенках кольцевого канала с эксцентриситетом рассчитывается по формуле [8]:

$$\frac{\tau_{oi}}{\bar{\tau}_{oi}} = \frac{A_i}{\bar{A}_i}, \qquad (3.1.3.17)$$

где $i = 1$ для внутреннего и $i = 2$ для внешнего периметров кольцевого зазора;

$$A_1 = -\left(\frac{\theta}{1-\theta} + e\cos\varphi_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{1-\theta}\right)^2 - (e\sin\varphi_1)^2}; \qquad (3.1.3.18)$$

$$A_2 = \left(\frac{\theta}{1-\theta} - e\cos\varphi_2\right) - \sqrt{\left(\frac{\theta}{1-\theta}\right)^2 - (e\sin\varphi_2)^2}; \qquad (3.1.3.19)$$

$$\overline{A}_i = \frac{1}{\pi}\int_o^{\pi} A_i d\varphi\,. \qquad (3.1.3.20)$$

Пределы применимости формулы: $\theta = 0{,}25 \div 1{,}00$.

Погрешность δ расчета τ_i составляет ±15%.

Средние по периметру касательные напряжения на стенках кольцевого канала с эксцентриситетом рассчитываются по формулам [8]:

$$\overline{\tau}_{o1} = \frac{1+\theta}{\theta + \overline{A}_2/\overline{A}_1}\frac{\xi}{8}\rho\overline{w}^2; \qquad (3.1.3.21)$$

$$\overline{\tau}_{o2} = \frac{\overline{A}_2}{\overline{A}_1}\overline{\tau}_{o1}, \qquad (3.1.3.22)$$

где ξ – рассчитывается по формуле (3.1.3.16), $\overline{w}$ – средняя скорость среды в канале.

Пределы применимости формул: $\theta = 0{,}25 \div 1{,}00$; $e < \frac{\theta}{1-\theta}$ – для внешней стенки кольцевого канала;

Погрешность δ расчета $\overline{\tau}_{oi}$ составляет ±15%.

Средние по радиусу кольцевого канала с эксцентриситетом локальные скорости рассчитываются по формуле [8]:

$$\frac{\overline{w}_{\varphi 2}}{\overline{w}} = \left[\left(\frac{\xi}{\xi_o}\right)\left(\frac{A_2}{\overline{A}_2}\right)^{1,22}\right]^{0,56}, \qquad (3.1.3.23)$$

где ξ – рассчитывается по формуле (3.1.2.10); ξ_o – рассчитывается по формуле (3.1.3.16).

Пределы применимости формулы: $Re = 6\cdot10^3 \div 2{,}5\cdot10^5$;

$\theta \geq 0{,}1 + 0{,}5e \geq 0{,}3$, где e – значение эксцентриситета, $0 \leq e \leq 1$.

Погрешность δ расчета $\overline{w}_{\varphi 2}$ составляет ±20%.

3.1.3.1.4. Стационарное стабилизированное турбулентное течение в сборках стержней треугольной упаковки

В раздел включены соотношения для расчета коэффициентов гидравлического сопротивления трения, касательных напряжений и полей скорости при турбулентном стабилизированном течении вдоль сборок гладких цилиндрических стержней треугольной упаковки. Так как гидродинамика жидких металлов и воды одинакова, то формулы для жидких металлов справедливы и для воды.

Стержни сборки треугольной упаковки образуют три типа ячеек (рис. 3.1.3.2).

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при турбулентном течении в сборках гладких стержней треугольной упаковки рассчитывается по формуле [9]:

$$\xi/\xi_0 = 1 + \left(S/d_н - 1\right)^{0,32}, \qquad (3.1.3.24)$$

где $\xi_0 = 0,210/Re^{0,25}$; $Re = \bar{w}d_г/\nu$.

Определяющий размер при расчете числа Re – гидравлический диаметр треугольной упаковки стержней, рассчитывается, как (см. раздел 3.1.2.1.3):

$$d_г = d_н\left[\frac{2\sqrt{3}}{\pi}\left(\frac{S}{d_н}\right)^2 - 1\right].$$

Пределы применимости формулы: $S/d_н = 1,0 \div 1,5$; $Re = 6\cdot10^3 \div 10^5$.

Погрешность δ расчета ξ составляет ±6%.

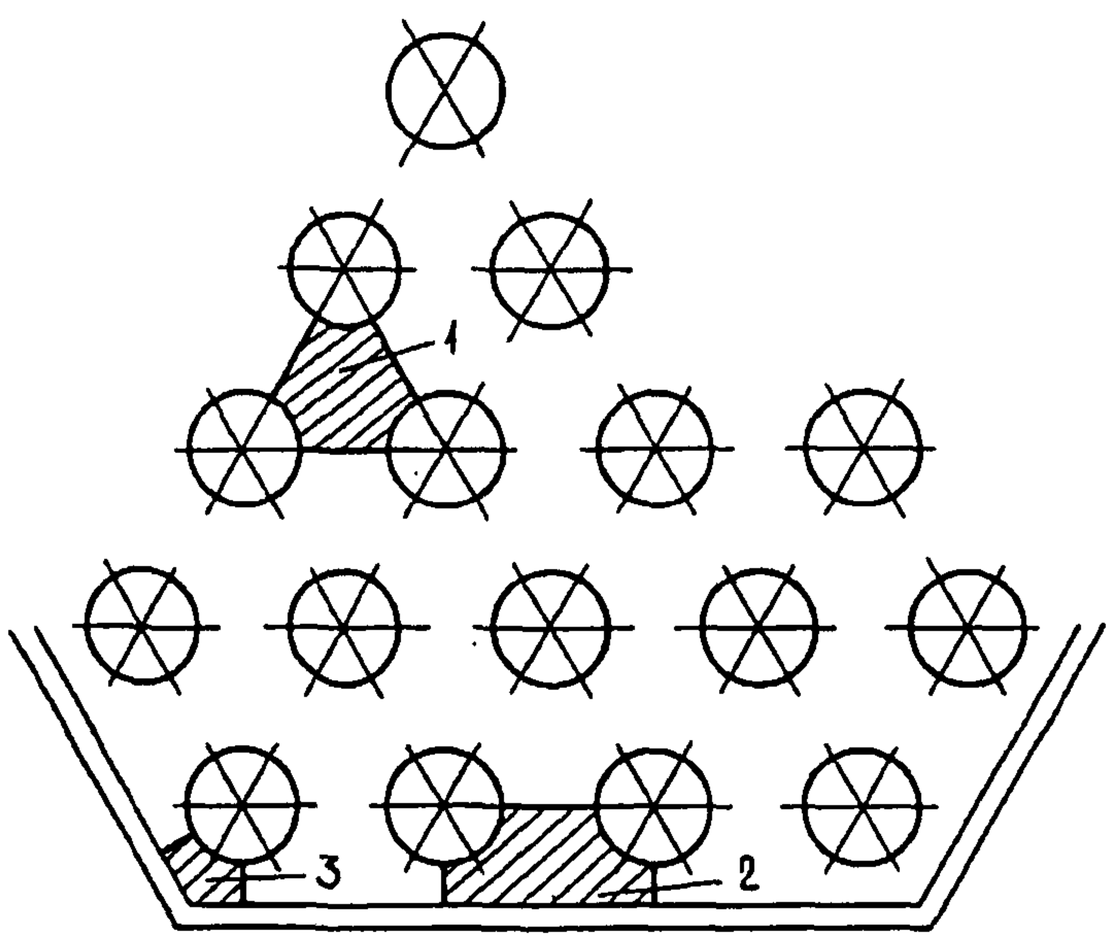


Рис. 3.1.3.2. Расположение ячеек внутри сборки гладких стержней треугольной упаковки:
1 – центральная ячейка; 2 – боковая ячейка; 3 – угловая ячейка

Среднее по периметру стержня в сборке гладких стержней касательное напряжение рассчитывается по формуле [1, 10]:

$$\bar{\tau} = \xi\frac{\rho\bar{w}^2}{8}, \qquad (3.1.3.25)$$

где ξ – рассчитывается по формуле (3.1.3.24).

Пределы применимости формулы: $S/d_н = 1,0 \div 1,5$; $Re = 6\cdot10^3 \div 10^5$.

Погрешность δ расчета τ составляет ±10%.

Распределение касательных напряжений по периметру стержня центральной ячейки рассчитывается по формуле [1, 10]:

$$\frac{\tau_\varphi}{\bar{\tau}} = 1 + A_1 cos\,6\varphi + A_2 cos\,12\varphi + A_3 cos\,18\varphi + A_4 cos\,24\varphi \ , \qquad (3.1.3.26)$$

где φ – угол, отсчитываемый от узкого сечения центральной ячейки в радианах;

коэффициенты $A_1 \div A_4$ приведены в таблице 3.1.3.1.

Пределы применимости формулы: $S/d_н = 1{,}0 \div 1{,}5$; $Re = 6 \cdot 10^3 \div 10^5$.
Погрешность δ расчета τ_φ составляет ±15%.

Таблица 3.1.3.1

Значения коэффициентов $A_1 \div A_4$ в формуле (3.1.3.26)

$S/d_н$	A_1	A_2	A_3	A_4
1,00	-1,0073	-0,1059	0,0991	0,0318
1,05	-0,2522	0,0043	-0,0410	-0,0002
1,10	-0,1277	-0,0098	0,0028	0,0014
1,20	-0,0143	0	0	0
1,25	0	0	0	0

Расчет расходов в элементарных ячейках между стержнями часто производится по методу "изобарных сечений". Для учета обмена массой и количеством движения между ячейками стержневой сборки вводят коэффициенты межканального обмена.

Коэффициент межканального обмена массой представляет собой отношение расхода теплоносителя через единицу длины зазора между стержнями к продольному расходу теплоносителя. Коэффициент межканального обмена количеством движения указывает, какую долю от разности количества движения в двух смежных ячейках составляет поперечный перенос количества движения, отнесенный к единице длины зазора между ячейками. Показано, что коэффициент межканального обмена массой равен коэффициенту межканального обмена количеством движения, если оперировать лишь средними скоростями потока в ячейках. В дальнейшем не делается различия между этими двумя коэффициентами перемешивания.

Межканальный обмен количеством движения осуществляется за счет молекулярного и турбулентного переноса ($\mu_{мт}^{г}$), а также за счет направленной конвекции ($\mu_к^{г}$), поэтому суммарный коэффициент межканального обмена выглядит следующим образом [6]:

$$\mu^{г} = \mu_{мт}^{г} + \mu_к^{г} \ . \qquad (3.1.3.27)$$

Коэффициент межканального обмена количеством движения за счет молекулярных и турбулентных процессов для сборок гладких стержней треугольной упаковки бесконечной длины рассчитывается по формуле [6]:

$$\mu_{мт}^{г} \cong \frac{8}{\pi d_г}\left[2+\frac{0{,}115}{(S/d_н-1)}\right](S/d_н)Re^{-0{,}10}, \qquad (3.1.3.28)$$

где $Re = \bar{w}d_г/\nu$.

Отношение между средними скоростями теплоносителя в боковой и центральной ячейках сборки гладких стержней треугольной упаковки при турбулентном течении рассчитывается по формуле [6]:

$$\frac{\bar{w}_2}{\bar{w}_1} = 1+\left[\left(\frac{d_{г2}}{d_{г1}}\right)^{0{,}714}-1\right]\left[1-\ exp(-\Gamma_м)\right]/\Gamma_м, \qquad (3.1.3.29)$$

где $\Gamma_м = 0{,}57\mu_{мт}^{г}d_{г_1}(1-\omega_1/\omega_2)/\xi$; $\xi = 0{,}316Re^{-0{,}25}$; $Re = \bar{w}d_г/\nu$;

$d_г = 4\omega/P$ – гидравлический диаметр ячейки, м;

ω – площадь проходного сечения ячейки, м^2;

P – смоченный периметр ячейки, м;

$\mu_{мт}^{г}$ – коэффициент межканального обмена количеством движения, рассчитывается по формуле (3.1.3.28).

Скорость в заданной точке внутри ячейки рассчитывается по соотношениям для круглых труб (формулы 3.1.3.3÷3.1.3.6) с использованием локальных масштабов [6]:

$$w_{i,\varphi}^{+} = f\left(y_{i,\varphi}^{+}\right), \qquad (3.1.3.30)$$

где $w_{i,\varphi}^{+} = w_{i,\varphi}/v_{*\varphi}$; $y_{i,\varphi}^{+} = y_i v_{*\varphi}/\nu$; $v_{*\varphi} = \sqrt{\tau_\varphi/\rho}$; τ_φ рассчитывается по формуле (3.1.3.26), y_i – координата по нормали к стенке.

Отношение средней скорости к максимальной в ячейке сборки гладких стержней треугольной упаковки при турбулентном течении рассчитывается по формуле [6, 10]:

$$\frac{\bar{w}}{w_{max}} = \left[0{,}38+0{,}60(S/d_н-1)\right]+\left[0{,}213-1{,}2(S/d_н-1{,}1)^2\right]\left(Re-4\cdot10^3\right)^{0{,}05}; \qquad (3.1.3.31)$$

где $Re = \dfrac{\bar{w}d_н}{\nu}$; $d_н$ – наружный диаметр стержней.

Пределы применимости формулы: $Re = 4\cdot10^3 \div 10^5$.

Погрешность δ расчета $\bar{w}/w_{max}$ составляет ±10%.

3.1.3.1.5. Стационарное стабилизированное турбулентное течение в сборках стержней квадратной упаковки

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при турбулентном течении в сборках гладких стержней квадратной упаковки рассчитывается по формуле [10]:

$$\frac{\xi}{\xi_o} = 0{,}59+0{,}19(S/d_н-1)+0{,}52[1-\exp(-\beta)], \qquad (3.1.3.32)$$

где $\beta = 10(S/d_н - 1)$; ξ_o – коэффициент гидравлического сопротивления трения при турбулентном течении в трубе, внутренний диаметр которой

равен гидравлическому диаметру сборки стержней квадратной упаковки; ξ_o рассчитывается по формуле (3.1.3.1).

Определяющий размер при расчете числа *Re* по формуле (3.1.3.1) – гидравлический диаметр сборки стержней квадратной упаковки, который рассчитывается по формуле (см. раздел 3.1.2.1.3):

$$d_г = d_н\left[\frac{4}{\pi}\left(\frac{S}{d_н}\right)^2 - 1\right].$$

Пределы применимости формулы: $1 < S/d_н < 2$.

Погрешность δ расчета ξ составляет ±10%.

3.1.3.1.6. Стационарное стабилизированное турбулентное течение внутри трубы змеевика

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при турбулентном течении внутри трубы змеевика рассчитывается по формуле [11]:

$$\xi = \xi_o K_ф, \qquad (3.1.3.33)$$

где ξ_o – коэффициент гидравлического сопротивления трения в прямой трубе того же внутреннего диаметра, что и труба змеевика;

$K_ф$ – коэффициент формы змеевика;

$$K_ф = 1 + 1{,}68\left(\frac{d_{вн}}{d_{зм}}\right)^{0{,}65},$$

где $d_{вн}$ – внутренний диаметр трубы змеевика, м;

$d_{зм}$ – диаметр навивки змеевика, м;

пределы применимости: $\frac{d_{зм}}{d_{вн}} > 4$.

Погрешность δ расчета ξ составляет ±10%.

Коэффициент гидравлического сопротивления при течении внутри труб змеевиков с большим радиусом гиба $\left(\frac{d_{зм}}{d_{вн}} > 2000\right)$ рассчитывается по зависимостям для прямых труб.

3.1.3.1.7. Местные гидравлические сопротивления при стационарном турбулентном течении в каналах

Потери давления на местном сопротивлении рассчитываются по формуле (3.1.1.6) [6]:

$$\Delta P_м = \xi_м \frac{\rho \bar{w}^2}{2},$$

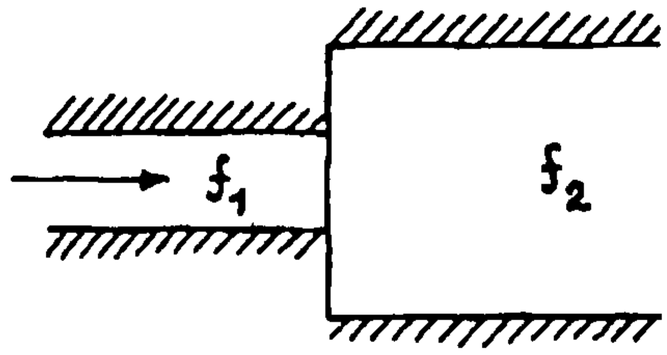
где $\Delta P_м$ в [Па];

$\xi_м$ – коэффициент местного сопротивления; $\bar{w}$ – средняя скорость потока, к которой отнесен коэффициент местного сопротивления, м/с. Обычно это скорость в наименьшем проходном сечении канала.

Местные гидравлические сопротивления возникают при резком изменении поперечного сечения канала и направления движения потока теплоносителя и считаются сосредоточенными.

Коэффициенты местного гидравлического сопротивления рассчитываются [11]:

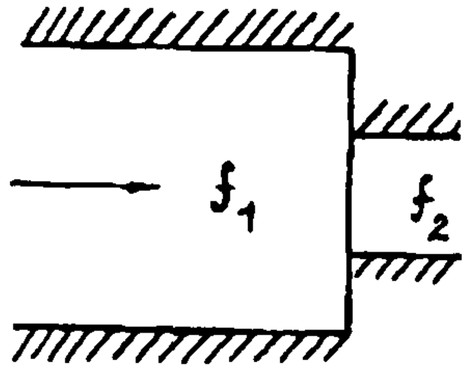
- при внезапном расширении канала по формуле:



$$\xi_м = \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2, \qquad (3.1.3.34)$$

где $n = \frac{f_2}{f_1}$ – отношения площади проходного сечения канала за расширением к площади канала до расширения; определяющая скорость – скорость потока до расширения;

- при внезапном сужении канала по формулам:



$$\xi_м = 0{,}5(1 - m) \qquad \text{при } m \le 0{,}20; \qquad (3.1.3.35а)$$

$$\xi_м = (1 - m)(0{,}4 + 0{,}5m) \qquad \text{при } m > 0{,}20, \qquad (3.1.3.35б)$$

где $m = \frac{f_2}{f_1} < 1$ – отношение площади за сужением к площади канала перед сужением, определяющая скорость – скорость потока за сужением;

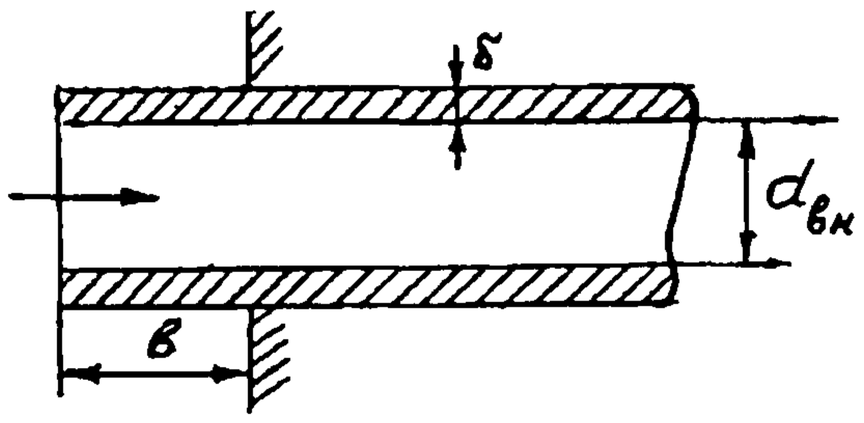
- при выходе турбулентного потока из канала в большой объем по формуле:

$$\xi_м = 1; \qquad (3.1.3.36)$$

- при входе турбулентного потока в трубу, заделанную заподлицо со стенкой по формуле:

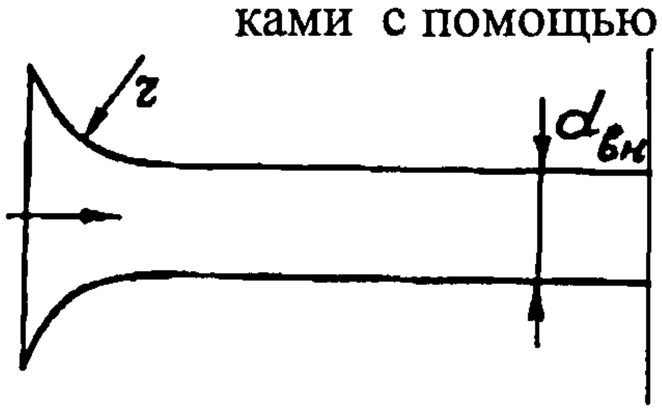
$$\xi_м = 0{,}50; \qquad (3.1.3.37)$$

- при входе турбулентного потока в трубу с выступающими кромками с помощью таблицы:



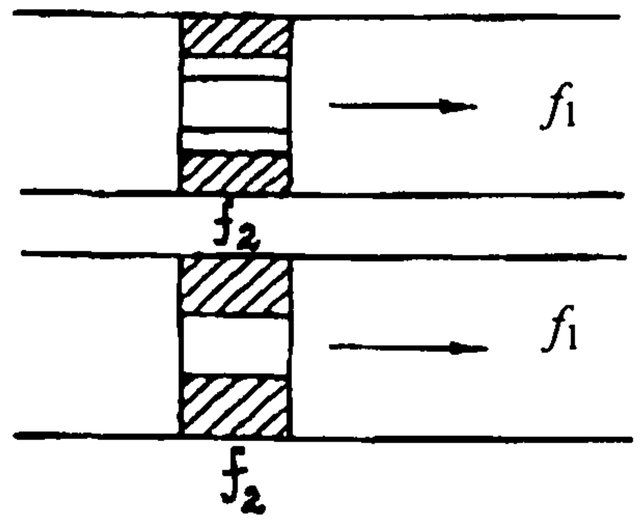
$\delta/d_{вн}$	$b/d_{вн}$	$\xi_м$
$\cong 0$	0,20	1,00
$\cong 0$	0,05 ÷ 0,20	0,85
> 0,4	–	0,50

- при входе турбулентного потока в трубу с закругленными кромками с помощью таблицы:



$r/d_{вн}$	$\xi_м$	Примечания
0,05	0,40	при выступающих кромках
0,05	0,25	при кромках заподлицо
0,10	0,12	со стенкой
0,20	0	–

- при входе турбулентного потока в трубу через решетку или диафрагму по формуле:



$$\xi_м = (1{,}707n - 1)^2, \qquad (3.1.3.38)$$

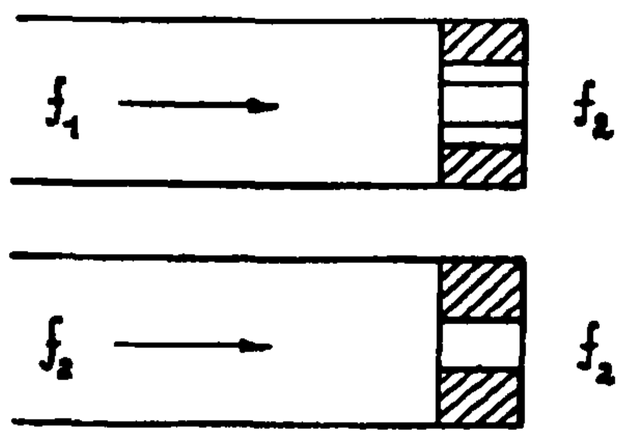
где $n = f_2/f_1$;

f_2 – площадь проходного сечения решетки или диафрагмы;

f_1 – площадь сечения трубы;

определяющая скорость – скорость потока до решетки или диафрагмы;

- выход турбулентного потока через решетку или диафрагму по формуле:

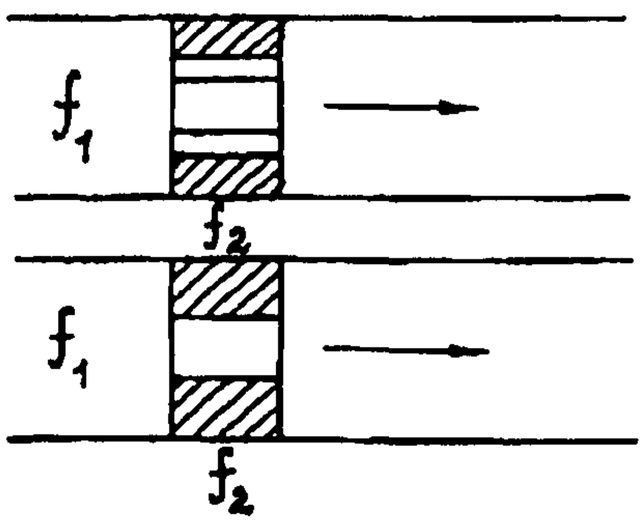


$$\xi_м = \left(n + 0{,}707 n \sqrt{1 - \frac{1}{n}} \right)^2, \qquad (3.1.3.39)$$

где $n = f_1/f_2$;

определяющая скорость – скорость потока за решеткой или диафрагмой;

- при течении турбулентного потока через решетку или диафрагму, расположенную внутри трубы по формуле и схематически:

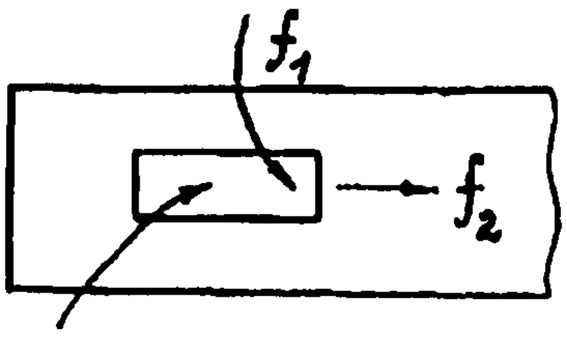


$$\xi_м = \left[\left(1 + \frac{0{,}707}{\sqrt{1 - \frac{1}{n}}} \right) (n - 1) \right]^2, \qquad (3.1.3.40)$$

где $n = f_1/f_2$;

определяющая скорость – скорость потока до решетки или диафрагмы;

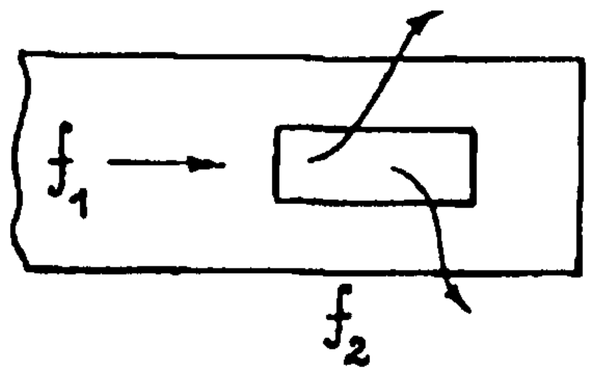
- при входе турбулентного потока в трубу через боковые отверстия (m – число отверстий) – с помощью таблицы и схематически:



f_1/f_2	ξ_m	
	$m = 1$	$m = 2$
0,20	65,0	65,0
0,30	30,0	36,5
0,40	14,9	17,0
0,50	9,0	12,0
0,60	6,3	8,7
0,70	4,5	6,9
0,80	3,5	5,5
0,90	2,7	4,5
1,00	2,3	3,8
1,20	1,6	2,8
1,40	–	2,0

Определяющая скорость – скорость в наименьшем проходном сечении;

- выход турбулентного потока из трубы через боковые отверстия – с помощью таблицы (m – число отверстий) и схематически:



f_1/f_2	ξ_m	
	$m = 1$	$m = 2$
0,20	66,0	68,0
0,30	30,0	33,0
0,40	16,0	16,0
0,50	10,0	12,0
0,60	7,3	8,5
0,70	5,5	6,8
0,80	4,5	5,9
0,90	3,7	5,0
1,00	3,2	4,4
1,20	2,4	3,5

Определяющая скорость – скорость в наименьшем проходном сечении.

Гидравлический коэффициент местного сопротивления при течении турбулентного потока через дистанционирующие решетки и решетки-интенсификаторы теплосъема при равномерном распределении расхода по ячейкам проходного сечения рассчитывается по формуле [11]:

$$\xi_{м} = \frac{(1-m)(1,4-0,5m)}{m^2} + 0,11\left(\frac{68}{Re_{р}} + \frac{k_{ш}}{d_{г}}\right)^{0,25} \frac{L_{р}}{m^2 d_{г}}, \qquad (3.1.3.41)$$

где $m = \frac{f_{р}}{f}$ – коэффициент сужения;

f – площадь проходного сечения канала, м^2;

$f_{р}$ – площадь проходного сечения дистанционирующей решетки, м^2;

$Re_{р} = \frac{w_{р} d_{г}}{\nu}$;

$w_{р}$ – скорость потока через отверстие решетки, м/с;

$d_{г}$ – гидравлический диаметр решетки, м;

$L_{р}$ – высота решетки, м;

$k_{ш}$ – абсолютная шероховатость материала решетки-интенсификатора, м.

Пределы применимости формулы: $Re = 10^5 \div 10^6$.

Погрешность δ расчета $\xi_{м}$ составляет ±10%.

Коэффициент местного гидравлического сопротивления при течении турбулентного потока через дистанционирующие решетки и решетки-интенсификаторы теплосъема с неравномерным распределением расхода по ячейкам рассчитывается по формуле [10]:

$$\xi_{м} = \left[1 + \frac{8700}{Re}\sum_{i}^{n}\left|\frac{d_{г} - d_{гi}}{d_{г}}\right|\varphi_{i}\right]\xi_{1}, \qquad (3.1.3.42)$$

где ξ_1 – рассчитывается по формуле (3.1.3.41);

$d_{гi}$ – гидравлический диаметр i-й ячейки, м;

$\varphi_i = \frac{f_{pi}}{f_{p}}$ – доля проходного сечения i-ой ячейки в общем проходном сечении дистанционирующей решетки;

$Re = \frac{\overline{w} d_{го}}{\nu}$; $\overline{w}$ – средняя скорость потока в канале, м/с;

$d_{го}$ – гидравлический диаметр канала, м.

Пределы применимости формулы: $Re = 10^5 \div 10^6$.

Погрешность δ расчета $\xi_м$ составляет ±10%.

Гидравлическое сопротивление при турбулентном течении потока в поворотах рассчитывается по формуле [10]:

$$\Delta P = \left(\xi_{м} + \xi_{тр}\frac{L}{d_{вн}}\right)\frac{\rho w^2}{2}, \qquad (3.1.3.43)$$

где ΔP в [Па];

$\xi_м = 0{,}73KN$;

$\xi_{тр}$ – коэффициент гидравлического сопротивления трения о стенки гиба рассчитывается по формулам раздела 3.1.3.1;

L – длина гиба, м;

$d_{вн}$ – внутренний диаметр гиба, м;

K – коэффициент, зависящий от угла поворота потока в канале, определяется по чертежу (3.1.3.3);

N – коэффициент, зависящий от относительного радиуса закругления гиба, r – определяется по рис. (3.1.3.4).

Пределы применимости формулы: $Re = 10^4 \div 10^6$.

Погрешность δ расчета ΔP составляет ±20%.

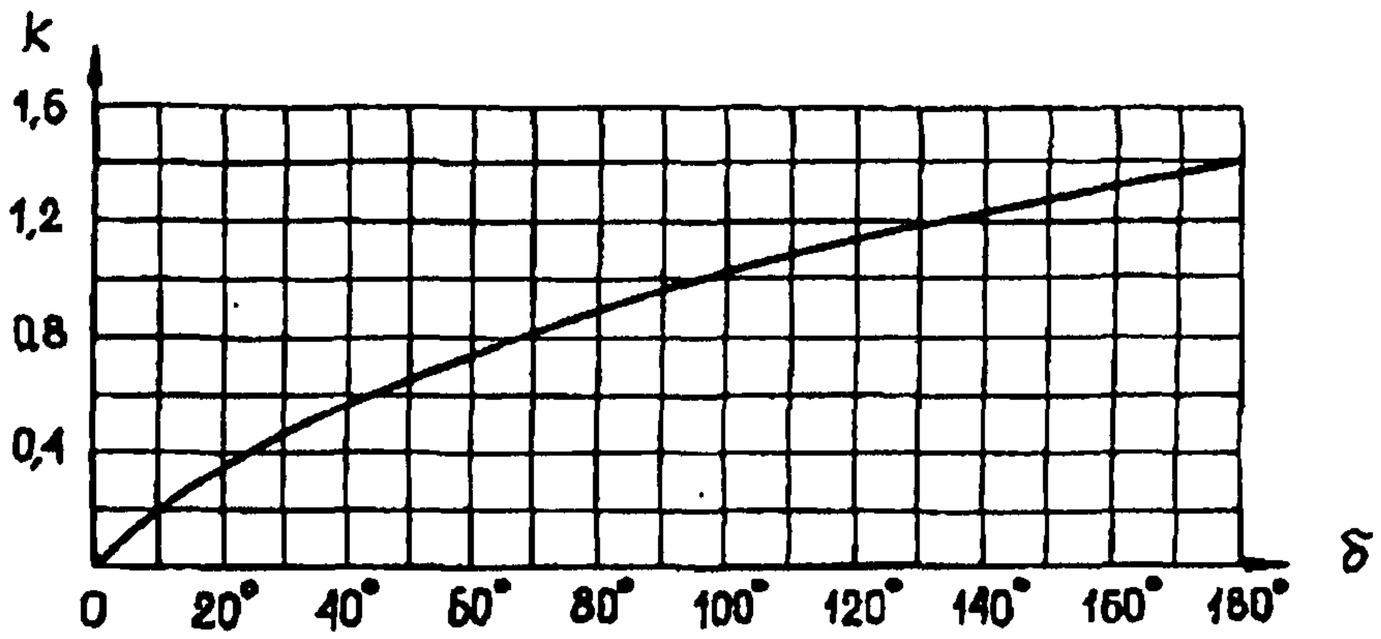


Рис. 3.1.3.3. Зависимость коэффициента K от угла поворота

Эта кривая со среднеквадратичной погрешностью 0,5% описывается формулой:

$$K = -1 - 0{,}393074 \cdot 10^4/(\delta - 0{,}139532 \cdot 10^4) - 0{,}170774 \cdot 10^3/(\delta + 0{,}934155 \cdot 10^2)$$

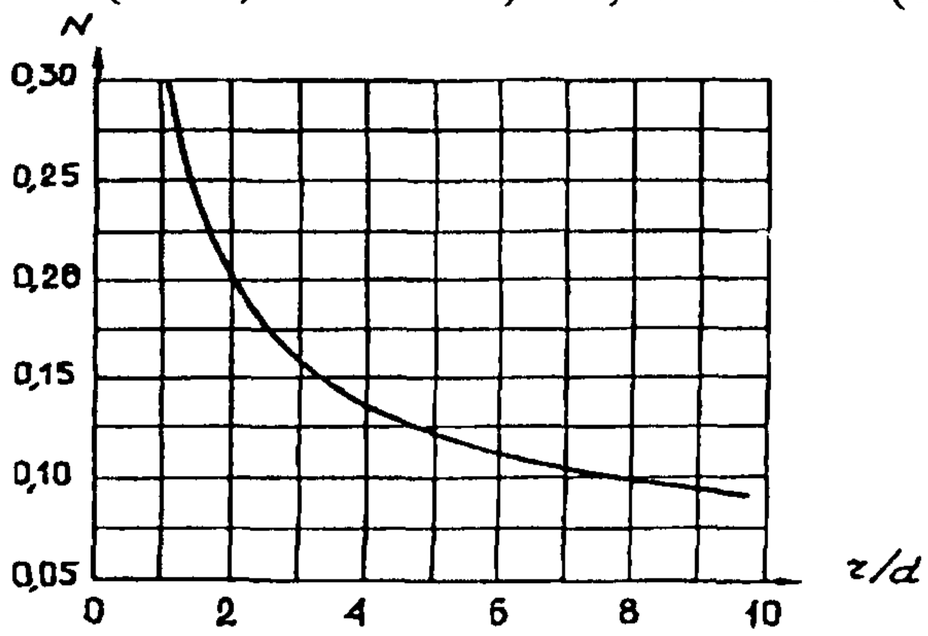


Рис. 3.1.3.4. Зависимость коэффициента N от относительного радиуса закругления гиба

Эта кривая со среднеквадратичной погрешностью 0,9% описывается формулой:

$$N = 0{,}05684 + 0{,}364/(r/d + 0{,}4925).$$

3.1.3.2. НЕСТАБИЛИЗИРОВАННОЕ ТУРБУЛЕНТНОЕ ТЕЧЕНИЕ НА ВХОДНЫХ УЧАСТКАХ КАНАЛОВ

3.1.3.2.1. Нестабилизированное турбулентное течение на входном участке трубы

Длина входного участка при турбулентном течении в круглых гладких трубах с плавным профилированным входом рассчитывается по формуле [12, 13]:

$$\frac{L_{ст}}{d_{вн}} = 59 - \frac{106}{4{,}8 + 0{,}0001Re}, \qquad (3.1.3.44)$$

где $Re = \frac{wd_{вн}}{\nu}$.

Погрешность в определении $L_{ст}$ при плавном входе в круглую трубу составляет ±7 калибров трубы.

Схема развития пограничного слоя при течении жидкости на начальном участке круглых труб с плавным входом приведена на рис.3.1.3.5.

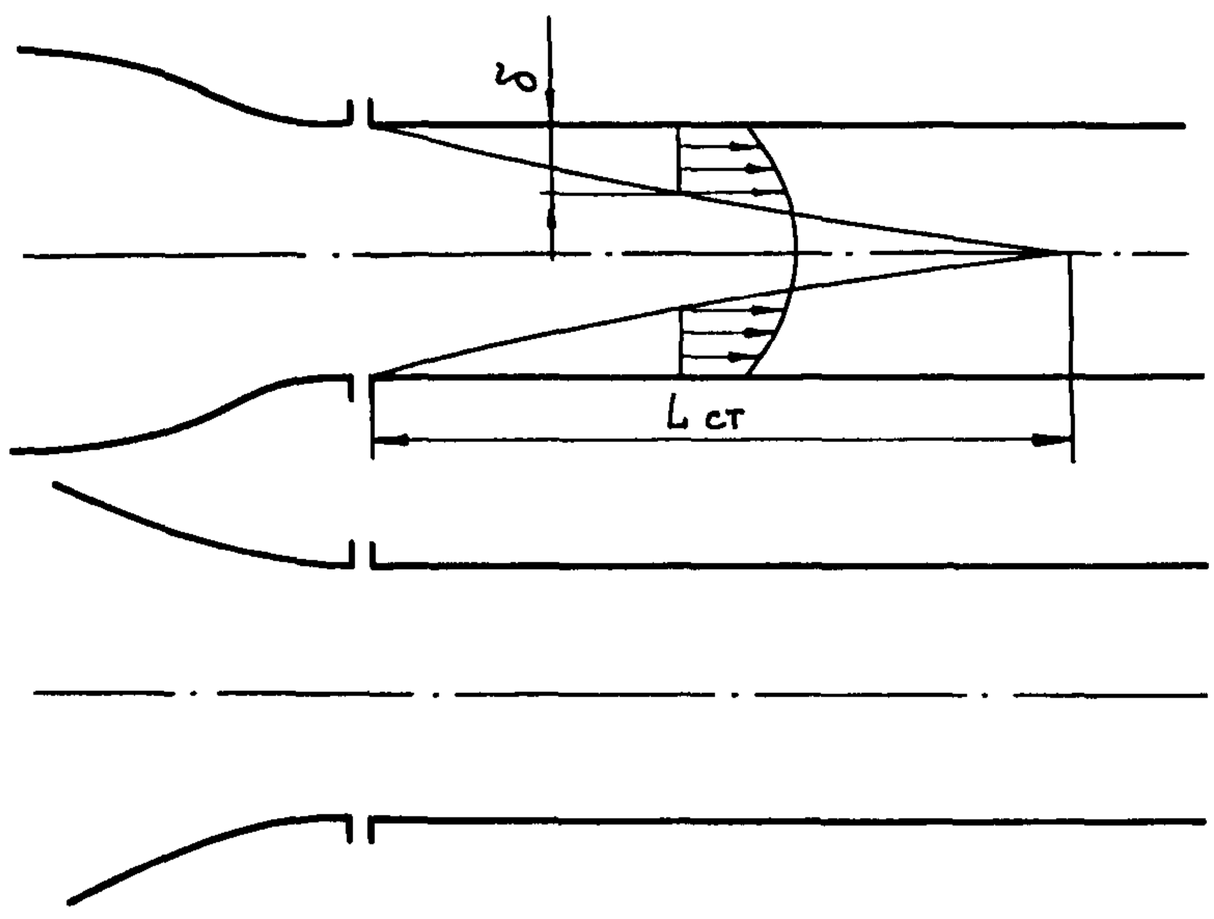


Рис. 3.1.3.5. Схема развитого пограничного слоя при течении жидкости на начальном участке круглых труб с плавным входом (карта устойчивости)

Длина входного участка при турбулентном течении в круглых гладких трубах с турбулизирующими входными устройствами (внезапное сужение, конфузор, диффузор, диафрагмирующие шайбы и т.д.) рассчитывается по формуле [12, 13]:

$$\frac{L_{ст}}{d_{вн}} = 40 - \frac{250}{3{,}24 + Re \cdot 10^{-3}}. \qquad (3.1.3.44а)$$

Из сравнения формул (3.1.3.44) и (3.1.3.44а) следует, что гидродинамические возмущения турбулентного потока на входе в круглые трубы значительно уменьшают длину входного участка.

Пределы применимости формул (3.1.3.44) и (3.1.3.44а):

$Re = 5 \cdot 10^3 \div 10^6$.

Погрешность δ в определении $L_{ст}$ составляет ±3 калибра трубы.

При турбулентном течении жидкости энергия на перестройку гидродинамических характеристик потока затрачивается, в основном, на первой половине входного участка круглой трубы.

Падение давления на длине $\Delta L = 0{,}5L_{ст}$ при турбулентном течении в трубах с плавным профилированным входом рассчитывается по формуле [12,13]:

$$\Delta P_{вх} = \rho \frac{\overline{w}^2}{2}\left[\left(\frac{w_{ст}}{\overline{w}}\right)^2 - 1\right], \qquad (3.1.3.45)$$

где $w_{ст}$ – скорость на оси трубы при стабилизированном турбулентном течении;

величина $w_{ст}/\overline{w}$ зависит от числа Рейнольдса и вычисляется по формуле (3.1.3.9).

Пределы применимости формулы: $Re = 10^4 \div 10^5$.
Погрешность δ расчета $\Delta P_{вх}$ составляет ±20%.

3.1.3.2.2. Нестабилизированное турбулентное течение на входном участке стержневых сборок

Длина входного участка зависит от конструктивного оформления входа в стержневую сборку.

Максимальная относительная длина входного участка принимается [14]:

- при плавном профилированном входе в сборку:

$L_{ст}/d_г = 92$; (3.1.3.46)

- при остроугольном входе, или иначе, входе из большого объема:

$L_{ст}/d_г = 87$; (3.1.3.47)

- при наличии трубной решетки на входе в стержневую сборку:

$L_{ст}/d_г = 73$. (3.1.3.48)

Пределы применимости формул: $S/d_н = 1$; $Re = 1{,}5 \cdot 10^4 \div 7{,}5 \cdot 10^4$.
Погрешность δ определения $L_{ст}$ составляет $\pm 5 d_г$.

3.1.3.3. ТУРБУЛЕНТНОЕ ТЕЧЕНИЕ В КАНАЛАХ С ШЕРОХОВАТЫМИ СТЕНКАМИ

3.1.3.3.1. Турбулентное течение в трубах с регулярной шероховатостью стенки

Падение давления при турбулентном течении в трубе с регулярно расположенными на стенке элементами шероховатости (выступы прямоугольного сечения, рис. 3.1.3.6) рассчитывается по формуле [15]:

$$\Delta P = \xi_э \frac{\Delta L \overline{w}_э^{\,2}}{d_э \quad 2} \rho, \qquad (3.1.3.49)$$

где $d_э$ – эффективный внутренний диаметр трубы с регулярной шероховатостью стенки, который рассчитывается с учетом объема вихревых зон потока при обтекании элементов шероховатости.

Эффективный внутренний диаметр рассчитывается:

- при $\left(\frac{S}{k} - \frac{m}{k}\right) \geq 6{,}7$ по формуле:

$$\frac{d_э}{d_{вн}} = \frac{R_э}{R_{вн}} = \sqrt{\frac{\left(1 - \frac{k}{R_{вн}}\right)^2 \left(\frac{m}{k}\right) - \left(\frac{S}{k} - \frac{m}{k} - 6{,}7\right) + \frac{6{,}7}{3}\left[1 + \left(1 - \frac{k}{R_{вн}}\right)^2 + \left(1 - \frac{k}{R_{вн}}\right)\right]}{(S/k)}}, \qquad (3.1.3.50)$$

- при $\left(\frac{S}{k} - \frac{m}{k}\right) < 6{,}7$

$$\frac{d_э}{d_{вн}} = \sqrt{\frac{\left(1-\frac{k}{R_{вн}}\right)^2 \frac{m}{k} + \frac{1}{3}\left(\frac{S}{k}-\frac{m}{k}\right)\left[\left(1-\frac{k}{R_{вн}}\right)^2 + \left(\frac{R_m}{R_{вн}}\right)^2 + \left(1-\frac{k}{R_{вн}}\right)\frac{R_m}{R_{вн}}\right]}{(S/k)}}, \qquad (3.1.3.51)$$

где $\frac{R_m}{R_{вн}} = \left(1-\frac{k}{R_{вн}}\right)\left(\frac{k}{R_{вн}}\right)\left(\frac{S}{k}-\frac{m}{k}\right)/6{,}7.$

Средняя эффективная скорость потока в трубе с регулярной шероховатостью стенки рассчитывается по формуле:

$$\overline{w}_э = \frac{1}{\rho}\frac{M}{\pi R_э^2}, \qquad (3.1.3.52)$$

где M – массовый расход жидкости, кг/с; ρ – средняя на длине ΔL плотность, кг/м^3.

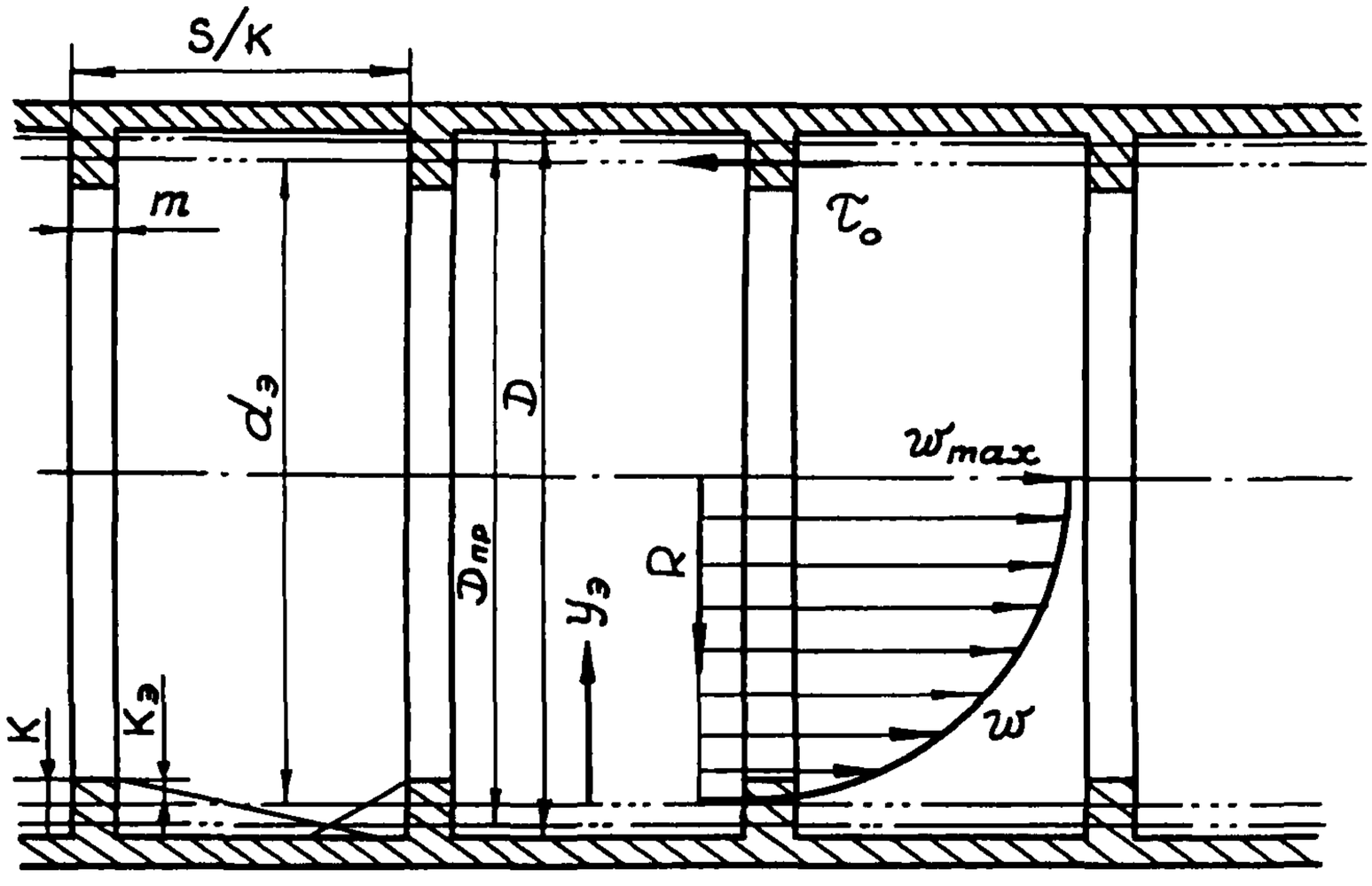


Рис. 3.1.3.6. Линейные размеры трубы и элемента регулярной шероховатости:

$D_o = d_{вн}$ – внутренний диаметр трубы без выступов, м; m – продольный размер выступа, м; k – высота выступа, м; S – шаг расположения элементов регулярной шероховатости, м; $d_э$ – эффективный диаметр трубы с регулярной шероховатостью стенки, м; $D_{пр} = d_{пр}$ – приведенный диаметр трубы с регулярной шероховатостью стенки, м.

Эффективное число Рейнольдса при турбулентном течении в трубе с регулярной шероховатостью стенки рассчитывается по формуле:

$$Re_э = \frac{w_э d_э}{\nu}. \qquad (3.1.3.53)$$

Эффективный коэффициент гидравлического сопротивления трения при турбулентном течении в трубе с регулярной шероховатостью стенки рассчитывается по формуле:

$$\xi_э = \xi_в \frac{\Delta L_в/k}{S/k} + \xi_о\left(1 - \frac{\Delta L_в/k}{S/k}\right), \qquad (3.1.3.54)$$

где $\xi_в$ – вихревой коэффициент гидравлического сопротивления трения;

$\Delta L_в$ – длина трубы, занятая вихревыми зонами;

$\Delta L_в = 1{,}7k$ – до элемента шероховатости, $\Delta L_в = 5k$ – после элемента шероховатости, общая $\Delta L_в = 1{,}7k + 5k = 6{,}7k$;

$\xi_о$ – коэффициент гидравлического сопротивления трения при турбулентном течении в гладкой трубе внутренним диаметром $d_э$ рассчитывается по формуле (3.1.3.1).

Вихревой коэффициент гидравлического сопротивления трения рассчитывается по формуле:

$$Y = 0{,}925X + 0{,}1\lg\frac{Re_э}{10^5} + A, \qquad (3.1.3.55)$$

$$Y = \lg\left(\xi_в \cdot 10^3 \frac{\Delta L_в/k}{S/k}\right);$$

где

$$X = \lg\left[\frac{k_э}{k}\frac{\delta_в}{R_{вн}}\left(1 - \frac{m}{S}\right)\cdot 10^3\right];$$

$A = 1{,}19$, когда $0{,}3 < X < 1{,}8$;

$A = -0{,}52X + 1{,}34$, когда $-2{,}7 < X < 0{,}3$;

$k_э$ – эффективная высота шероховатости, $k_э = k - (R_{вн} - R_э)$;

$\frac{\delta_в}{R_{вн}}$ – средний масштаб вихрей при турбулентном течении в трубе с регулярной шероховатостью стенки;

$$\frac{\delta_в}{R_{вн}} = \frac{R_{пр}}{R_{вн}} - \frac{R_э}{R_{вн}},$$

где $R_{пр}$ – приведенный радиус трубы с регулярной шероховатостью стенки:

$$\frac{R_{пр}}{R_{вн}} = \sqrt{1 - \left[\left(1 - \frac{k}{R_{вн}}\right)^2\right]\frac{m/k}{S/k}}.$$

Пределы применимости формулы (3.1.3.55):

$$Re_э > 10^4;\ -2{,}6 < \lg\left(10^3 \frac{\delta_в}{R_{вн}}\frac{k_э}{k}\right) < 1{,}8;\ 0{,}016 < k/R_{вн} < 0{,}22.$$

Погрешность δ расчета ΔP составляет ±25%.

При расчете профиля скорости труба внутренним диаметром $d_{вн}$ с регулярной шероховатостью стенки условно заменяется на трубу с гладкими стенками с внутренним диаметром $d_э$.

Профиль скорости при турбулентном течении в трубе с внутренним диаметром $d_э$ рассчитывается по формуле:

$$U^+ = 2{,}5ln\eta_э + C, \qquad (3.1.3.56)$$

$$C = \frac{\sqrt{8/\xi_э}}{F_1(\xi_э)} - 2{,}5ln\left(0{,}5Re_э\sqrt{\xi_э/8}\right), \qquad (3.1.3.57)$$

где $F_1(\xi_э) = 0{,}8925 - 0{,}2325\lg(100\xi_э)$ – соотношение между средней эффективной и максимальной скоростями турбулентного потока в трубе с регулярной шероховатостью стенки; (3.1.3.58)

$\xi_э$ – рассчитывается по формуле (3.1.3.54);

$w = U^+V_*$;

$y_э = \eta_э\nu/v_*$ – для безразмерных расстояний по нормали от стенки трубы диаметром $d_э$, которые измеряются в пределах:

$$\frac{k_э}{k}\frac{k}{R_{вн}}\left(\frac{R_э}{R_{вн}}\right)^{-1}\eta_{оэ} \le \eta_э \le \eta_{оэ} \quad \text{или} \qquad (3.1.3.59)$$

$$\frac{k_э}{k}\frac{k}{R_{вн}}\left(\frac{R_э}{R_{вн}}\right)^{-1} \le \frac{y}{R_{вн}} \le 1, \qquad (3.1.3.60)$$

где $\eta_э$ – безразмерное расстояние от стенки трубы диаметром $d_э$, которое рассчитывается по формуле:

$$\eta_э = \frac{y_э v_*}{\upsilon};$$

$V_* = \sqrt{\tau_0/\rho}$ – скорость трения на стенке трубы диаметром $d_э$;

τ_0 – касательное напряжение трения на стенке трубы диаметром $d_э$, которое рассчитывается по формуле:

$$\tau_0 = \frac{\Delta P\, d_э}{\Delta L\ 4},$$

$y_э$ – расстояние от стенки трубы диаметром $d_э$;

$\eta_{оэ}$ – безразмерный эффективный радиус трубы с регулярной шероховатостью стенки;

$$\eta_{оэ} = \frac{Re_э V_*}{\nu} = 0{,}5\,Re_э\sqrt{\xi_э/8}. \qquad (3.1.3.61)$$

Пределы применимости формулы (3.1.3.61):

$$Re_э > 10^4;\ -2{,}6\lg 10^3\cdot\frac{\delta_в}{R_{вн}}\frac{k_э}{k} < 1{,}7;\ 0{,}016 < \frac{k}{R_{вн}} < 0{,}22;$$

$$\frac{k_э}{k}\frac{k}{R_{вн}}\left(\frac{R_э}{R}\right) < \frac{y_э}{R_э} < 1.$$

Погрешность δ расчета локальных скоростей w составляет ±10%.

3.1.3.3.2. Турбулентное течение в кольцевых каналах с регулярной шероховатостью стенок

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при турбулентном течении в кольцевых каналах с регулярной шероховатостью (прямоугольные выступы, рис. 3.1.3.7) на поверхности внутреннего стержня рассчитываются по формуле:

$$\xi = (0{,}53+1{,}85k/d_э)Re^{-0{,}07}, \qquad (3.1.3.62)$$

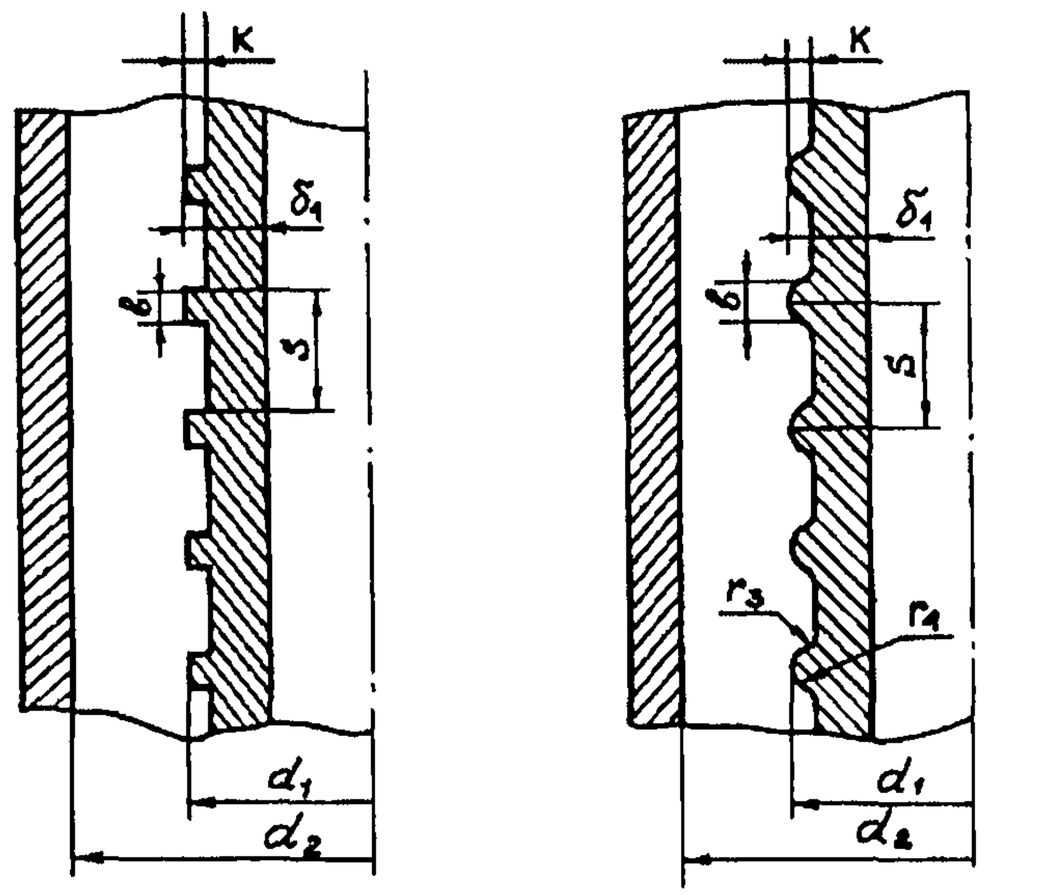
где k – высота прямоугольного выступа, м;

$d_э = d_2 - d_1$ – эквивалентный диаметр зазора кольцевого канала (рис. 3.1.3.7), м;

d_1 – внутренний диаметр зазора кольцевого канала с учетом шероховатости;

$d_э$ – определяющий размер при расчете числа Рейнольдса.

Пределы применимости формулы: $Re = 5 \cdot 10^3 \div 5 \cdot 10^5$;
$k/d_э = 0{,}0028 \div 0{,}021$; $k/b = 0{,}3 \div 0{,}8$, b – ширина выступа;
$S/k = 10$; $d_1/d_2 = 0{,}40$.
Погрешность δ расчета ξ составляет ±4%.



а) б)

Рис.3.1.3.7. Линейные размеры кольцевого канала и элементов регулярной шероховатости:
а) – прямоугольные выступы; б) – закругленные трапецеидальные выступы

Коэффициенты гидравлического сопротивления трения при турбулентном течении в кольцевых каналах с регулярной шероховатостью (закругленные трапецеидальные выступы, рис. 3.1.3.7) на поверхности внутреннего стержня рассчитываются по формуле:

$$\xi = (0{,}063+5k/d_э)Re^{0{,}11}, \qquad (3.1.3.63)$$

где k – высота закругленного трапецеидального выступа;

$d_э = d_2 - d_1$ – эквивалентный диаметр кольцевого канала (рис.3.1.3.7);

$d_э$ – определяющий размер при расчете числа Рейнольдса.

Пределы применимости формулы:
$Re = 5 \cdot 10^3 \div 5 \cdot 10^5$; $k/d_э = 0{,}0028 \div 0{,}021$;

$k/b = 0{,}3 \div 0{,}8$; $S/k \sim 10$; $d_1/d_2 \sim 0{,}40$.

Погрешность δ расчета ξ составляет ±4%.

3.1.3.4. ТУРБУЛЕНТНОЕ ТЕЧЕНИЕ В ТРУБАХ С ПЕСОЧНОЙ И ТЕХНИЧЕСКОЙ ШЕРОХОВАТОСТЯМИ

Турбулентное течение в трубах с песочной и технической шероховатостями приведено в соответствии с [15].

3.1.3.4.1. Турбулентное течение в трубе с песочной шероховатостью стенки

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при турбулентном течении в трубе с песочной шероховатостью стенки (рис. 3.1.3.8) рассчитывается по формуле:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = -2\lg\left[\left(\frac{6{,}81}{Re}\right)^{0{,}90} + 0{,}135\frac{k_s}{R_{\text{пр}}}\right], \qquad (3.1.3.64)$$

где k_s – абсолютный размер песочной шероховатости, м;

$R_{\text{пр}}$ – приведенный внутренний радиус трубы с песочной шероховатостью стенки (рис. 3.1.3.8);

$R_{\text{пр}}$ – определяющий размер при расчете числа Рейнольдса;

$$Re = \frac{2\overline{w}R_{\text{пр}}}{\nu}.$$

Предел применимости формулы: $Re > 6000$.

Погрешность δ расчета ξ составляет ±7%.

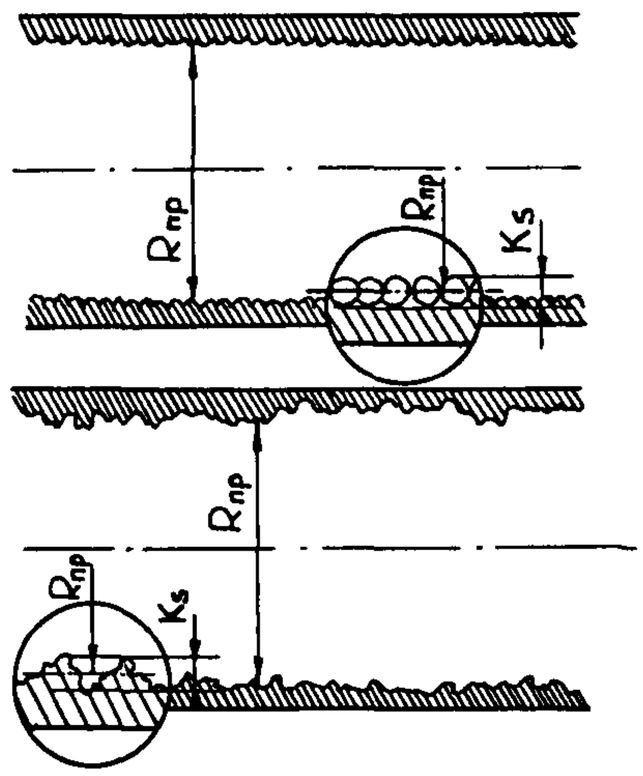


Рис. 3.1.3.8. Схема песочной и технической шероховатости стенки трубы

3.1.3.4.2. Турбулентное течение в трубе с технической шероховатостью стенки

Песочная шероховатость стенок в теплотехнических и гидротехнических устройствах реализуется редко. На практике имеют место случаи нерегулярной шероховатости стенок, которая является следствием либо технологической обработки материала, либо появляется в процессе эксплуатации в результате осаждения на стенках твердых примесей потока, в результате коррозии, эрозии материалов. Такую шероховатость называют технической. Размеры технической шероховатости определить достаточно сложно.

В связи с этим вводится величина шероховатости, эквивалентной песочной шероховатости технического канала. Эквивалентная шероховатость устанавливается в опытах из равенства гидравлических сопротивлений технического канала и канала с песочной шероховатостью.

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при турбулентном течении в трубе с технической шероховатостью стенки (рис. 3.1.3.8) рассчитывается по формуле

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = -2\lg\left[\left(\frac{6{,}81}{Re}\right)^{0{,}90} + 0{,}135\frac{k_s}{R_{\text{пр}}}\right], \qquad (3.1.3.65)$$

где $k_s/R_{\text{пр}}$ – техническая шероховатость эквивалентная песочной;

эквивалентная песочная техническая шероховатость, определяется по таблицам 2 и 3 справочника [2];

$R_{\text{пр}}$ – приведенный внутренний диаметр трубы с технической шероховатостью стенки;

$R_{\text{пр}}$ – определяющий размер при расчете числа Рейнольдса.

Пределы применимости формулы: $Re > 6000$.

Погрешность δ расчета ξ из-за неопределенностей в классификации характера поверхности составляет ±25%.

Профиль скорости при турбулентном течении в трубе с песочной и технической шероховатостями рассчитывается по формулам (3.1.3.56) ÷ (3.1.3.58), в которых $\xi_э$ рассчитывается по формуле (3.1.3.64).

При расчетах принимается $R_э = R_{\text{пр}}$, что для случаев песочной и технической шероховатостей стенок трубы не вносит заметной погрешности в результаты расчета скорости.

3.1.3.5. ПОПЕРЕЧНОЕ ОБТЕКАНИЕ ТУРБУЛЕНТНЫМ ПОТОКОМ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ТЕЛ И ПУЧКОВ ТРУБ

3.1.3.5.1 Поперечное обтекание турбулентным потоком цилиндрических тел

Полное гидравлическое сопротивление при поперечном обтекании изотермическим турбулентным потоком цилиндрических тел равно равнодействующей сил трения и давления, приложенных к поверхности тел.

Безразмерный коэффициент полного гидравлического сопротивления рассчитывается по формуле [16]:

$$\xi = \frac{\Delta P_{тр} + \Delta P_{д}}{\left(\frac{\rho w_{нп}^2}{2}\right)\left(\frac{L}{d_н}\right)}, \qquad (3.1.3.66)$$

или $$\xi = \xi_{тр} + \xi_{д}, \qquad (3.1.3.67)$$

где $\Delta P_{д}$ – потери давления, обусловленные неполным восстановлением давления;

$w_{нп}$ – скорость набегающего потока, м/с;

$d_н$ – наружный диаметр трубы, цилиндра, м.

При малых значениях *Re* основную часть полного сопротивления составляет сопротивление трения, которое с увеличением *Re* уменьшается так, что $\xi \cong \xi_{тр}$.

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при поперечном обтекании потоком круглого цилиндра при $Re < 30$ рассчитывается по формуле [17]:

$$\xi \cong \xi_{тр} = \frac{8\pi}{Re^{(2,002-\lg Re)}}, \quad \text{где} \quad Re = \bar{w}_{нп} d_н / \nu, \qquad (3.1.3.68)$$

а в диапазоне $Re = 30 \div 10^4$ – по формуле [17]:

$$\xi = 4Re^{-0,5}. \qquad (3.1.3.69)$$

Коэффициент полного гидравлического сопротивления при поперечном обтекании турбулентным потоком ($Re = 10^4 \div 2 \cdot 10^5$) [18]:

- круглого цилиндра

$$\xi = 1,20; \qquad (3.1.3.70)$$

- эллиптического цилиндра вдоль большой оси

$$\xi = 0,7; \qquad (3.1.3.71)$$

- эллиптического цилиндра вдоль малой оси

$$\xi = 1,7. \qquad (3.1.3.72)$$

При $Re > 10^3$ основной вклад в коэффициент полного гидравлического сопротивления вносит коэффициент сопротивления давления, на который влияют степень турбулентности потока Tu, загромождение канала $k_{згр}$ и шероховатость обтекаемых тел.

Коэффициент сопротивления давления при обтекании потоком одиночного цилиндра рассчитывается [16]:

- при $Re_t = 40 \div 10^3$ по формуле [16, 18]:

$$\xi_д = 1{,}09, \qquad (3.1.3.73)$$

где $Re_t = ReTu$ – турбулентное число Рейнольдса;

$Tu = \dfrac{\sqrt{\overline{w'^2}}}{w_{нп}}$ – степень турбулентности, доли единицы при расчетах;

$\sqrt{\overline{w'^2}}$ – интенсивность пульсаций скорости рассчитывается, например, по формуле (3.1.3.10);

- при $Re_t = 10^3 \div 10^4$, $Tu = (0{,}3 \div 10)\%$ рассчитывается по формуле [18]:

$$\xi_д = 45{,}3\, Re^{-0{,}5}; \qquad (3.1.3.74)$$

- при $Re_t = 4 \cdot 10^3 \div 10^5$, $Tu = (0{,}3 \div 12)\%$, $k_{згр} = 0{,}25$ по формуле [18]:

$$\xi_д \cong 0{,}55; \qquad (3.1.3.75)$$

- при $Re_t = 10^4 \div 2 \cdot 10^5$, $k_{згр} = 0 \div 0{,}90$ рассчитывается по формуле [19]:

$$\xi_д = \xi_{до}\left[1 + 0{,}717\frac{k_{згр}}{(1-k_{згр})^2}\right], \qquad (3.1.3.76)$$

где $\xi_{до}$ – коэффициент сопротивления давления при поперечном обтекании цилиндра безграничным потоком, при $Re_t = 10^5 \div 10^6$, $k_{згр} = 0{,}3 \div 0{,}7$ рассчитывается по формуле [16]:

$$\xi_{до} = A_o + A_1\left(0{,}5 - \frac{arctg\left[B_1\left(Re \cdot 10^{-5} - C_1\right)\right]}{\pi}\right) + A_2\left[0{,}5 + \frac{arctg\left[B_2\left(Re \cdot 10^{5} - C_2\right)\right]}{\pi}\right]. \qquad (3.1.3.77)$$

Значения констант формулы (3.1.3.77) приведены в таблице 3.1.3.2.

Погрешность δ расчета ξ, $\xi_{тр}$, $\xi_д$ составляет ±10%.

Таблица 3.1.3.2

Значения констант в формуле (3.1.3.77) для расчета коэффициента сопротивления давления при поперечном обтекании турбулентным потоком одиночного цилиндра

$k_{згр}$	A_o	A_1	B_1	C_1	A_2	B_2	C_2
0	0,10	1,11	1,80	3,95	0,25	0,80	6,00
0,30	0,22	1,58	2,50	2,06	0,30	1,10	4,50
0,50	0,88	1,62	5,80	1,78	1,50	1,20	4,30
0,70	2,25	4,80	6,00	1,58	1,90	1,22	4,20

Шероховатость поверхности влияет на коэффициент сопротивления давления при поперечном обтекании потоком цилиндрических тел в случае, если ее высота превышает безразмерную критическую величину, которая рассчитывается по формуле $uk_{кр}/\nu$ и равна 15-ти для ламинарного пограничного слоя и 70-ти для турбулентного пограничного слоя.

3.1.3.5.2. Поперечное обтекание турбулентным потоком пучков труб

Схема расположения труб и обозначение геометрических параметров для коридорных и шахматных пучков приведены на рис. 3.1.3.9.

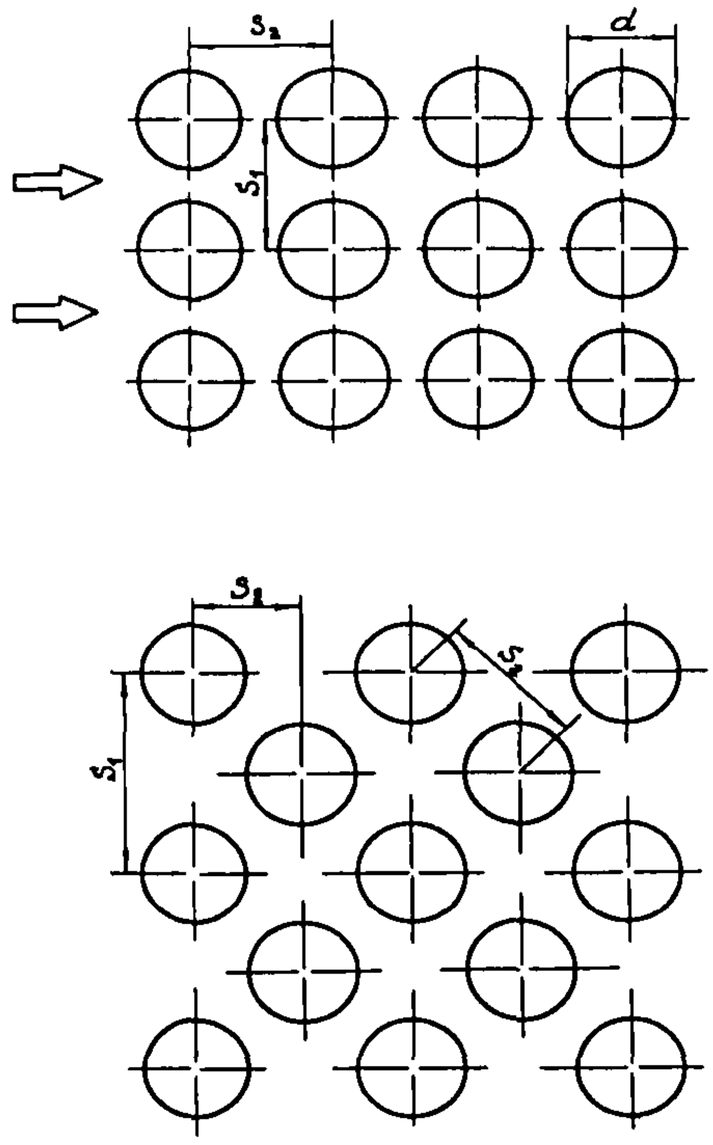


Рис. 3.1.3.9. Схема расположения труб в шахматном и коридорном пучках: S_1 – поперечный шаг пучка; S_2 – продольный шаг пучка

Гидравлическое сопротивление многорядных (для рядов с номера 4 и далее) коридорных и шахматных пучков гладких, наклонных и шероховатых труб при поперечном обтекании их турбулентным потоком рассчитывается по формуле [16]:

$$\Delta P = \xi_1 \frac{\rho \overline{w}^2}{2} z c_z c_\beta c_k, \qquad (3.1.3.78)$$

где $\xi_1 = (\xi/\chi)\chi$ – коэффициент гидравлического сопротивления одного глубинного ряда коридорных и шахматных пучков труб при поперечном обтекании;

ξ/χ – для коридорных пучков труб определяется по рис. 3.1.3.10 в зависимости от продольного относительного шага b и числа Рейнольдса, $b = s_2/d_н$;

ξ/χ – для шахматных пучков труб определяется по рис. 3.1.3.10 в зависимости от поперечного относительного шага a и числа Рейнольдса, $a = s_1/d_н$;

χ – для коридорных и шахматных пучков труб определяется по вспомогательным графикам на рис. 3.1.3.10 (а) и (б);

w – средняя скорость в минимальном проходном сечении пучка, используется для расчета числа Рейнольдса;

z – количество рядов в пучке труб;

c_z – коэффициент, учитывающий зависимость гидравлического сопротивления от количества рядов пучка. Значения c_z для малорядных коридорных и шахматных пучков труб определяются на рис. 3.1.3.11. Принимается, что $c_z = 1$ при $z \geq 3$;

c_β – коэффициент, учитывающий уменьшение гидравлического сопротивления пучка вследствие уменьшения угла атаки. Значения c_β определяются на рис. 3.1.3.12;

$c_к$ – коэффициент, учитывающий увеличение гидравлического сопротивления из-за шероховатости труб пучка. Значения $c_к$ для шахматных пучков труб определяется на рис. 3.1.3.13.

При расчете гидравлического сопротивления за определяющую температуру потока принимается средняя на глубине пучка температура, за определяющую скорость – средняя скорость в наименьшем проходном сечении пучка, за определяющий размер – наружный диаметр трубы пучка, т.е.

$$Re = \frac{\bar{w} d_н}{\nu}.$$

Пределы применимости формулы (1.3.97) определяются рис. 3.1.3.10 ÷ 3.1.3.13.

Погрешность δ расчета ΔP составляет ±20%.

Коэффициент гидравлического сопротивления одного ряда при поперечном обтекании турбулентным потоком шахматных пучков шероховатых труб рассчитывается [16]:

- при $Re = 10^3 \div 2 \cdot 10^5$, $a = S_1/d_н = 1{,}25 \div 2{,}00$, $b = S_2/d_н \geq 0{,}395$, $k/d_н = 6 \cdot 10^{-3} \div 40 \cdot 10^{-3}$ по формуле:

$$\xi_{1Ш} = 14{,}4(a-1)^{-0{,}40} Re^{-0{,}30} (k/d_н)^{0{,}15}, \qquad (3.1.3.79)$$

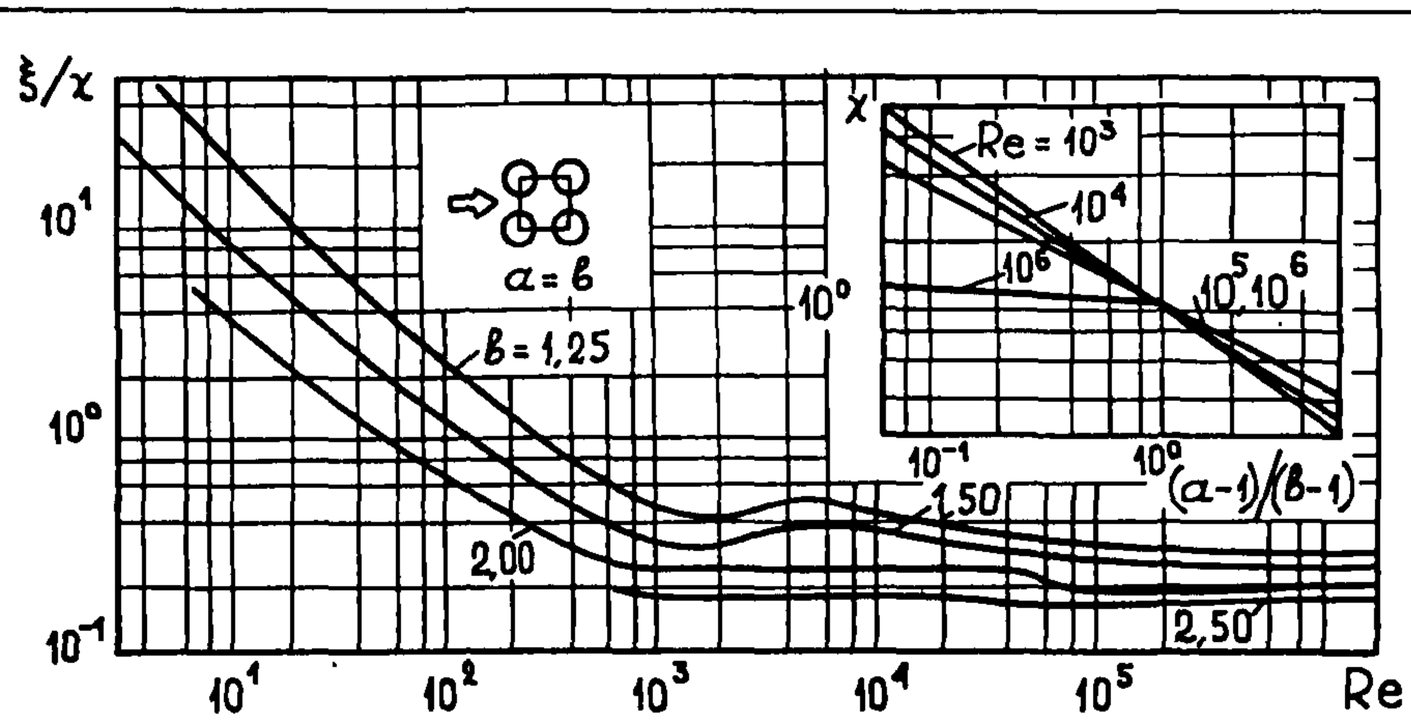
где $Re = \bar{w} d_н/\nu$;

- при $Re = 2 \cdot 10^5 \div 10^7$, $a = 1{,}25 \div 2{,}00$, $b = 1{,}25 \div 2{,}00$, $k/d_н = 10^{-3} \div 8 \cdot 10^3$ по формуле:

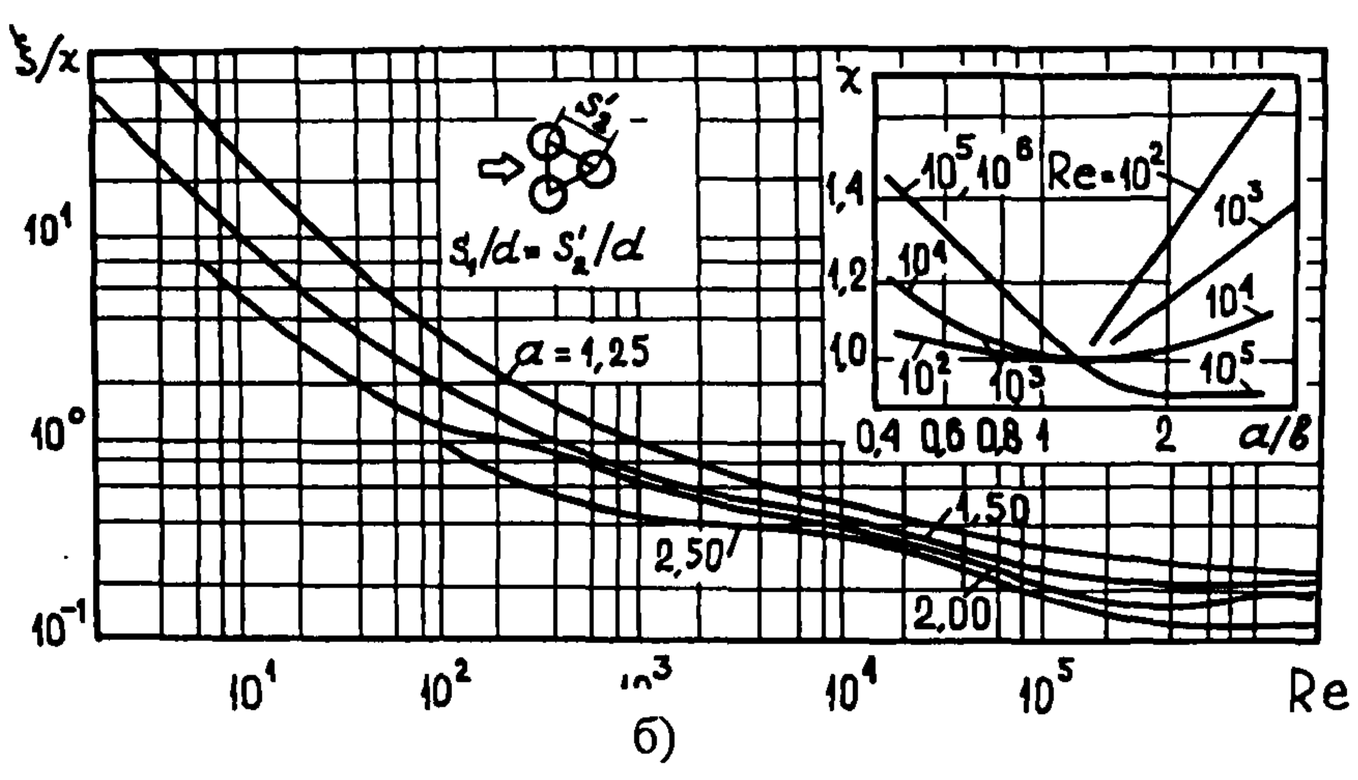
$$\xi_{1Ш} = 0{,}450(a-1)^{-0{,}45} (k/d_н)^{0{,}07}, \qquad (3.1.3.80)$$

где k – высота элементов шероховатости, м;

$d_н$ – наружный диаметр трубы пучка, несущей шероховатость, м.



а)



б)

Рис. 3.1.3.10. Нормограммы для определения коэффициентов гидравлического сопротивления коридорных и шахматных пучков труб при поперечном обтекании их турбулентным потоком:
а) – коридорные пучки труб, б) – шахматные пучки труб

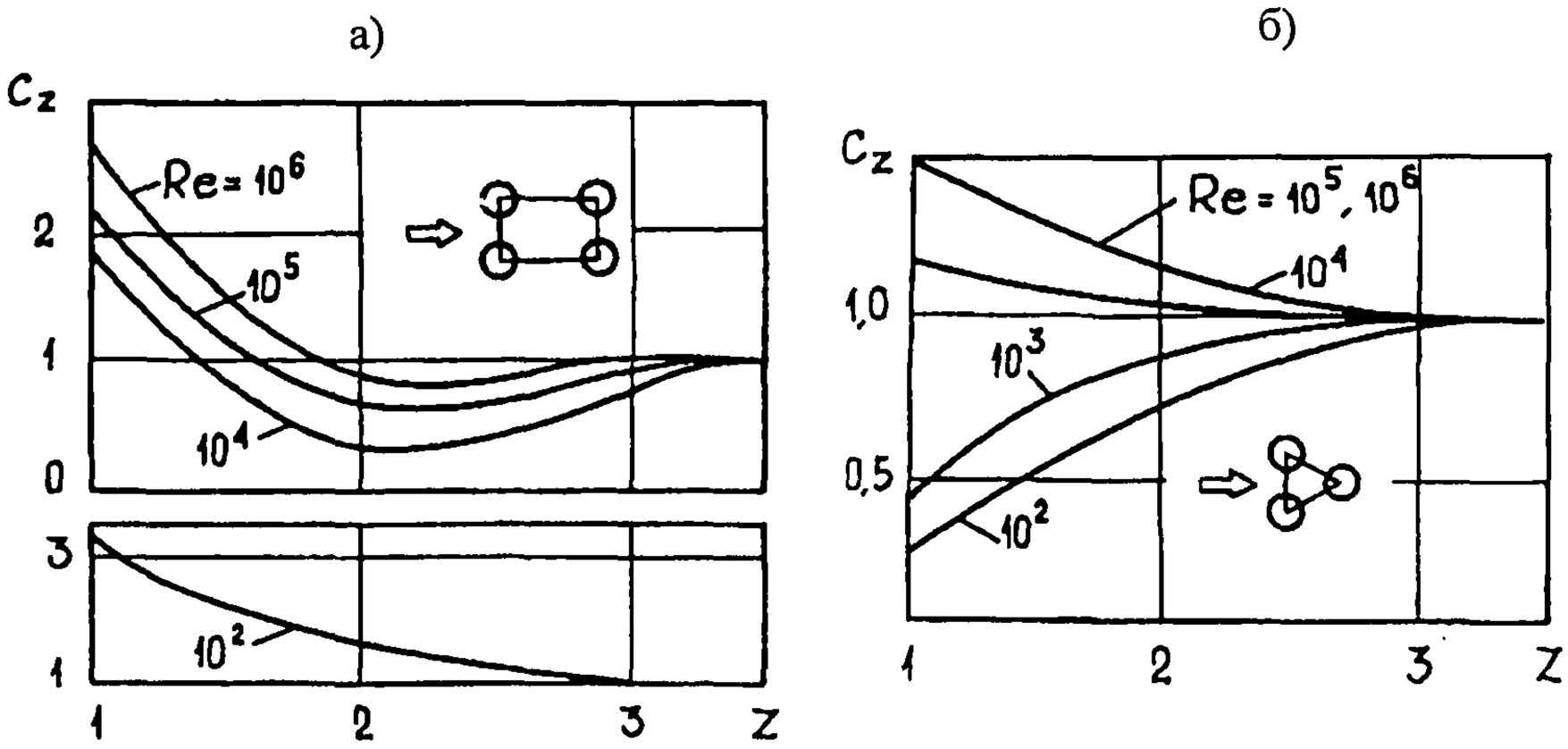


Рис. 3.1.3.11. Поправочные коэффициенты для расчета гидравлического сопротивления малорядных коридорных и шахматных пучков труб при поперечном обтекании их турбулентным потоком:
а) коридорные пучки труб, б) шахматные пучки труб

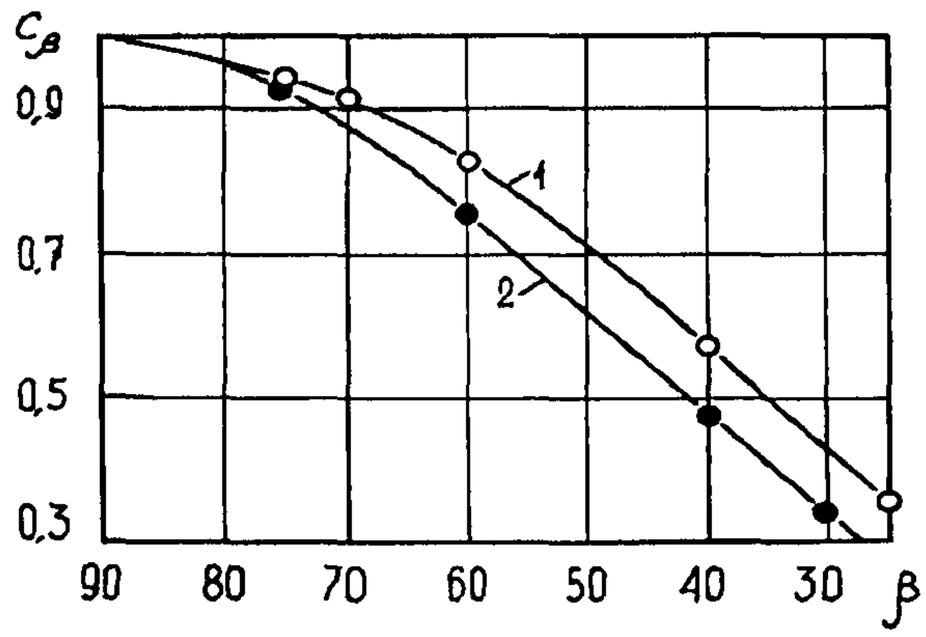


Рис. 3.1.3.12. Поправочный коэффициент c_β для расчета гидравлического сопротивления шахматных и коридорных пучков труб при поперечном обтекании их турбулентным потоком:
1 – шахматные пучки труб, 2 – коридорные пучки труб

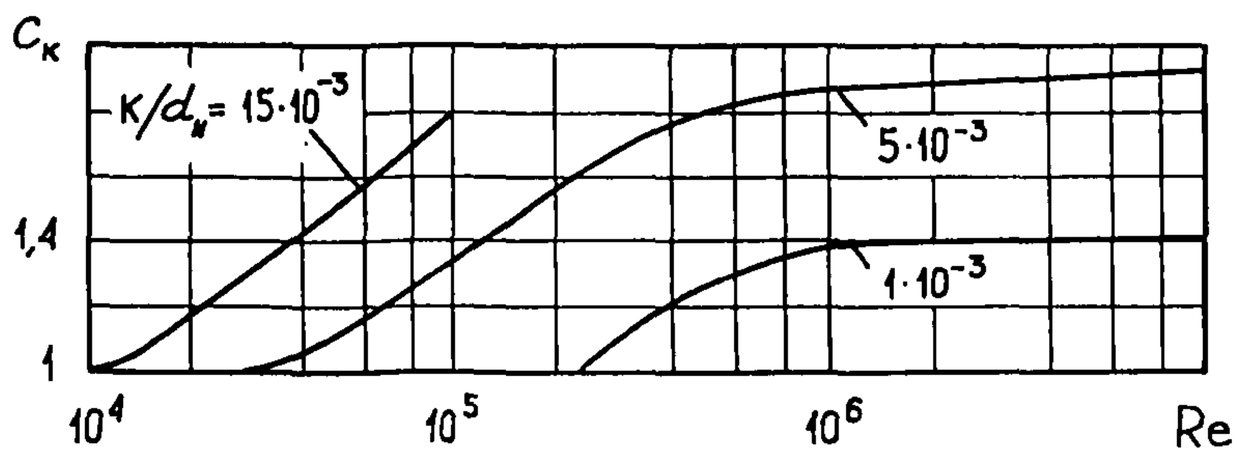


Рис. 3.1.3.13. Поправочный коэффициент $c_к$ для расчета гидравлического сопротивления шахматных пучков труб при поперечном обтекании их турбулентным потоком: $k/d_н$ – относительная высота элементов шероховатости

При расчете $\xi_{1ш}$ за определяющую температуру принимается средняя температура жидкости, за определяющую скорость – средняя скорость в наименьшем проходном сечении пучка, за определяющий размер – наружный диаметр трубы пучка, т.е. $Re = \bar{w}d_н/\nu$.

Погрешность δ расчета $\xi_{1ш}$ составляет ±10%.

Коэффициент гидравлического сопротивления одного глубинного ряда шахматных пучков оребренных труб (спиральное оребрение) при поперечном обтекании их турбулентным потоком рассчитывается [20, 21]:

- при $Re = 10^2 \div 10^3$, $\varepsilon = 1{,}5 \div 6{,}0$; $a = 1{,}13 \div 2{,}00$; $b = 1{,}06 \div 2{,}00$ по формуле:

$$\xi_{1op} = 135{,}2\varepsilon^{0{,}50} Re^{-0{,}70} a^{-0{,}55} b^{0{,}50}, \qquad (3.1.3.81)$$

где ε – коэффициент оребрения – отношение полной внешней поверхности оребренной трубы к наружной поверности трубы без оребрения;

- при $Re = 10^3 \div 10^5$, $\varepsilon = 1{,}9 \div 6{,}0$, $a = 1{,}60 \div 4{,}13$, $b = 1{,}20 \div 2{,}35$ по формуле:

$$\xi_{1op} = 6{,}4\varepsilon^{0{,}50} Re^{-0{,}25} a^{-0{,}55} b^{-0{,}50}; \qquad (3.1.3.82)$$

- при $Re = 10^5 \div 1{,}4\cdot10^6$, $\varepsilon = 1{,}9 \div 16{,}0$, $a = 1{,}60 \div 4{,}13$, $b = 1{,}20 \div 2{,}35$ по формуле:

$$\xi_{1op} = 0{,}36\varepsilon^{0{,}50} a^{-0{,}55} b^{-0{,}50}. \qquad (3.1.3.83)$$

Погрешность δ расчета ξ_{1op} составляет ±10%.

Коэффициент гидравлического сопротивления одного глубинного ряда коридорных пучков оребренных труб (спиральное и круглое оребрение) при поперечном обтекании их турбулентным потоком рассчитывается по формуле [20, 21]:

$$\xi_{1op} = 0{,}136\varepsilon^{0{,}50}\eta^{-0{,}40}, \qquad (3.1.3.84)$$

где $\eta = (a-1)(b-1)$.

Пределы применимости формулы: $Re = 10^3 \div 10^5$; $\varepsilon = 1{,}9 \div 16{,}3$; $a = 2{,}38 \div 3{,}13$; $b = 1{,}20 \div 2{,}35$.

Погрешность δ расчета ξ_{1op} составляет ±10%.

3.1.3.6. ТУРБУЛЕНТНОЕ ТЕЧЕНИЕ В КАНАЛАХ С ИНТЕНСИФИКАТОРАМИ ТЕПЛОСЪЕМА

3.1.3.6.1. Турбулентное течение в трубах с интенсификаторами Теплосъема

Коэффициент гидравлического сопротивления при турбулентном течении однофазной среды в одиночных трубах с поперечными кольцевыми гофрами (рис. 3.1.3.14) рассчитывается [22]:

- при $d_{вн}/D_{вн} = 0{,}90 \div 0{,}97$; $t/D_{вн} = 0{,}5 \div 10$ по формуле:

$$\xi/\xi_{гл} = \left[1 + \frac{100(\lg Re - 4{,}6)\left(1 - \frac{d_{вн}}{D_{вн}}\right)^{1{,}65}}{\exp\left(\frac{t}{D_{вн}}\right)^{0{,}3}}\right] exp\left[\frac{25\left(1 - \frac{d_{вн}}{D_{вн}}\right)^{1{,}32}}{(t/D_{вн})^{0{,}75}}\right]; \qquad (3.1.3.85)$$

- при $d_{вн}/D_{вн} = 0{,}88 \div 0{,}98$; $t/D_{вн} = 0{,}50$ по формуле:

$$\xi/\xi_{гл} = \left[1 + \frac{\lg Re - 4{,}6}{3{,}4\frac{Re}{10^5}}\right]\left(1{,}3 - \sqrt{\left|\frac{d_{вн}}{D_{вн}} - 0{,}93\right|}\right) exp\left[20{,}9\left(1 - \frac{d_{вн}}{D_{вн}}\right)^{1{,}05}\right]; \qquad (3.1.3.86)$$

- при $d_{вн}/D_{вн} = 0{,}90 \div 0{,}98$; $t/D_{вн} = 0{,}25$ по формуле:

$$\xi/\xi_{гл} = \left[1 + \frac{\lg Re - 4{,}6}{6\left(\frac{Re}{10^5}\right)^{0{,}33}}\right]\left(3\frac{d_{вн}}{D_{вн}} - 2\right)\left(2{,}5 - 1{,}5\frac{d_{вн}}{D_{вн}}\right) exp\left[17\left(1 - \frac{d_{вн}}{D_{вн}}\right)^{0{,}858}\right], \qquad (3.1.3.87)$$

где $\xi_{гл} = \frac{0{,}316}{Re^{0{,}254}}(\mu/\mu_{ст})^n$ – при расчетах по формуле (3.1.3.87);

$n = 1/3$ – при нагревании жидкостей;

$\xi_{гл} = 0{,}185Re^{-0{,}20}$ – коэффициент гидравлического сопротивления в гладкой трубе при расчетах по формулам (3.1.3.86), (3.1.3.87).

Пределы применимости формул (3.1.3.85) – (3.1.3.87):

$Re = \frac{wD_{вн}}{\nu} = 10^4 \div 4 \cdot 10^5$,

где ν рассчитывается по среднемассовой температуре потока;

w – скорость потока в гладкой трубе, м/с.

Погрешность δ расчета ξ составляет ±12%.

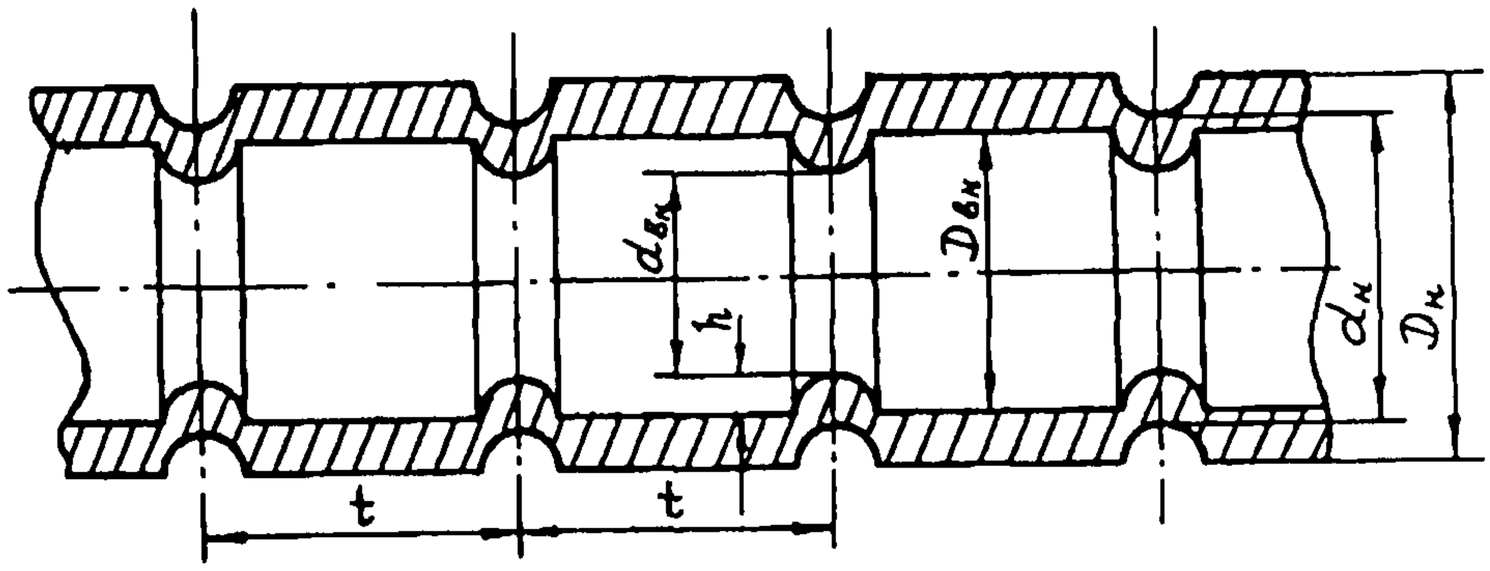


Рис. 3.1.3.14. Труба с поперечными кольцевыми гофрами-интенсификаторами теплосъема:
$D_{вн}$ – внутренний диаметр гладкой трубы; $d_{вн}$ – внутренний диаметр трубы с кольцевыми гофрами; $d_н$ – наружный диаметр трубы с кольцевыми гофрами; h – высота кольцевой гофры; t – шаг расположения кольцевых гофр

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при стабилизированном течении газов внутри одиночной витой трубы (рис. 3.1.3.15) рассчитывается по формуле [22]:

$$\xi = 0{,}71 Re^{-0{,}20}\left(\frac{d_г}{D}\right)^{0{,}27} - 0{,}08\left(\frac{d_г}{D}\right)^{0{,}67}, \qquad (3.1.3.88)$$

где $d_г$ – гидравлический диаметр витой трубы, м; D – диаметр кривизны канала, м.

Пределы применимости формулы:

$$Re = \frac{w d_г}{\nu} = 7\cdot 10^3 \div 2\cdot 10^5; \quad S/d_{ов} = 6{,}2 \div 12{,}2;$$

$$\frac{D}{d_г} = 18{,}26 \div 79{,}56; \qquad Re\left(\frac{d_г}{D}\right)^2 = 1{,}5 \div 500; \quad d_{ов}/\Delta = 1{,}7.$$

Погрешность δ расчета ξ составляет ±15%.

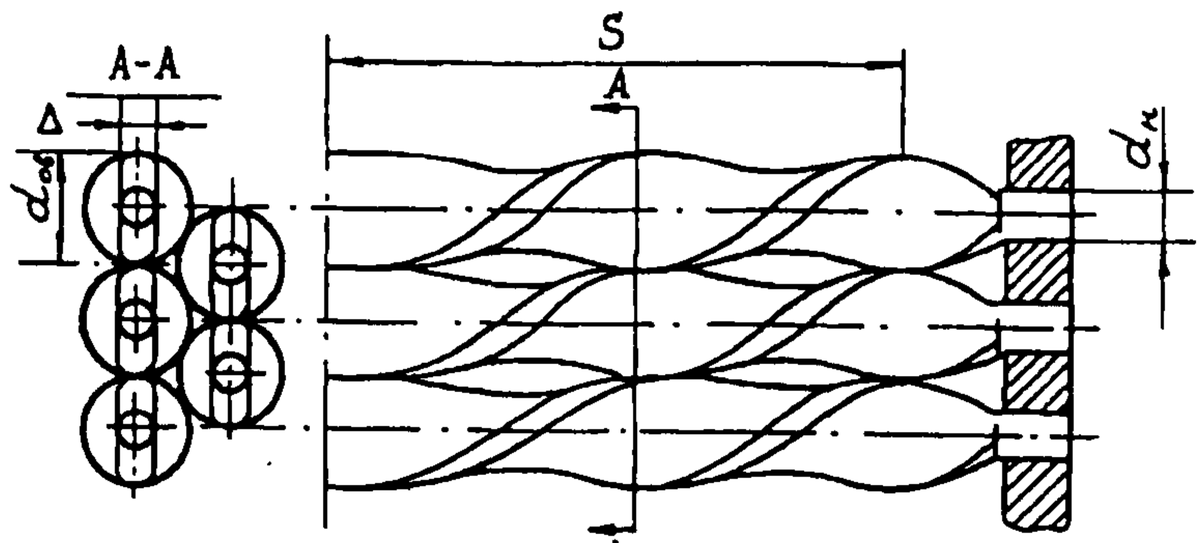


Рис. 3.1.3.15. Схема пучка из витых труб:
S – шаг закрутки витой трубы; $d_{ов}$ – максимальный размер овала, Δ – толщина витой трубы, $d_н$ – наружный диаметр исходной гладкой трубы

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при турбулентном течении внутри одиночной спирально-навитой трубы (рис. 3.1.1.1) рассчитывается по формуле [11]:

$$\xi = 0{,}316\left[1+1{,}2\cdot 10^{3}\left(\frac{S}{d_{\text{сн}}}\right)^{-3}\right]\left[1+\left(\frac{d_{\text{сн}}}{d_{\text{вн}}}\right)^{0{,}46} Re^{-0{,}25}\right], \qquad (3.1.3.89)$$

где $d_{\text{сн}} = d_{\text{цп}} - d_{\text{вн}}$, м;

$d_{\text{цп}}$ – диаметр цилиндрической поверхности, описанной около спирально навитой трубы, м; $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр исходной трубы, м.

Пределы применимости формулы: $Re_{\text{кр}} < Re \le 8\cdot 10^{4}$; $S/d_{\text{сн}} = 12 \div 40$;

$d_{\text{сн}}/d_{\text{вн}} = 0{,}2 \div 0{,}7$; $\quad Re_{\text{кр}} = 2200\left(\frac{S}{d_{\text{сн}}}\right)^{-0{,}30}$.

Погрешность δ расчета ξ составляет ±15%.

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при турбулентном течении внутри одиночной локально-спирально-навитой трубы (рис. 3.1.1.1) рассчитывается по формуле [11]:

$$\xi = \xi_{o}\left[1 - 0{,}035\left(L/S\right)^{1{,}42}\right], \qquad (3.1.3.90)$$

где ξ_{o} – рассчитывается по формуле (3.1.3.89).

Пределы применимости формулы те же, что и формулы (3.1.3.89), а также $L/S = 2 \div 5$.

Погрешность δ расчета ξ составляет ±15%.

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при турбулентном течении внутри трубы с трехзаходным внутренним спиральным оребрением рассчитывается по формуле [11]:

$$\xi = \xi_{o} C + 15\left(\frac{h}{S}\right)^{1{,}6}, \qquad (3.1.3.91)$$

где ξ_{o} – коэффициент гидравлического сопротивления трения исходной гладкой трубы;

$$C = \left(\frac{Re}{6\cdot 10^{4}}\right)^{-0{,}15};$$

$$Re = \frac{w d_{\text{вн}}}{\nu};$$

w – скорость потока в исходной гладкой трубе;

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр исходной трубы;

h – высота оребрения, м;

S – шаг оребрения, м;

Пределы применимости формулы:

$$0{,}008 < \frac{h}{S} < 0{,}04; \quad 0{,}01 < \frac{h}{d_{\text{вн}}} < 0{,}08; \quad 0{,}75 < \frac{S}{d_{\text{вн}}} < 4{,}5.$$

Погрешность δ расчета ξ составляет ±15%.

3.1.3.6.2. Турбулентное течение в кольцевых каналах с интенсификаторами теплосъема

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при турбулентном течении в кольцевых каналах с внутренней спирально-навитой трубой (рис. 3.1.3.16) рассчитывается [11]:

- при $S/d_{цп} = 3 \div 5$ по формуле:

$$\xi = 0{,}316\left[1+10\left(\frac{S}{d_{цп}}\right)^{-2}\right]\theta^{-0{,}46}Re^{-0{,}25}; \qquad (3.1.3.92)$$

- при $S/d_{цп} > 5$ по формуле:

$$\xi = 1{,}316\left[1-12{,}6\left(\frac{S}{d_{цп}}\right)^{-2{,}1}\right]\theta^{-0{,}46}\,Re^{-0{,}25}, \qquad (3.1.3.93)$$

где $\theta = \dfrac{d_н}{d_{цп}}$;

$d_н$ – наружный диаметр исходной гладкой трубы, м.

Пределы применимости формулы: $Re = Re_{кр} \div 5\cdot10^4$;

$Re_{кр} = 2000(S/d_{сн})^{-0{,}30}$; $d_{сн} = d_{цп} - d_н$; $\theta = 0{,}5 \div 0{,}95$.

Погрешность δ расчета ξ составляет $\pm 15\%$.

Коэффициент гидравлического сопротивления трения при турбулентном течении в кольцевых каналах с внутренней локально спирально-навитой трубой (рис. 3.1.3.16) рассчитывается по формуле [11]:

$$\xi = \xi_0[1-0{,}065(L/S)^{1,2}], \qquad (3.1.3.94)$$

где ξ_0 – рассчитывается по формулам (3.1.3.92), (3.1.3.93).

Пределы применимости формулы: $S/d_{цп} = 1{,}2 \div 1{,}6$; $L/S = 2 \div 5$.

Погрешность δ расчета ξ составляет $\pm 15\%$.

3.1.3.6.3. Турбулентное течение в пучках труб с интенсификаторами теплосъема

Коэффициент гидравлического сопротивления при турбулентном продольном течении среды в межтрубном пространстве шахматных пучков труб с поперечными кольцевыми гофрами (рис. 3.1.3.14) рассчитывается [11]:

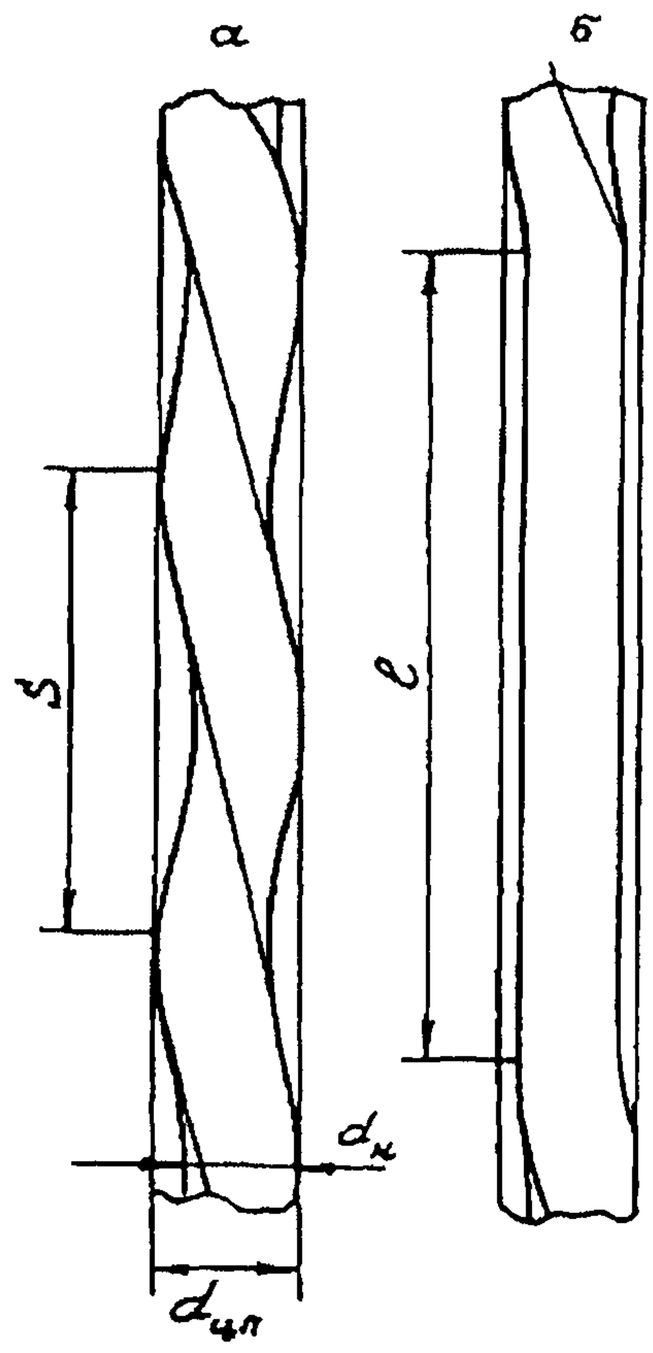


Рис. 3.1.3.16. Кольцевой канал с внутренней спирально-навитой трубой:
а – кольцевой канал с внутренней спирально-навитой трубой;
б – кольцевой канал с внутренней локально-спирально-навитой трубой

- при $Re < 3{,}1\cdot10^3$ по формуле:

$$\xi/\xi_{гл} = 1; \qquad (3.1.3.95)$$

- при $Re = 3{,}1\cdot10^3 \div 2\cdot10^4$ по формуле:

$$\xi/\xi_{гл} = 1+\left\{7{,}55\frac{h}{d_г}(\lg Re-3{,}5)-0{,}035\sin\left[\left(1-22{,}44\frac{h}{d_г}\right)\pi\right]\right\}\left(1{,}40-0{,}488\frac{t}{d_г}\right); \qquad (3.1.3.96)$$

- при $Re = 2\cdot10^4 \div 10^5$ по формуле:

$$\xi/\xi_{гл} = 1+\left\{3{,}21\frac{h}{d_г}(\lg Re-2{,}27)+0{,}09(\lg Re-4{,}3)\sin\left[\left(1-22{,}44\frac{h}{d_г}\right)\pi\right]\right\}\times \qquad (3.1.3.97)$$
$$\times\left(1{,}40-0{,}488\frac{t}{d_г}\right),$$

где $\xi_{гл}/\xi_{тр} = 0{,}57+0{,}18\left(\frac{S}{D_н}-1\right)+0{,}53\left\{1-\exp\left[-0{,}58-9{,}2\left(\frac{S}{D_н}-1\right)\right]\right\}$;

$\xi_{тр}=\frac{0{,}3164}{Re^{0{,}25}}$ – коэффициент гидравлического сопротивления трения в гладкой трубе исходного диаметра.

Пределы применимости формул: $S/D_н = 1{,}02 \div 10$.

Погрешность δ расчета ξ составляет ±15%.

Коэффициент гидравлического сопротивления при продольном стабилизированном течении однофазной среды в межтрубном пространстве теплообменников из витых труб (рис. 3.1.3.15) рассчитывается [11]:

- при $Fr_м > 100$ по формуле:

$$\xi = 0{,}3164\,Re^{-0{,}25}\left(1 + 3{,}6\,Fr_м^{-0{,}357}\right); \qquad (3.1.3.98)$$

- при $Fr_м < 100$ по формуле:

$$\xi = 0{,}3164\,Re^{-0{,}25}\left(1 + 3{,}1\cdot 10^{6}\,Fr_м^{-3{,}38}\right), \qquad (3.1.3.99)$$

где $Fr_м$ – модифицированное число Фруда, характеризующее соотношение между инерционными и центробежными силами, $Fr_м = \dfrac{S^2}{d_{ов} d_г}$ – для пучка витых труб;

Re – рассчитывается по среднемассовой температуре потока в рассматриваемом сечении;

S – шаг закрутки витых труб, м.

Пределы применимости формул: $Re = 3\cdot 10^3 \div 5\cdot 10^4$; $S/d_{ов} = 6 \div 12$; $t_{ст}/t_ж = 11{,}42$; $d_{ов}/\Delta = 1{,}7$.

Погрешность δ расчета ξ составляет ±15%.

3.1.3.6.4. Поперечное обтекание турбулентным потоком пучков труб с интенсификаторами теплосъема

Гидравлическое сопротивление пучков поперечно омываемых витых труб (рис. 3.1.3.15) рассчитывается [11]:

- при $Re = 10^3 \div 4{,}7\cdot 10^3$; $S/d_{ов} = 12{,}2$ по формуле:

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho w^2 Z} = 1{,}90; \qquad (3.1.3.100)$$

- при $Re = 4{,}7\cdot 10^3 \div 3\cdot 10^4$; $S/d_{ов} = 12{,}2$ по формуле:

$$Eu = 8{,}0 Re^{-0{,}17}; \qquad (3.1.3.101)$$

- при $Re = 10^3 \div 3{,}7\cdot 10^3$; $S/d_{ов} = 6{,}1$ по формуле:

$$Eu = 2{,}0; \qquad (3.1.3.102)$$

- при $Re = 3{,}7\cdot 10^3 \div 3\cdot 10^4$; $S/d_{ов} = 6{,}1$ по формуле:

$$Eu = 5{,}78 Re^{-0{,}13}, \qquad (3.1.3.103)$$

где Z – число рядов в пучке витых труб;

$$Re = \frac{w d_p}{\nu}; \qquad d_p = 4\frac{\psi\ V_{тр} L'}{1 - \psi F_{тр} S},$$

ψ – пористость пучка витых труб по теплоносителю (отношение объёма пространства между трубами к полному объёму);

$V_{тр}$ – объем витой трубы, м^3;

F – поверхность витой трубы, м^2;

L' – половина периметра витой трубы;
S – шаг закрутки витой трубы;
$w = \frac{w_0}{\psi}$ – определяющая скорость, м/с;
w_0 – скорость набегающего потока, м/с.
Пределы применимости формул, кроме указанных выше:
$t_{ст}/t_{ж} = 1{,}1 \div 1{,}5$.
Погрешность δ расчета ΔP составляет ±25%.

Коэффициент гидравлического сопротивления при поперечном обтекании шахматных пучков плоско-овальных спирально-оребренных труб (рис. 3.1.3.17) рассчитывается по формуле [22]:

$$\xi = 20{,}8\mathrm{Re}^{-0{,}42}(\delta_1/\delta_2)^{-0{,}65} Z, \qquad (3.1.3.104)$$

где $Re = \frac{w d_т}{\nu}$; $d_т = \frac{4fL}{F_п}$;

Z – число рядов в пучке;
f – площадь сжатого сечения (задаётся), м^2;
L – глубина пучка (задаётся), м;
$F_п$ – площадь теплоотдающей поверхности пучка, м^2;
w – скорость в сжатом сечении пучка, м/с;
$\delta_1 = \frac{S_1}{d_1}$;
S_1 – поперечный шаг пучка, м (рис. 3.1.3.11);
$\delta_2 = \frac{S_2}{d_2}$;
S_2 – продольный шаг пучка, м, (рис. 3.1.3.11);
d_1, d_2 – параметры плоско-овальной трубы (рис. 3.1.3.17).
Пределы применимости формулы: $Re = 4 \cdot 10^2 \div 4 \cdot 10^3$; $\delta_1/\delta_2 = 1{,}5 \div 2{,}5$;
$S_р = 2{,}0$ мм; $h_р = 2{,}9$ мм; $d_1 d_2 = 5{,}5 \times 13{,}5$ мм.
Погрешность δ расчета ξ составляет ±10%.

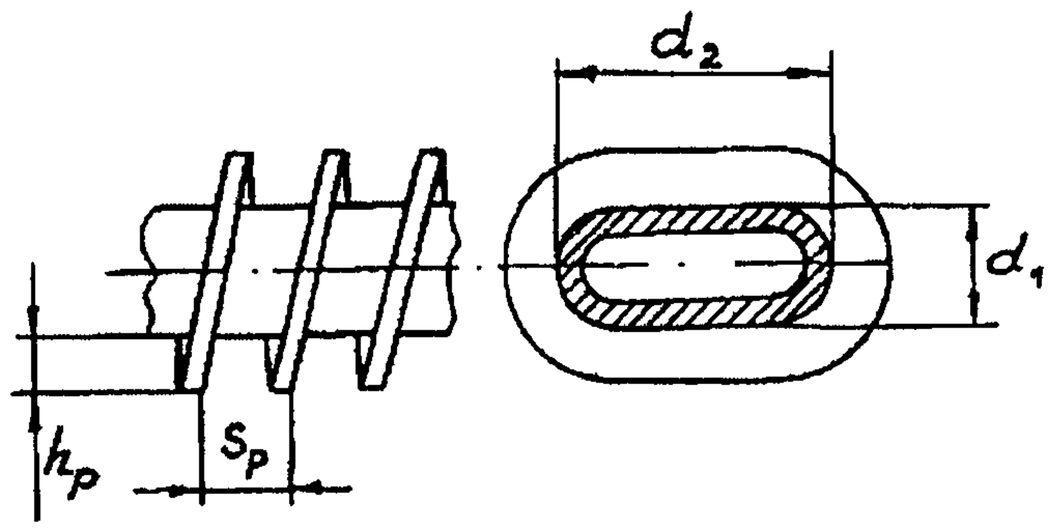


Рис. 3.1.3.17. Геометрические характеристики плоско-овальных спирально-оребренных труб

Список литературы к разделу 3.1.3

1. Субботин В.И., Ибрагимов М.Х., Ушаков П.А., Бобков В.П., Жуков А.В., Юрьев Ю.С. Гидродинамика и теплообмен в атомных энергетических установках. М.: Атомиздат, 1975.
2. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Изд. 2. М.: Машиностроєние, 1975, 559 с.
3. Ушаков П.А., Левченко Ю.Д. Новая формула турбулентного профиля скорости для потока жидкости в круглых трубах. - Препринт ФЭИ-561, Обнинск, 1975.
4. Бобков В.П., Ибрагимов М.Х., Сабелев Г.И. Обобщение экспериментальных данных по интенсивности пульсаций скорости при турбулентном течении жидкости в каналах различной формы. - Известия АН СССР, МЖГ, 1968, № 2, с. 20-25.
5. Ушаков П.А., Субботин В.И. Приближенные расчеты гидравлических характеристик потока жидкости в кольцевых каналах. - Теплофизика высоких температур, 1972, т. 10, № 5, с. 1025 - 1030.
6. Кириллов П.Л, Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). М.: Энергоатомиздат, 1984, 1990.
7. Brighton J.A. Jones J.B. Fully Developed Turbulent Flow in Annuli. - Trans. ASME, ser. D., 1964, v. 86, n.4, p.842-847.
8. Ушаков П.А. Влияние эксцентриситета на гидродинамические характеристики кольцевых каналов.- Теплофизика высоких температур, 1976, т.14, №1, с.106-111.
9. Жуков А.В., Сорокин А.П., Титов П.А., Ушаков П.А. Гидравлическое сопротивление ТВС быстрых реакторов. Препринт ФЭИ-1707, Обнинск, 1985.
10. Ушаков П.А. Расчет гидродинамических характеристик при продольном обтекании жидкостью правильных решеток стержневых твэлов. Теплофизика высоких температур, 1974, т.12, № 1, с.103-110.
11. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС. РД.24.035.05-89. Л.:НПО ЦКТИ, 1991.
12. Трубаков Ю.П., Габрианович Б.Н., Левченко Ю.Д. Исследование турбулентного потока жидкости на входном участке круглой трубы. - Известия АН БССР, сер. Физико-энергетических наук, 1976, № 2.

13. Трубаков Ю.П. Экспериментальное исследование турбулентного потока на входных участках круглых труб. Кандидатская диссертация, ФЭИ, 1978.

14. Бибиков Л.Н., Левченко Ю.Д., Субботин В.И., Ушаков П.А. Профили скорости жидкости на входном участке плотно упакованного пучка стержней. Атомная энергия, 1973, т.35, вып.1, с.19 - 24.

15. Webb R.L., Eckert E.R.G., Goldstein R.J. Heat Transfer and Friction in Tubes with Repeated - Rib Roughness.- Int. J.Heat and Mass Transfer, 1971, v. 14, N. 4, p. 601 - 618.

16. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982.

17. Жукаускас А.А., Жюгжда И. Теплоотдача цилиндра в поперечном потоке жидкости. Вильнюс: Мокслас, 1979.

18. Дыбан Е.П., Эпик Э.Я., Козлова Л.Г. Совместное влияние степени, продольного масштаба турбулентности и ускоренности воздушного потока на теплообмен круглого цилиндра. Теплообмен-1974. Советские исследования. М.: Наука, 1975, с. 21-25.

19. Акылбаев Ж.С., Исатаев С.И., Тарасов С.Б. Структура течения в следе за цилиндром в канале. В сб.: Вопросы общей и прикладной физики. Алма-Ата. 1969.

20. Юдин В.Ф. Теплообмен поперечно-оребренных труб. Л.: Машиностроение, 1982.

21. Жукаускас А.А., Макарявичус В.В., Шланчаускас А. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости. Вильнюс: Минтис, 1968.

22. Локшин В.А., Фомина В.Н. Обобщение материалов по экспериментальному исследованию сопротивления ребристых пучков труб. - Теплоэнергетика, 1978, № 6.

23. Дрейцер Г.А. Компактные теплообменные аппараты. М.: МАИ, 1986.

3.1.4. ДВУХФАЗНЫЕ ТЕЧЕНИЯ

Под двухфазными течениями понимается совместное течение жидкости и пара (газа). Формы движения двухфазных потоков значительно многообразнее и их законы существенно сложнее, чем для однофазных сред. Во-первых, это связано с наличием второй фазы, а во-вторых, с тем, что силовые и тепловые взаимодействия возникают не только на границах потока с твердой стенкой, но также и на поверхности раздела фаз внутри потока. В-третьих, сжимаемость пара или газа значительно больше, чем сжимаемость жидкости. Двухфазный поток характеризуется большим количеством параметров, чем однофазный поток.

Двухфазные потоки являются гомогенными, если фазы распределены равномерно по объему. В противном случае поток является гетерогенным.

Двухфазные потоки являются адиабатными, если отсутствует теплообмен между потоком, поверхностью канала и между фазами. Если фазы имеют одинаковую температуру, поток является термодинамически равновесным. Режим кипения жидкости, недогретой до температуры насыщения, и режим закризисного теплообмена являются примерами термодинамически неравновесных потоков.

В условиях работы каналов активной зоны реактора и парогенераторов при значениях относительной энтальпии, близких к нулю или единице, двухфазный поток при подводе тепла может быть термодинамически неравновесным. Пар может присутствовать в жидкости, которая в среднем не догрета до температуры насыщения. В закризисной зоне пар может быть перегрет, несмотря на присутствие влаги. Эти обстоятельства усложняют точные расчеты таких режимов.

3.1.4.1. РЕЖИМЫ ТЕЧЕНИЯ ДВУХФАЗНОГО ПОТОКА В КАНАЛАХ

В парогенерирующих установках поток теплоносителя претерпевает изменения в процессе превращения его из жидкого состояния в пар. В вертикально расположенном канале наблюдаемые режимы течения можно условно разделить на пять зон, каждая из которых достаточно четко отличается от других, как по внешним признакам, так и по физическим законам описания течения в этих зонах.

Первая зона – зона течения недогретой до температуры насыщения воды, в которой течение описывается зависимостями для однофазного потока.

Вторая зона – зона перехода от начала поверхностного кипения до начала дисперсно-кольцевого режима течения. В этой области на гидродинамику потока существенное влияние оказывает количество паровой фазы. Зона охватывает пузырьковый, снарядный, эмульсионный (пенный, полукольцевой) режимы течения двухфазного потока.

Третья зона – зона дисперсно-кольцевого режима течения, в которой закон сопротивления, кроме того, определяется взаимодействием парового ядра потока с пристенной пленкой жидкости.

Четвертая зона – зона дисперсного режима течения до массового паросодержания $X \geq 1$. В этой зоне поток пара испытывает влияние мелкодисперсных капель воды.

Пятая зона – зона течения перегретого пара, в которой поток можно считать однофазным.

Граница начала интенсивного роста истинного паросодержания в трубах рассчитывается по формуле [1].

Относительная энтальпия, при которой начинается интенсивный рост истинного паросодержания в трубах рассчитывается по формуле [1]:

$$X_{\varphi} = -17\frac{q}{\rho w r}Re^{0,2}, \qquad (3.1.4.1)$$

где $Re = \frac{\rho w d}{\mu'}$;

q – тепловой поток, Вт/м^2;

ρw – массовая скорость, кг/м^2·с;

r – теплота парообразования, Дж/кг;

d – диаметр трубы, м;

μ' – вязкость воды, Па·с.

Формула проверена в диапазоне параметров: $P = 3 \div 15$ МПа;

$q = 0,4 \div 2,5$ МВт/м^2; $\rho w = 400 \div 3000$ кг/м^2·с; $d = 12$ мм.

Погрешность расчета X_{φ} составляет ±20%.

Граница начала дисперсно-кольцевого режима течения двухфазного потока в трубах рассчитывается по формуле [2,3]:

$$X_{\text{ндк}} = +a_2 - \left[\frac{8}{a_1 \cdot 10^{-3}}\right]^{1/a_9} + a_{10}, \qquad (3.1.4.2)$$

где
$$a_1 = 10^3\left[0,7 + 2,1(0,1P - 1,05)^2\right]\left(\rho w \cdot 10^{-2}\right)^{0,179P} \times \left\{1 + 200q\left[(0,1P - 0,4)^2 - (0,1P - 0,4)^3\right]\right\}^{0,33}; \qquad (3.1.4.3)$$

$$a_2 = \left[0,47 - (1 - 0,1P)^2 + \frac{1}{1 + (0,1P)^4}\right]\left(\frac{500}{\rho w}\right)^{0,0771P} - \left[(1,5 \cdot 10^{-3} q)(1,4 - 0,1P)\right]^{0,33}; \qquad (3.1.4.4)$$

$$a_9 = 4,3(1 - 0,44P); \qquad (3.1.4.5)$$

$a_{10} = 0,200 - 10,88 d_{\text{вн}} - 3,5 \cdot 10^{-5}\ \rho w$;

при $d_{\text{вн}} \geq 17 \cdot 10^{-3}$ м $a_{10} = 0$;

P – давление, МПа;

q – плотность теплового потока, МВт/м^2;

ρw – массовая скорость, кг/(м^2·с).

Пределы применимости формулы (1.4.2):

$P = 6,9 \div 14$ МПа; $\rho w = 500 \div 1000$ кг/(м^2·с).

Погрешность δ расчета $X_{ндк}$ составляет ±10%.

Граница начала дисперсного режима течения в трубах рассчитывается по формуле [2, 3]:

$$X_{нд} = a_2 - \left(\frac{0{,}1}{a_1 \cdot 10^{-3}}\right)^{1/a_9}, \qquad (3.1.4.6)$$

где a_1 рассчитывается по формуле (3.1.4.3);

a_2 рассчитывается по формуле (3.1.4.4);

a_9 рассчитывается по формуле (3.1.4.5).

Пределы применимости формулы: $q = 0$; $P = 6{,}9 \div 14$ МПа;

$\rho w = 500 \div 1000$ кг/(м^2·с).

Погрешность δ расчета $X_{нд}$ составляет ±10%.

3.1.4.2. ИСТИННОЕ ОБЪЕМНОЕ ПАРОСОДЕРЖАНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ ДВУХФАЗНЫХ ПОТОКОВ

3.1.4.2.1. Истинное объемное паросодержание при течении двухфазного потока в трубе

Истинное объемное паросодержание при течении двухфазного потока в трубе рассчитывается по формуле [4]:

$$\varphi = \frac{1}{1 + s\,\frac{\rho''}{\rho'}\,\frac{1 - X}{X}}, \qquad (3.1.4.7)$$

где s – коэффициент скольжения фаз;

$s = w''/w'$.

Коэффициент скольжения фаз при течении двухфазного потока в необогреваемой трубе рассчитывается по формуле [4]:

$$s = 1 + \frac{13{,}5\left(1 - P/P_{кр}\right)}{(Fr)^{5/12}\, Re^{1/6}}; \qquad (3.1.4.8)$$

где Fr – критерий Фруда, $Fr = (\rho w)^2/g(\rho')^2 D$;

$$Re = \frac{(\rho w)D}{\mu'};$$

$$D = \begin{cases} d_{вн} & \text{при} \quad 7d_\sigma < d_{вн} < 22d_\sigma \\ 22d_\sigma & \text{при} \quad d_{вн} > 22d_\sigma \end{cases};$$

$d_\sigma = \sqrt{\sigma/g(\rho' - \rho'')}$;

ρw – массовая скорость, кг/м^2·с;

μ' – коэффициент динамической вязкости на линии насыщения;

ρ' – плотность воды на линии насыщения;

ρ'' – плотность сухого насыщенного пара.

Пределы применимости формулы: $P = 1 \div 22$ МПа;

$(\rho w) = 400 \div 3340$ кг/м^2·с.

Погрешность δ расчета s составляет ±10%.

В размерном виде формула (3.1.4.8) записывается в виде:

$$s = 1 + 2{,}54 d_{вн}^{0{,}25} \rho' \left(1 - P/P_{кр}\right) (\rho w)^{-1}, \qquad (3.1.4.9)$$

где $d_{вн}$ в [м]; ρw в [кг/м^2·с]; ρ' в [кг/м^3].

Для вертикально расположенных труб при $g(\rho' - \rho'') d_{вн}^2/\sigma < 50$ не замечено влияния массовой скорости и геометрических размеров на величину коэффициента скольжения фаз, поэтому s рассчитывается по формуле [4]:

$$s \cong (P/P_{кр})^{-0{,}38}. \qquad (3.1.4.10)$$

Пределы применимости формулы: $g(\rho' - \rho'') d_{вн}^2/\sigma < 50$;

$\rho w = 400 \div 3340$ кг/м^2·с; $P = 1 \div 22$ МПа.

Погрешность δ расчета s составляет ±10%.

Коэффициент скольжения фаз при течении двухфазного потока в наклонных необогреваемых трубах рассчитывается по формуле [4]:

$$s = s_0 k_\alpha = s_0 \left[1 + \left(1 - 5 \cdot 10^{-6}\, Re\right)\left(1 - \alpha/90^\circ\right)\right], \qquad (3.1.4.11)$$

где k_α – поправочный коэффициент на угол наклон трубы к горизонту, $k_\alpha = 1$ при $Re > 2 \cdot 10^5$;

s_0 – рассчитывается по формулам (3.1.3.8), (3.1.3.9);

$$Re = \frac{w d_{вн}}{\nu'};$$

ν' – коэффициент кинематической вязкости на линии насыщения.

При расчете истинного объемного паросодержания в вертикальной парогенерирующей трубе выделяются три области [5, 6]:

- область, в которой $X_{отн} \le X_{нп}$,

где $X_{отн}$ – относительная энтальпия потока (массовое балансовое паросодержание);

$X_{нп}$ – массовое паросодержание, соответствующее началу интенсивного парообразования, которое рассчитывается по формуле:

$$X_{нп} = X_{гк} + \Delta X_{отн}, \qquad (3.1.4.12)$$

где $$\Delta X_{отн} = 4{,}05 \cdot 10^7 \left(\frac{q}{r\rho w}\right) Re_{нп}^{0{,}333} We_s^{0{,}50} \left(\frac{Pr_s}{Pr_{нп}}\right)^{2{,}1};$$

$X_{гк}$ – массовое паросодержание, соответствующее границе кипения,

$$X_{гк} = \frac{i_{гк} - i'}{r}; \qquad (3.1.4.13)$$

$i_{гк} = f(P, t_{гк})$ – определяется по таблицам термодинамических свойств;

$t_{гк}$ определяется путем решения системы уравнений:

$$\begin{cases} t_{гк} = t_s - \dfrac{q}{\alpha}; & (3.1.4.14) \\ \alpha = \dfrac{Nu_{гк} \lambda_{гк}}{d_{вн}}; & (3.1.4.15) \\ Nu_{гк} = 0{,}021\, Re_{гк}^{0{,}80} Pr_{гк}^{0{,}43} \left(\dfrac{Pr_{гк}}{Pr_s}\right)^{0{,}25}; & (3.1.4.16) \end{cases}$$

- область, в которой $X_{нп} \le X_{отн} \le X_р$ (область термически неравновесного двухфазного потока), где $X_р$ – равновесное массовое паросодержание:

$$X_р = 25{,}9 \cdot 10^4 \left(\frac{q}{r\rho w}\right)^{0{,}667} Re_s^{0{,}167} Pr_s^{-1{,}50} \left(\frac{\rho''}{\rho' - \rho''}\right)^{1{,}38\left(\frac{P}{P_{кр}}\right)^{0{,}285}}; \qquad (3.1.4.17)$$

- область, в которой $X_{отн} \ge X_р$ (область термически равновесного двухфазного потока).

Истинное объемное паросодержание рассчитывается:

- в области $X_{отн} \le X_{нп}$ по формуле:

$$\varphi = 0; \qquad (3.1.4.18)$$

- в области $X_{нп} \le X_{отн} \le X_р$ по формуле:

$$\varphi = \frac{1}{1 + S\dfrac{1 - X_{ист}}{X_{ист}}\dfrac{\rho''}{\rho'_ж}}, \qquad (3.1.4.19)$$

где $X_{ист}$ – истинное паросодержание:

$$X_{ист} = X_р \left(1 - \frac{X_р - X_{отн}}{X_р - X_{нп}}\right)^{1 - \frac{X_{нп}}{X_р}}; \qquad (3.1.4.20)$$

S – коэффициент скольжения фаз:

$$S = S_р exp\left(0{,}54 \frac{X_р - X_{отн}}{X_р - X_{нп}}\right); \qquad (3.1.4.21)$$

$S_р$ – коэффициент скольжения фаз в равновесной области двухфазного потока:

$$S_р = 1 + \frac{\left(0{,}15 + 0{,}85\beta^5\right)\left(1 - P/P_{кр}\right)}{Re_ж^{0{,}50}}; \qquad (3.1.4.22)$$

$$\beta = \frac{1}{1 + \dfrac{1 - X_{ист}}{X_{ист}}\dfrac{\rho''}{\rho_ж}}. \qquad (3.1.4.23)$$

Теплофизические параметры жидкости, входящие в формулу (3.1.4.23), принимаются по температуре, соответствующей теплосодержанию:

$$i_ж = \frac{\left(i_{бал} - X_{ист} i''\right)}{\left(1 - X_{ист}\right)}; \qquad (3.1.4.24)$$

- в области $X_{отн} \ge X_р$ по формуле:

$$\varphi = \frac{1}{1 + S_р \dfrac{1 - X_{отн}}{X_{отн}}\dfrac{\rho''}{\rho'}}, \qquad (3.1.4.25)$$

где $S_р$ рассчитывается по формуле (3.1.4.22);

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{1 - X_{\text{отн}}}{X_{\text{отн}}} \frac{\rho''}{\rho'}};$$

$$Re_{\text{ж}} = \frac{(\rho w) d_{\text{вн}}}{\mu'}.$$

Пределы применимости расчетной методики:

P = 3,0 ÷ 19,5 МПа; ρw = 500 ÷ 3000 кг/м^2·с; q = 0,25 ÷ 3,00 МВт/м^2;

$d_{\text{вн}}$ = 12÷22 мм; обогрев равномерный и косинусоидальный по длине трубы.

Погрешность δ расчета φ составляет ±10%.

В формулах этого раздела:

P – давление, МПа;

t – температура,°С;

i – теплосодержание, Дж/кг;

r – теплота парообразования, Дж/кг;

ρ – плотность, кг/м^3;

λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубы, м;

ρw – массовая скорость, кг/(м^2·с);

q – плотность теплового потока, МВт/м^2;

$Re = \frac{(\rho w) d_{\text{вн}}}{\mu}$ – критерий Рейнольдса;

$Pr = \frac{\nu}{a}$ – критерий Прандтля;

$Nu = \frac{\alpha d_{\text{вн}}}{\lambda}$ – критерий Нуссельта;

$We = \frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'') d_{\text{вн}}^2}$ – критерий Вебера;

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м^2·К;

$X_{\text{отн}}$ – относительное теплосодержание потока;

β – объемное расходное паросодержание;

S – коэффициент скольжения фаз.

Индексы:

′ – относится к воде на линии насыщения;

″ – относится к пару на линии насыщения;

s – на линии насыщения;

бал – рассчитано по тепловому балансу;

ГК – граница кипения;

Нп – начало интенсивного парообразования;

Р – равновесное;

Кр – критическое значение;

Ж – жидкость.

3.1.4.2.2. Истинное объемное паросодержание при течении двухфазного потока в стержневых сборках

Истинное объемное паросодержание при течении двухфазного потока в необогреваемых стержневых сборках рассчитывается по формуле [4]:

$$\varphi = \frac{1}{1 + s\frac{\rho''}{\rho'}\frac{1-X}{X}}, \qquad (3.1.4.26)$$

где s – коэффициент скольжения фаз в стержневых сборках,

$$s = 1 + \frac{2{,}27(\rho')^{0{,}70}\left(1 - P/P_{кр}\right)^2}{(\rho w)^{0{,}70}}; \qquad (3.1.4.27)$$

ρw в [кг/м^2·с].

Пределы применимости формулы (3.1.4.27): $P = 2 \div 10$ МПа;

$n = 3 \div 19$ (n – число стержней); $\rho w = 100 \div 1000$ кг/м^2·с;

$d_г = 6{,}7 \div 17{,}7$ мм.

Погрешность δ расчета φ составляет ±10 %.

Истинное объемное паросодержание при течении двухфазного потока в обогреваемых стержневых сборках рассчитывается по формуле [4]:

$$\varphi = \varphi_o\left(1 - \frac{X}{X_o}\right)^{1{,}35}, \qquad (3.1.4.28)$$

где

$$X_o = -0{,}163\, Re_п^{0{,}70} Re_o^{-0{,}30}\left(\frac{P}{P_{кр}}\right)^{0{,}15}; \qquad (3.1.4.29)$$

$$\varphi_o = 0{,}602\, Re_п^{0{,}70} Re_o^{-0{,}15}\left(\frac{P}{P_{кр}}\right)^{-0{,}255}; \qquad (3.1.4.30)$$

$$Re_o = \frac{(\rho w)\sqrt{\sigma/g(\rho' - \rho'')}}{\mu};$$

$$Re_п = \frac{q\sqrt{\sigma/g(\rho' - \rho'')}}{r\,\mu'}.$$

В формулах (3.1.4.28) ÷ (3.1.4.30):

q в [Вт/м^2]; r в [Дж/кг];

σ в [Н/м]; ρw в [кг/м^2·с]; ρ' и ρ'' в [кг/м^3]; g в [м/с^2];

μ' в [кг/м·с].

Пределы применимости формулы (3.1.4.28): $P = 2 \div 10$ МПа;

$n = 3 \div 19$ шт; $\rho w = 100 \div 1000$ кг/м^2·с; $d_г = 6{,}7 \div 17{,}7$ мм.

Погрешность расчета φ составляет ±10%.

Пределы применимости формул (3.1.4.29) и (3.1.4.30):

$\rho w = 200 \div 1000$ кг/м^2·с; $q = (0{,}6 \div 1{,}8)\cdot 10^6$ Вт/м^2.

3.1.4.2.3. Модель потока дрейфа

В большинстве современных теплогидравлических расчетных кодов истинное объемное паросодержание при течении двухфазного потока в каналах рассчитывается с использованием модели потока дрейфа, согласно которой:

$$\varphi = \frac{j''}{C_0\left[j' + j''\right] + \tilde{V}}, \qquad (3.1.4.31)$$

где j' и j'' – приведенные скорости жидкой и паровой фаз;

C_0 – параметр распределения;

$\tilde{V}$ – скорость дрейфа.

Для эмпирических параметров C_0 и $\tilde{V}$ модели потока дрейфа существует множество рекомендаций, из которых наибольший диапазон применимости для пароводяного потока имеют рекомендации *Chexal-Lellouche* [7]. Поскольку эти рекомендации чаще всего используются в теплогидравлических расчетных кодах, именно они и приводятся ниже.

3.1.4.2.3.1. Параметр распределения

Для двухфазной смеси, текущей в трубе, наклоненной под произвольным углом θ, отсчитываемым от вертикали, параметр распределения C_0 задается соотношением:

$$C_o = F\,C_{ов} + (1-F)\,C_{ог}, \qquad (3.1.4.32)$$

где $C_{ов}$ и $C_{ог}$ – параметры распределения для вертикального и горизонтального потока, а F – параметр ориентации потока.

Для $Re'' > 0$:

$$F = (90^\circ - \theta)/90^\circ \quad \text{для} \quad 0^\circ \le \theta \le 90^\circ. \qquad (3.1.4.33а)$$

Для $Re'' < 0$:

$$F = \begin{cases} 1 & \text{для} \quad (\theta \le 80^\circ) \\ (90^\circ - \theta)/10^\circ & \text{для} \quad (80^\circ < \theta < 90^\circ), \end{cases} \qquad (3.1.4.33б)$$

где $Re'' = (\rho w)xd_г/\mu''$ – число Рейнольдса для пара.

3.1.4.2.3.1.1. Вертикальный поток

Для вертикальной трубы ($\theta = 0^\circ$) приведенные скорости j' и j'' считаются положительными для подъемного течения обеих фаз и отрицательными – для опускного.

Для противоточного течения скорость пара всегда положительна (направлена вверх), а скорость жидкости всегда отрицательна (направлена вниз):

для $Re'' \ge 0$

$$C_{ов} = \frac{L}{[K_o + (1 - K_o)\varphi^r]}; \qquad (3.1.4.34а)$$

для $Re'' < 0$

$$C_{ов} = max\begin{cases} \dfrac{L}{[K_o + (1 - K_o)\varphi^r]} \\ \dfrac{\tilde{V}^o (1 - \varphi)^{0,2}}{(|j'| + |j''|)} \end{cases}, \qquad (3.1.4.34б)$$

где $$\tilde{V}^o = 1{,}41\left[\frac{(\rho' - \rho'')\sigma g}{(\rho')^2}\right]^{0,25} C_2 C_3 C_4; \qquad (3.1.4.35)$$

$$L = \frac{1 - exp(-C_1\varphi)}{1 - exp(-C_1)}, \qquad (3.1.4.36)$$

где $$C_1 = \frac{4P_{кр}^2}{[P(P_{кр} - P)]}. \qquad (3.1.4.37)$$

Параметры C_2, C_3 и C_4 будут определены ниже.

Другие переменные в корреляции для параметра распределения имеют вид:

$$K_o = B_1 + (1 - B_1)\left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{1/4}; \qquad (3.1.4.38)$$

$$r = \frac{(1 + 1{,}57\rho''/\rho')}{(1 - B_1)}; \qquad (3.1.4.39)$$

$$B_1 = min\,(0{,}8;\, A_1); \qquad (3.1.4.40)$$

$$A_1 = \frac{1}{[1 + exp(-Re/60000)]}; \qquad (3.1.4.41)$$

$$Re = \begin{cases} Re'' & \text{если } Re'' > Re' \text{ или } Re'' < 0 \\ Re' & \text{если } Re'' \le Re' \end{cases}, \qquad (3.1.4.42)$$

где $Re' = \dfrac{\rho w(1 - x)d_г}{\mu'}$ – локальное число Рейнольдса для жидкости, (3.1.4.43)

а $Re'' = \dfrac{\rho w x d_г}{\mu''}$ – локальное число Рейнольдса для пара. (3.1.4.44)

Знаки у чисел Рейнольдса совпадают со знаками приведенных скоростей фаз.

3.1.4.2.3.1.2. Горизонтальный поток со спутным течением фаз

Для горизонтального потока ($\theta = 90^o$) со спутным течением фаз приведенные скорости фаз считаются всегда положительными. Параметр распределения для такого потока задается соотношением:

$$C_{ог} = \left[1 + \varphi^{0,05}(1 - \varphi)^2\right] C_{ов}, \qquad (3.1.4.45)$$

где $C_{ов}$ находится по формуле (3.1.4.34а).

Все другие параметры находятся по формулам для вертикального потока с использованием положительных значений приведенных скоростей фаз.

Следует подчеркнуть, что поскольку параметр распределения в рекомендациях *Chexal-Lellouche* является функцией паросодержания, расчет истинного объемного паросодержания по модели потока дрейфа следует проводить итерационным способом.

3.1.4.2.3.2. Скорость дрейфа

Скорость дрейфа $\tilde{V}$ для спутного подъемного течения фаз в трубе с произвольным углом наклона рассчитывается по формуле:

$$\tilde{V} = F\,\tilde{V}_{в}+(1-F)\tilde{V}_{г}\,, \qquad (3.1.4.46)$$

где $\tilde{V}_{в}$ и $\tilde{V}_{г}$ – скорости дрейфа для вертикального и горизонтального потока, а F – параметр ориентации потока, определяемый соотношениями (1.4.33а) и (1.4.33б).

Для спутного опускного течения скорость дрейфа определяется соотношением:

$$\tilde{V} = F\,\tilde{V}_{в}+(F-1)\tilde{V}_{г}\,. \qquad (3.1.4.47)$$

3.1.4.2.3.2.1. Вертикальный поток

Скорость дрейфа для вертикального потока находится по формуле:

$$\tilde{V}_{в} = \tilde{V}^{0}C_{9}\,, \qquad (3.1.4.48)$$

где $\tilde{V}^{0}$ определяется соотношением (3.1.4.35);

$$C_{9} = (1-\varphi)^{B_1} \quad \text{для } Re'' > 0; \qquad (3.1.4.49)$$

$$C_{9} = (1-\varphi)^{0,5} \text{ для } Re'' < 0. \qquad (3.1.4.50)$$

Другие параметры определены следующим образом:

$$\text{для } \left(\frac{\rho'}{\rho''}\right) \le 18 \quad C_2 = 0{,}4757\left[ln\left(\frac{\rho'}{\rho''}\right)\right]^{0\,7}; \qquad (3.1.4.51)$$

$$\text{для } \left(\frac{\rho'}{\rho''}\right) > 18 \quad C_2 = \begin{cases} 1 & \text{если } C_5 \ge 1 \\ \dfrac{1}{\left\{1-exp\left[\dfrac{-C_5}{(1-C_5)}\right]\right\}} & \text{если } C_5 < 1, \end{cases} \qquad (3.1.4.52)$$

$$\text{где} \quad C_5 = \sqrt{\frac{150}{\left(\frac{\rho'}{\rho''}\right)}}\,; \qquad (3.1.4.53)$$

$$C_4 = \begin{cases} 1 & \text{если } C_7 \geq 1 \\ \dfrac{1}{1 - exp(-C_8)} & \text{если } C_7 \leq 1; \end{cases} \qquad (3.1.4.54)$$

$$C_7 = (d_2/d_г)^{0,6}; \qquad (3.1.4.55)$$

$$C_8 = \frac{C_7}{1 - C_7}; \qquad (3.1.4.56)$$

$d_2 = 0{,}09144$ м. (3.1.4.57)

Параметр C_3 определяется с учетом направления течения потоков пара и жидкости.

Для спутного подъемного течения фаз:

$$C_3 = max\begin{cases} 0{,}5 \\ 2\,exp\left(-\left|Re'\right|/300000\right) \end{cases}. \qquad (3.1.4.58)$$

Для спутного опускного течения фаз, противотока (опускное течение воды и подъемное течение пара) и режима захлебывания параметр C_3 задается единым соотношением:

$$C_3 = 2\left(\frac{C_{10}}{2}\right)^{B_2}, \qquad (3.1.4.59)$$

где

$$C_{10} = 2\,exp\left\{\frac{\left|Re'\right|}{350000}\right\}^{0,4} - 1{,}75\left\{\left|Re'\right|\right\}^{0,03} exp\left\{\frac{-\left|Re'\right|}{50000}\left(\frac{d_1}{d_г}\right)^2\right\} + \left(\frac{d_1}{d_г}\right)^{0,25}\left|Re'\right|^{0,001}; \qquad (3.1.4.60)$$

$$B_2 = \left[\frac{1}{[1 + 0{,}05(\left|Re'\right|/350000)]}\right]^{0,4} \text{ и} \qquad (3.1.4.61)$$

$d_1 = 0{,}0381$ м.

Для ясности, общее выражение для C_{10} разбивается на три члена, которые в сумме и дают C_{10}:

$$C_{10}(\text{член 1}) = 2\,exp\left\{\frac{\left|Re'\right| + Y}{350000}\right\}^{0,4}; \qquad (3.1.4.62)$$

$$C_{10}(\text{член 2}) = -1{,}7\left\{\left|Re'\right|\right\}^{0,035} exp\left\{\frac{-\left|Re'\right|}{35000J'_* + 25000}\left(\frac{d_1}{d_г}\right)^2\right\}; \qquad (3.1.4.63)$$

$$C_{10}(\text{член 3}) = \left[0{,}26J'_* + 0{,}85(1{,}0 - J'_*)\right]\left(\frac{d_1}{d_г}\right)^{0,1}\left|Re'\right|^{0,001}, \qquad (3.1.4.64)$$

где

$$Y = \begin{cases} 8{,}0^{(0{,}5d_1/d_г)}\,Re''\,J'_*\,exp\left\{\dfrac{-10}{\left|Re'\right|}\right\} & \text{для противотока} \\ 0 & \text{для спутного опускного течения} \end{cases} \qquad (3.1.4.65)$$

и

$$J'_* = \begin{cases} \left(1 - \dfrac{j'}{j'_*}\right)^z & \text{для противотока} \\ 0 & \text{для спутного опускного течения.} \end{cases} \qquad (3.1.4.66)$$

Здесь j'_* – приведенная скорость жидкости в режиме захлебывания и

$$Z = \begin{cases} 0{,}8 & \text{для} \quad \dfrac{j'}{j'_*} < 0{,}3 \\ 0{,}8 - \left(\dfrac{j'}{j'_*} - 0{,}3\right) & \text{для} \quad \dfrac{j'}{j'_*} \geq 0{,}3. \end{cases} \qquad (3.1.4.67)$$

3.1.4.2.3.2.2. Противоточное движение

$$C_3 = \begin{cases} 0.6 X_T S + C_{3N}(1{,}0 - X_T) & \text{для } 0{,}3048 \text{ м} > d_г > d_1 \\ \left[0{,}6 - 0{,}27\left(\dfrac{d_г - 0{,}3048}{0{,}3048}\right)\right] \times S & \text{для } 0{,}9144 \text{ м} > d_г \geq 0{,}3048 \text{ м} \\ 0{,}06S & \text{для } d_г \geq 0{,}9144 \text{ м} \end{cases}, \qquad (3.1.4.68)$$

где

$C_{3N} =$ C_3 по формуле (3.1.4.59);

$S = J'_* + (1{,}0 - J'_*)\left(\dfrac{d_г}{d_1}\right)^{0.5}$ и

$X_т = (d_г - d_1)/(0{,}3048 - d_1)$.

3.1.4.2.3.2.3. Горизонтальный поток

Для горизонтального потока рассматривается только спутное течение фаз. Скорость дрейфа при этом оценивается по соотношению (3.1.4.48) с использованием положительных значений скоростей фаз.

Пределы применимости расчетной методики: по давлению – 0,7 ÷ 10,3 МПа, по массовой скорости – 173 ÷ 2050 кг/м^{2}сек, по массовому расходному паросодержанию – от 0 ÷ 0,38, по гидравлическому диаметру – 6,1 ÷ 49,3 мм.

Погрешности расчета φ составляют: Δ = 5.1% (расчет выше), σ = 22.74%.

3.1.4.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ ТЕЧЕНИИ ДВУХФАЗНЫХ ПОТОКОВ В КАНАЛАХ

Полное гидравлическое сопротивление при течении двухфазного потока в каналах складывается из гидравлического сопротивления трения, ме-

стных сопротивлений, потери давления от ускорения потока и нивелирного перепада давления и рассчитывается по формуле:

$$\Delta P = \sum \Delta P_{тр} + \sum \Delta P_{м} \pm \Delta P_{уск} \pm \Delta P_{нив}. \qquad (3.1.4.69)$$

3.1.4.3.1. Гидравлические сопротивления трения при течении двухфазного потока в трубах

Потери давления на трение при течении двухфазного потока в необогреваемых трубах с внутренним диаметром $d_{вн} \geq 17 \cdot 10^{-3}$ м рассчитываются по формуле [2]:

$$\Delta P_{тр} = (\Delta P_{тр} / \Delta P_{о}) \Delta P_{о}, \qquad (3.1.4.70)$$

$\Delta P_{тр}/\Delta P_{о})$ – определяется по таблицам 3.1.4.1 для заданных значений давления и массовой скорости;

$\Delta P_{о}$ – потери давления на трение при течении в трубах воды, нагретой до температуры насыщения, $\Delta P_{о}$ рассчитывается по формуле [2]:

$$\Delta P_{о} = \xi \Delta L (\rho w)^2 / \rho' 2 d_{вн}, \qquad (3.1.4.71)$$

где $\dfrac{1}{\sqrt{\xi}} = 1{,}821 \lg \dfrac{(\rho w) d_{вн}}{\rho' \nu'} - 1{,}64$.

Пределы применимости формулы (3.1.4.70): $d_{вн} \geq 17 \cdot 10^{3}$м;
$P = 6{,}86 \div 22$ МПа; $\rho w = 500 \div 3000$ кг/м^2·с; $X = 0 \div 1{,}0$.
Погрешность δ расчета $\Delta P_{тр}$ составляет ±25%.

Таблица 3.1.4.1(а)

Таблицы для определения относительных потерь давления на трение при подъемном течении пароводяного потока в трубах

$\rho w = 500$ кг/м^{2}с

P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_{0}}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_{0}}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_{0}}$
6,86	0,0	1,27	10,8	0,01	1,22	14,7	0,02	1,17
	0,09	3,8		0,12	2,29		0,12	1,31
	0,21	6,86		0,2	3,26		0,2	1,46
	0,3	9,54		0,3	4,28		0,3	1,51
	0,4	12,3		0,4	5,26		0,39	1,41
	0,49	14,9		0,5	6,18		0,47	1,22
	0,6	17,1		0,6	6,67		0,59	1,75
	0,7	18,8		0,7	6,81		0,68	2,53
	0,8	19,9		0,79	6,62		0,79	3,41
	0,89	19,5		0,89	7,4		0,88	4,28
	0,93	18,5		1,0	8,13		0,99	5,06

P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$
	0,95	17,4	11,8	0,01	1,27	15,7	0,55	1,17
	0,99	15,4		0,11	1,95		0,69	2,29
7,85	0,0	1,17		0,21	2,58		0,78	2,97
	0,12	3,75		0,4	3,94		0,89	3,8
	0,21	5,64		0,51	4,48		0,99	4,38
	0,29	7,59		0,6	4,48	16,7	0,57	1,22
	0,39	9,83		0,68	4,33		0,69	2,19
	0,5	12,0		0,79	5,06		0,79	2,73
	0,6	13,7		0,9	6,13		0,89	3,36
	0,69	15,2		0,99	7,01		0,99	3,84
	0,79	15,8	12,8	0,0	1,27	17,6	0,57	1,12
	0,9	15,0		0,11	1,75		0,7	1,95
	1,0	13,2		0,21	2,19		0,79	2,34
8,83	0,01	1,36		0,31	2,58		0,89	2,87
	0,12	3,11		0,4	2,92		0,99	3,31
	0,21	4,67		0,5	2,82	18,6	0,57	1,12
	0,3	6,28		0,59	2,53		0,7	1,85
	0,39	7,74		0,7	3,55		0,79	2,14
	0,5	9,34		0,78	4,28		0,89	2,53
	0,6	10,8		0,89	5,5		0,99	2,82
	0,7	11,9		0,99	6,42	19,6	0,57	1,17
	0,79	12,2	13,7	0,01	1,27		0,7	1,65
	0,89	11,4		0,11	1,51		0,78	1,75
	1,0	10,7		0,2	1,75		0,89	2,04
9,81	0,01	1,27		0,29	1,85		0,99	2,24
	0,12	2,73		0,39	1,7	20,6	0,57	1,31
	0,2	3,89		0,5	1,56		0,71	1,46
	0,3	5,06		0,6	2,14		0,79	1,61
	0,39	6,33		0,7	2,97		0,89	1,7
	0,5	7,59		0,79	3,89		0,99	1,95
	0,6	8,42		0,88	4,72	21,6	0,57	1,17
	0,7	8,95		0,99	5,6		0,71	1,27
	0,79	9,1					0,76	1,22
	0,9	8,95					0,9	1,31
	0,99	9,2					0,99	1,31

Таблица 3.1.4.1(б)

$\rho w = 1000$ кг/м^{2}с

P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$
6,86	1,0	15,4	10,8	0,7	5,22	15,7	0,69	3,0
	0,9	13,7		0,62	4,35		0,61	2,51
	0,8	12,1		0,49	3,43		0,5	2,03
	0,71	10,7		0,4	3,33		0,39	1,4
	0,61	10,2		0,3	3,09	16,7	1,0	4,01
	0,49	9,52		0,21	2,8		0,9	3,62
	0,4	8,6		0,11	2,27		0,81	3,24
	0,3	7,15		0,02	1,45		0,69	2,71
	0,21	5,65	11,8	0,99	7,1		0,61	2,37
	0,12	3,77		0,89	6,23		0,5	1,98
	0,01	1,3		0,8	5,51		0,39	1,35
7,85	1,0	13,1		0,69	4,49	17,6	0,99	3,43
	0,89	11,4		0,61	3,86		0,9	3,19
	0,8	10,1		0,49	2,95		0,8	2,8
	0,71	8,84		0,41	2,46		0,68	2,37
	0,61	7,68		0,29	2,37		0,61	2,17
	0,5	7,39		0,21	2,27		0,5	1,88
	0,41	6,91		0,1	1,93		0,39	1,4
	0,32	6,04		0,01	1,3	18,6	0,99	3,0
	0,21	4,54	12,8	0,99	6,52		0,89	2,71
	0,11	3,04		0,89	5,75		0,8	2,46
	0,01	1,35		0,81	5,02		0,69	2,17
8,83	1,0	10,7		0,69	4,11		0,6	1,88
	0,9	9,42		0,61	3,48		0,5	1,79
	0,81	8,45		0,49	2,61		0,38	1,3
	0,7	7,2		0,41	1,88	19,6	0,99	2,51
	0,61	6,14		0,29	1,45		0,9	2,27
	0,52	5,7		0,21	1,64		0,8	2,13
	0,41	5,46		0,11	1,64		0,7	1,93
	0,3	4,73		0,01	1,4		0,61	1,79
	0,21	3,96	13,7	0,99	5,75		0,49	1,59
	0,11	2,75		0,88	5,02		0,38	1,4
	0,02	1,4		0,8	4,44	20,6	1,0	2,13
9,81	0,99	9,23		0,69	3,57		0,89	1,98
	0,9	8,36		0,61	3,0		0,81	1,84
	0,81	7,2		0,5	2,22		0,69	1,59

P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$
	0,7	6,09		0,39	1,4		0,6	1,64
	0,61	5,17	14,7	1,0	5,22		0,49	1,55
	0,5	4,11		0,88	4,44		0,38	1,35
	0,41	4,06		0,8	3,96	21,6	1,0	1,59
	0,3	3,91		0,69	3,29		0,89	1,59
	0,21	3,38		0,61	2,8		0,8	1,55
	0,11	2,66		0,5	2,08		0,69	1,45
	0,02	1,45		0,39	1,45		0,6	1,5
10,8	0,99	8,31	15,7	1,0	4,64		0,49	1,4
	0,89	7,25		0,91	4,15		0,39	1,35
	0,8	6,38		0,81	3,57			

Таблица 3.1.4.1(в)

$\rho w = 1500$ кг/м^{2}с

P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$
6,86	0,01	1,23	10,8	0,5	3,57	16,7	0,3	1,35
	0,11	2,85		0,59	4,41		0,43	1,71
	0,21	4,05		0,7	5,49		0,52	2,19
	0,31	5,31		0,78	6,39		0,59	2,43
	0,4	5,97		0,88	7,4		0,7	2,97
	0,5	6,45		0,99	8,42		0,78	3,27
	0,59	7,64	11,8	0,02	1,23		0,89	3,75
	0,68	9,2		0,12	1,53		0,99	4,17
	0,79	11,1		0,21	1,77	17,6	0,3	1,29
	0,9	13,0		0,31	2,13		0,43	1,65
	0,99	14,7		0,41	2,49		0,52	2,01
7,85	0,01	1,29		0,51	3,27		0,59	2,31
	0,11	2,49		0,59	4,05		0,7	2,61
	0,21	3,57		0,69	4,95		0,78	2,97
	0,31	4,47		0,78	5,85		0,9	3,39
	0,4	5,07		0,89	6,63		0,99	3,63
	0,51	5,55		0,99	7,52	18,6	0,3	1,29
	0,59	6,33	12,8	0,29	1,17		0,43	1,59
	0,69	7,94		0,41	2,19		0,53	1,89
	0,79	9,44		0,51	2,97		0,59	2,01
	0,89	11,2		0,59	3,69		0,71	2,31
	0,99	12,9		0,7	4,53		0,78	2,49

P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$
8,83	0,02	1,29		0,78	5,31		0,9	2,79
	0,11	2,19		0,89	6,09		0,99	3,09
	0,21	2,97		0,99	6,81	19,6	0,3	1,23
	0,31	3,57	13,7	0,3	1,23		0,43	1,47
	0,4	3,87		0,42	2,07		0,52	1,65
	0,5	4,35		0,51	2,73		0,59	1,77
	0,59	5,49		0,59	3,33		0,71	2,01
	0,68	6,69		0,71	4,11		0,78	2,07
	0,79	8,0		0,78	4,59		0,89	2,31
	0,89	9,44		0,9	5,31		0,98	2,55
	0,99	10,9		0,99	5,91	20,6	0,3	1,29
9,81	0,02	1,23	14,7	0,3	1,29		0,45	1,47
	0,12	2,01		0,42	1,95		0,53	1,65
	0,21	2,49		0,52	2,61		0,6	1,65
	0,31	2,85		0,59	3,03		0,71	1,77
	0,41	3,15		0,7	3,69		0,78	1,77
	0,51	3,81		0,79	4,17		0,9	2,01
	0,59	4,89		0,9	4,83		0,99	2,01
	0,69	6,09		0,99	5,43	21,6	0,3	1,23
	0,78	7,1	15,7	0,29	1,23		0,44	1,29
	0,89	8,36		0,42	1,77		0,52	1,35
	0,99	9,68		0,52	2,37		0,59	1,35
10,8	0,02	1,29		0,58	2,73		0,71	1,47
	0,12	1,83		0,7	3,21		0,79	1,41
	0,21	2,19		0,78	3,63		0,9	1,53
	0,32	2,43		0,89	4,17		0,99	1,53
	0,4	2,79		0,99	4,53			

Таблица 3.1.4.1(г)

$\rho w = 2000$ кг/м^{2}с

P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$
6,86	0,99	14,8	10,8	0,49	3,65	16,7	1,0	4,01
	0,9	12,9		0,39	2,64		0,89	3,71
	0,81	11,3		0,27	2,28		0,8	3,35
	0,71	9,29		0,2	2,1		0,69	2,94
	0,61	7,37		0,08	1,74		0,6	2,64

P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$
	0,5	5,57		0,01	1,44		0,49	2,16
	0,4	5,09	11,8	0,98	7,49		0,39	1,86
	0,29	4,43		0,88	6,65		0,26	1,32
	0,19	3,53		0,81	5,93	17,6	0,99	3,59
	0,09	2,52		0,7	5,03		0,89	3,29
	0,01	1,44		0,61	4,25		0,81	3,0
7,85	1,0	12,8		0,5	3,29		0,69	2,7
	0,9	11,1		0,4	2,52		0,61	2,4
	0,81	9,64		0,27	1,92		0,49	2,04
	0,7	8,03		0,19	1,8		0,39	1,8
	0,61	6,35		0,08	1,74		0,26	1,32
	0,5	4,73		0,02	1,44	18,6	0,99	3,0
	0,4	4,07	12,8	1,0	6,77		0,89	2,7
	0,29	3,59		0,9	5,99		0,81	2,52
	0,2	3,06		0,81	5,39		0,69	2,28
	0,09	2,4		0,7	4,55		0,61	2,1
	0,01	1,44		0,61	3,89		0,49	1,86
8,83	1,0	10,9		0,49	3,06		0,39	1,68
	0,9	9,52		0,39	2,28		0,27	1,26
	0,81	8,33		0,26	1,26	19,6	1,0	2,4
	0,69	6,77	13,7	1,0	5,81		0,89	2,34
	0,61	5,81		0,9	5,27		0,81	2,16
	0,5	4,19		0,8	4,73		0,69	1,98
	0,4	3,47		0,7	4,07		0,58	1,86
	0,28	3,12		0,61	3,47		0,49	1,68
	0,19	2,7		0,49	2,7		0,39	1,62
	0,09	2,16		0,39	2,16		0,27	1,26
	0,01	1,44		0,26	1,26	20,6	1,0	1,98
9,81	1,0	9,58	14,7	1,0	5,27		0,89	1,92
	0,89	8,51		0,9	4,85		0,8	1,86
	0,81	7,43		0,8	4,31		0,69	1,68
	0,71	6,35		0,69	3,65		0,6	1,68
	0,61	5,21		0,61	3,23		0,48	1,5
	0,49	3,83		0,48	2,64		0,39	1,5
	0,4	3,12		0,39	2,1		0,26	1,26
	0,28	2,64		0,26	1,26	21,6	1,0	1,62
	0,19	2,4	15,7	1,0	4,55		0,9	1,56
	0,09	1,92		0,9	4,19		0,8	1,5
	0,01	1,44		0,81	3,71		0,69	1,44

P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$
10,8	1,0	8,33		0,69	3,29		0,61	1,44
	0,9	7,55		0,61	2,88		0,48	1,44
	0,81	6,77		0,49	2,28		0,39	1,38
	0,72	5,81		0,39	1,92		0,26	1,32
	0,61	4,73		0,26	1,32			

Таблица 3.1.4.1(д)

$\rho w = 2000$ кг/м^{2}с

P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$
6,86	0,99	14,8	10,8	0,49	3,65	16,7	1,0	4,01
	0,9	12,9		0,39	2,64		0,89	3,71
	0,81	11,3		0,27	2,28		0,8	3,35
	0,71	9,29		0,2	2,1		0,69	2,94
	0,61	7,37		0,08	1,74		0,6	2,64
	0,5	5,57		0,01	1,44		0,49	2,16
	0,4	5,09	11,8	0,98	7,49		0,39	1,86
	0,29	4,43		0,88	6,65		0,26	1,32
	0,19	3,53		0,81	5,93	17,6	0,99	3,59
	0,09	2,52		0,7	5,03		0,89	3,29
	0,01	1,44		0,61	4,25		0,81	3,0
7,85	1,0	12,8		0,5	3,29		0,69	2,7
	0,9	11,1		0,4	2,52		0,61	2,4
	0,81	9,64		0,27	1,92		0,49	2,04
	0,7	8,03		0,19	1,8		0,39	1,8
	0,61	6,35		0,08	1,74		0,26	1,32
	0,5	4,73		0,02	1,44	18,6	0,99	3,0
	0,4	4,07	12,8	1,0	6,77		0,89	2,7
	0,29	3,59		0,9	5,99		0,81	2,52
	0,2	3,06		0,81	5,39		0,69	2,28
	0,09	2,4		0,7	4,55		0,61	2,1
	0,01	1,44		0,61	3,89		0,49	1,86
8,83	1,0	10,9		0,49	3,06		0,39	1,68
	0,9	9,52		0,39	2,28		0,27	1,26
	0,81	8,33		0,26	1,26	19,6	1,0	2,4
	0,69	6,77	13,7	1,0	5,81		0,89	2,34
	0,61	5,81		0,9	5,27		0,81	2,16
	0,5	4,19		0,8	4,73		0,69	1,98

P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$
	0,4	3,47		0,7	4,07		0,58	1,86
	0,28	3,12		0,61	3,47		0,49	1,68
	0,19	2,7		0,49	2,7		0,39	1,62
	0,09	2,16		0,39	2,16		0,27	1,26
	0,01	1,44		0,26	1,26	20,6	1,0	1,98
9,81	1,0	9,58	14,7	1,0	5,27		0,89	1,92
	0,89	8,51		0,9	4,85		0,8	1,86
	0,81	7,43		0,8	4,31		0,69	1,68
	0,71	6,35		0,69	3,65		0,6	1,68
	0,61	5,21		0,61	3,23		0,48	1,5
	0,49	3,83		0,48	2,64		0,39	1,5
	0,4	3,12		0,39	2,1		0,26	1,26
	0,28	2,64		0,26	1,26	21,6	1,0	1,62
	0,19	2,4	15,7	1,0	4,55		0,9	1,56
	0,09	1,92		0,9	4,19		0,8	1,5
	0,01	1,44		0,81	3,71		0,69	1,44
10,8	1,0	8,33		0,69	3,29		0,61	1,44
	0,9	7,55		0,61	2,88		0,48	1,44
	0,81	6,77		0,49	2,28		0,39	1,38
	0,72	5,81		0,39	1,92		0,26	1,32
	0,61	4,73		0,26	1,32			

Таблица 3.1.4.1(е)

$\rho w = 2500$ кг/м^{2}с

P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$
6,86	0,01	1,32	10,8	0,31	1,85	16,7	0,38	1,26
	0,12	1,91		0,41	2,21		0,52	1,91
	0,21	2,56		0,51	3,16		0,6	2,33
	0,31	3,33		0,6	3,99		0,7	2,74
	0,41	3,87		0,7	5,11		0,79	3,16
	0,5	4,58		0,79	6,18		0,89	3,57
	0,59	5,83		0,89	7,43		1,0	4,05
	0,7	8,08		1,0	8,56	17,6	0,38	1,32
	0,8	10,2	11,8	0,02	1,32		0,52	1,79
	0,9	12,6		0,13	1,5		0,6	2,09
	1,0	14,8		0,21	1,5		0,7	2,44
7,85	0,02	1,38		0,32	1,55		0,79	2,8
	0,12	1,79		0,41	1,91		0,89	3,1

P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$
	0,21	2,21		0,51	2,8		1,0	3,51
	0,31	2,74		0,6	3,57	18,6	0,38	1,38
	0,41	3,45		0,7	4,64		0,53	1,79
	0,5	4,11		0,79	5,53		0,6	2,03
	0,6	5,29		0,89	6,54		0,7	2,33
	0,7	7,13		0,99	7,73		0,79	2,56
	0,79	8,91	12,8	0,37	1,38		0,89	2,8
	0,9	11,0		0,51	2,56		1,0	3,1
	1,0	12,8		0,6	3,33	19,6	0,38	1,32
8,83	0,02	1,32		0,7	4,05		0,51	1,61
	0,12	1,79		0,79	4,94		0,6	1,85
	0,21	2,09		0,89	5,83		0,7	2,09
	0,32	2,39		1,0	6,72		0,78	2,21
	0,41	2,86	13,7	0,38	1,32		0,89	2,44
	0,51	3,75		0,52	2,39		1,0	2,68
	0,6	4,94		0,6	2,98	20,6	0,38	1,38
	0,7	6,36		0,7	3,81		0,51	1,61
	0,79	7,84		0,79	4,34		0,6	1,61
	0,9	9,56		0,89	5,11		0,71	1,85
	0,99	10,9		1,0	5,89		0,78	1,97
9,81	0,02	1,26	14,7	0,38	1,32		0,89	2,09
	0,13	1,67		0,52	2,27		1,0	2,21
	0,22	1,79		0,6	2,8	21,6	0,38	1,38
	0,31	2,15		0,7	3,33		0,51	1,5
	0,41	2,62		0,79	3,99		0,6	1,5
	0,51	3,45		0,89	4,64		0,7	1,55
	0,6	4,46		1,0	5,29		0,78	1,61
	0,7	5,89	15,7	0,39	1,26		0,89	1,67
	0,79	7,07		0,52	2,15		0,99	1,91
	0,9	8,56		0,61	2,56			
	1,0	9,86		0,7	3,04			
10,8	0,01	1,26		0,79	3,51			
	0,12	1,55		0,89	4,11			
	0,22	1,79		1,0	4,58			

Таблица 3.1.4.1(ж)

$\rho w = 3000$ кг/м^{2}с

P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$
6,86	1,0	14,9	10,8	0,68	5,77	16,7	0,99	3,93
	0,88	12,9		0,61	4,64		0,88	3,45
	0,79	10,9		0,49	2,5		0,8	3,1
	0,7	8,73		0,4	1,67		0,69	2,56
	0,61	6,72		0,29	1,5		0,61	2,21
	0,49	4,46		0,2	1,55		0,48	1,67
	0,4	3,57		0,01	1,2		0,41	1,32
	0,29	3,04	11,8	0,99	7,73	17,6	0,99	3,51
	0,2	2,5		0,88	7,07		0,88	3,1
	0,0	1,26		0,81	6,54		0,8	2,8
7,85	0,99	12,8		0,69	5,29		0,69	2,44
	0,89	11,1		0,61	3,99		0,61	2,03
	0,79	9,45		0,49	2,09		0,48	1,61
	0,69	7,55		0,41	1,26		0,4	1,26
	0,61	5,89	12,8	0,99	6,66	18,6	0,99	3,04
	0,5	3,93		0,88	6,3		0,89	2,8
	0,4	3,16		0,8	5,89		0,8	2,5
	0,29	2,56		0,69	4,94		0,69	2,21
	0,2	2,21		0,61	3,87		0,61	1,91
	0,0	1,26		0,48	1,91		0,47	1,55
8,83	0,99	10,9		0,4	1,32		0,4	1,38
	0,89	9,68	13,7	0,99	5,89	19,6	0,99	2,62
	0,8	8,44		0,88	5,59		0,89	2,39
	0,69	6,78		0,79	5,06		0,8	2,21
	0,61	5,23		0,68	4,11		0,69	1,91
	0,49	3,28		0,61	3,45		0,6	1,79
	0,4	2,56		0,48	1,73		0,47	1,5
	0,3	2,21		0,41	1,32		0,4	1,26
	0,2	1,97	14,7	0,99	5,17	20,6	0,99	2,21
	0,01	1,32		0,88	4,94		0,88	2,03
9,81	0,99	9,8		0,8	4,34		0,8	1,85
	0,89	8,79		0,69	3,51		0,7	1,73
	0,79	7,73		0,61	2,92		0,6	1,61
	0,69	6,24		0,48	1,67		0,47	1,44
	0,61	4,88		0,4	1,26		0,4	1,2
	0,5	2,92	15,7	0,99	4,52	21,6	0,99	1,73

P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$	P, МПа	X	$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_0}$
	0,4	2,09		0,88	3,93		0,89	1,61
	0,29	1,79		0,8	3,45		0,8	1,61
	0,2	1,67		0,68	2,86		0,69	1,5
	0,01	1,26		0,61	2,44		0,61	1,44
10,8	0,99	8,62		0,47	1,67		0,47	1,38
	0,88	7,9		0,41	1,26		0,4	1,26
	0,79	7,01						

Потери давления на трение при течении двухфазного потока в необогреваемых трубах с внутренним диаметром $d_{вн} \le 17 \cdot 10^{-3}$ м рассчитываются по формуле [2]:

$$\Delta P_{тр} = a\left(\Delta P_{тр}/\Delta P_0\right)\Delta P_0, \qquad (3.1.4.72)$$

где $(\Delta P_{тр}/\Delta P_0)$ находится по таб. 3.1.4.1;

ΔP_0 рассчитывается по формуле (3.1.4.71);

$a = -4(b-1)X^2 + 4(b-1)X + 1$;

$b = 3{,}10 - 124\, d_{вн}$;

$a = 1$ при $P \ge 17{,}7$ МПа.

Пределы применимости формулы: $P = 6{,}86 \div 22$ МПа;

$\rho w = 500 \div 3000$ кг/м^2·с; $X = 0 \div 1{,}0$; $d_{вн} = (4 \div 17) \cdot 10^{-3}$ м.

Погрешность δ расчета ΔP составляет ±25%.

Потери давления на трение при течении двухфазного потока в обогреваемых трубах рассчитываются по формуле [8]:

$$\frac{\Delta P_{тр}}{\Delta P_{тр_0}} = 1 + 4{,}4 \cdot 10^{-3}\left(\frac{q}{\rho w}\right)^{0{,}70}, \qquad (3.1.4.73)$$

где $\Delta P_{тр_0}$ – рассчитывается по формулам (3.1.4.70) и (3.1.4.72).

Пределы применимости формулы (3.1.4.73): $P = 6{,}86 \div 22$ МПа;

$\rho w = 500 \div 3000$ кг/м^2·с; $q = (0 \div 1{,}5) \cdot 10^6$ Вт/м^2; $X = 0 \div 1{,}0$;

$d_{вн} = (4 \div 30) \cdot 10^{-3}$ м.

Погрешность δ расчета $\Delta P_{тр}$ составляет ±25%.

В формулах (3.1.4.71), (3.1.4.72) и (3.1.4.73):

ΔP в [МПа]; P в [МПа]; ΔL в [м]; ρw в [кг/(м^2·с)];

X – массовое паросодержание; $d_{вн}$ в [м]; q в [Вт/м^2];

ν' – коэффициент кинематической вязкости воды на линии насыщения, м^2/с;

ρ' – плотность воды на линии насыщения, кг/м^3.

3.1.4.3.2. Гидравлические сопротивления трения при течении двухфазного потока в стержневых сборках

Потери давления на трение при течении двухфазного потока в сборках гладких необогреваемых стержней (адиабатное течение) рассчитываются по формуле [9]:

$$\Delta P_{тр} = \left(\xi_o + \xi_{см}\right)\frac{L}{d_г}\frac{\rho' w_o^2}{2}, \qquad (3.1.4.74)$$

где $\xi_o = 0{,}86\, Re^{-0{,}36}$, $\xi_{см} = f_1 f_2 f_3 f_4$;

$f_1 = 1{,}50\, s/d_{вн} - 0{,}73$;

$f_2 = 0{,}25 + 1{,}7\left\{1 - 10(P-1)\left[16{,}4 + 9{,}15(P-1)\right]^{-1}\right\}$;

$f_3 = 3{,}1\, X(1-X)^{-1}$; $f_4 = w_o^{0{,}60}$;

$w_o = \rho w/\rho'$ – скорость циркуляции;

$Re = w_o d_г/\nu'$.

В формуле (3.1.4.74): P в [МПа]; ρw в [кг/м^2·с]; $d_г$ в [м]; L в [м]; ν' в [м^2/с]; μ' в [кг/(м·с)]; ρ' в [кг/м^3]; $d_н$ в [м]; ν', μ', ρ' – на линии насыщения.

Пределы применимости формулы (3.1.3.74): $P = 1 \div 12$ МПа;

$\rho w = 500 \div 3000$ кг/м^2·с; $X = 0 \div 0{,}90$; $s/d_н = 1{,}077 \div 1{,}308$.

Погрешность δ расчета $\Delta P_{тр}$ составляет ±25%.

Потери давления на трение при течении двухфазного потока в сборках гладких обогреваемых стержней рассчитываются по формуле [10]:

$$\Delta P_{тр} = \xi \frac{L}{d_г}\frac{\rho' w_o^2}{2}\psi_г\left[1 + X\left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right], \qquad (3.1.4.75)$$

где $$\psi_г = \left[1 + 1{,}57\left(\frac{1}{0{,}2 + K} - 5{,}2X^2\right)X^{0{,}125}(1-X)^2\right]\left[1 + X\left(\frac{\mu'}{\mu''} - 1\right)\right]^{-0{,}20X}; \qquad (3.1.4.76)$$

$$K = \frac{w_o}{\sqrt{g d_г}}\frac{\rho''}{\rho'}; \qquad (3.1.4.77)$$

$\xi = \xi_o \eta$; ξ_o рассчитывается по формуле (3.1.3.1), в которой $Re = w_o d_г/\nu'$;

$\eta = \dfrac{\eta_1 + \eta_2}{2}$ – коэффициент, учитывающий неподобие пучка и трубы; (3.1.4.78)

$$\eta_1 = 0{,}6 + 0{,}6\left(\frac{s}{d_н} - 1\right)^{0{,}20}; \qquad (3.1.4.79)$$

$$\eta_2 = \left[\frac{2\varepsilon}{(1-\varepsilon)^2}\left(\frac{\varepsilon}{2} - \frac{3}{2} - \frac{ln\varepsilon}{1-\varepsilon}\right)\right]^{-0{,}25}; \qquad (3.1.4.80)$$

$\varepsilon = s_c/(f + s_c)$ – плотность пучка, доля площади канала, занятая трубами (стержнями, твэлами);

f – проходное сечение стержневой сборки;

s_c – сечение сборки, занятое стержнями;

$w_o = \rho w/\rho'$ – скорость циркуляции, м/с;

$\eta = 0{,}92 + 0{,}17\sqrt{\varepsilon}$ – для стержневых сборок, в которых $s/d_н > 1{,}20$;

для стержневых сборок, в которых $\varepsilon \to 1$:

$$\eta = \left\{\frac{2}{3}\varepsilon\left[1 + \frac{3}{4}(1-\varepsilon) + \frac{3}{5}(1-\varepsilon)^2\right]\right\}^{-0{,}25}. \qquad (3.1.4.81)$$

Пределы применимости формулы (3.1.4.75) не указаны.

Погрешность δ расчета $\Delta P_{тр}$ составляет ±25%.

3.1.4.3.3. Местные гидравлические сопротивления при течении двухфазных потоков

Гидравлическое сопротивление дистанционирующих решеток (оценочные расчеты) рассчитывается по формуле из [11]:

$$\Delta P_{др} = \xi_п \frac{(\rho w)^2}{2\rho'}\left[\frac{\rho' X^2}{\rho'' \varphi} + \frac{(1-X)^2}{1-\varphi}\right], \quad \text{где} \qquad (3.1.4.82)$$

$\xi_п = \xi_{кв} + 3400 m^{-1{,}50} Re^{-1}$;

$\xi_{кв} = [(1-m)/2m^2] + [(1/m)-1]^2 + \xi_р (h_р/d_р) m^{-2} - 0{,}036$;

$\xi_р = [1{,}74 - 2\lg(3{,}5 \cdot 10^{-2}/d_р)]^2$;

$d_p = 4f_р/P$ – гидравлический диаметр решетки, м;

$m = f_з/f_п$;

$f_з = f_п - f_р$ – сечение загромождения;

$f_р$ – проходное сечение решетки;

$f_п$ – проходное сечение пучка стержней;

$h_р$ – высота решетки.

Влияние интенсификаторов теплосъема на $\Delta P_{др}$ проявляется через $\xi_{кв}$. При отсутствии в решетке интенсификаторов теплосъема $\xi_{кв} = 0{,}5$. В формуле (3.1.4.82):

$$Re = \frac{(\rho w) d_р}{\rho' \nu'};$$

при $\varphi < 0{,}70$ $\quad \varphi = \dfrac{w_o'}{w_o'' + w_o' + \Delta w'}$;

$$w_o'' = \frac{(\rho w) X}{\rho''};$$

$$w_o' = (\rho w)(1-X)/\rho';$$

$$w_{см} = w_o' + w_o'' = (\rho w)\left(\frac{X}{\rho''} + \frac{1-X}{\rho'}\right);$$

Пределы применимости формулы: $P = 2 \div 13$ МПа;
$\rho w = 500 \div 3000$ кг/м^2·с.
Погрешность δ расчета $\Delta P_{др}$ составляет ±30%.

Оценочные расчеты потерь давления при течении пароводяного потока высокого давления через местные сопротивления (диафрагмы, внезапные сужения, расширения, вход из большого объем в канал, выход из канала в большой объем) рекомендуется проводить по формуле [12]:

$$\frac{\Delta P_м}{\Delta P_o} = 1 + \left[0{,}72 + 0{,}06(17 - P)^2\right](22{,}5 - P)X^{\kappa}, \qquad (3.1.4.83)$$

где $\Delta P_м$ – потери давления двухфазного потока при течении через местное сопротивление, МПа;

P_o – потери давления при течении воды, нагретой до температуры насыщения, через местное сопротивление при таких же режимах (P, ρw) и геометрических размерах, как и при течении двухфазного потока;

P – давление, МПа;

X – массовое паросодержание;

κ – параметр, зависящий от вида местного сопротивления:

$\kappa = 1{,}20$ – для местных сопротивлений типа «диафрагма»;

$\kappa = 0{,}62$ – для местных сопротивлений типа «сужение потока»;

$\kappa = 1{,}80$ – для местных сопротивлений типа «расширение потока»;

$\kappa = 0{,}72$ – для местных сопротивлений типа «вход из большого объема в канал»;

$\kappa = 1{,}60$ – для местных сопротивлений типа «выход из канала в большой объем»;

ΔP_o рассчитывается по формуле:

$$\Delta P_o = \xi_м \frac{(\rho w)^2}{2\rho'}, \qquad (3.1.4.84)$$

где $\xi_м$ – коэффициент потерь давления на местном сопротивлении;

$\xi_м = (1 - n^2)$ – для местного сопротивления типа «расширение потока»;

$n = d_1^2 / d_2^2$;

d_1 – диаметр канала до местного сопротивления, м;

d_2 – диаметр канала после местного сопротивления, м;

$\xi_м = 1$ – для местного сопротивления типа «выход из канала в большой объем».

Коэффициент потерь давления $\xi_м$ для местного сопротивления типа «диафрагма» рассчитывается по формуле:

$$\xi_м = \xi_0 + \lambda \frac{b_o}{n^2}, \quad \text{где} \qquad (3.1.4.85)$$

$$\xi_o = 0{,}5\frac{1-m}{n^2} + \tau\sqrt{1-m}\,\frac{1-n}{n^2} + \left(\frac{1}{n}-1\right);$$

$$\tau = 0{,}4\,exp\left(-b_o\right) + 0{,}93\,exp\left(-b_o^{3{,}5}/0{,}44\right) - 0{,}001\,exp\left[1{,}566b_o^2\left(1-0{,}1033b_o^2\right)\right];$$

$\lambda = 0{,}02$ – приведенный коэффициент сопротивления трения о стенки отверстия;

$b_o = L_o/d_o$ – относительная глубина отверстия диафрагмы;

d_o –эквивалентный гидравлический диаметр отверстия диафрагмы, м;

L_o – толщина диафрагмы, м;

$m = \frac{d_o^2}{d_1^2}$ – отношение площадей проходного сечения каналов в местном сопротивлении и перед ним.

Пределы применимости формулы (3.1.4.83): P = 4,91÷19,62 МПа.

Погрешность δ расчета $\Delta P_м$ составляет ±30%.

3.1.4.3.4. Гидравлическое сопротивление на ускорение и нивелирный напор при течении двухфазного потока

Потерями давления на ускорение при течении двухфазного потока в необогреваемых каналах, как правило, пренебрегают.

Потери давления на ускорение при течении двухфазного потока в обогреваемых каналах рассчитываются по формуле [4]:

$$\Delta P_{уск} = (\rho w)(w_{см,вых} - w_{см,вх}), \qquad (3.1.4.86)$$

где $w_{см,вых} = \rho w/\rho_{см,вых}$;

$w_{см,вх} = \rho w/\rho_{см,вх}$;

$\rho_{см} = (1-\varphi)\rho' + \varphi\rho''$;

φ рассчитывается по формулам раздела 3.1.4.2.1.

При P >13,0 МПа влияние плотности теплового потока не учитывается и φ рассчитывается по формуле:

$$\varphi = \frac{1}{1 + S_т\rho''/\rho'\left(\frac{1-X}{X}\right)}, \qquad (3.1.4.87)$$

где $S_т = 1 + \frac{2{,}54d_{вн}^{1/4}\left(1-P/P_{кр}\right)\rho'}{\rho w}$;

$d_{вн}$ – внутренний диаметр трубы, м.

Погрешность δ расчета $\Delta P_{уск}$ составляет ±25%.

Нивелирный напор при течении двухфазного потока в каналах рассчитывается по формуле [4]:

$$\Delta P_{нив} = \Delta L\left[(1-\varphi)\rho' + \varphi\rho''\right]g \qquad (3.1.4.88)$$

где φ рассчитывается для трубы по формулам раздела 3.1.4.2.1.

Погрешность δ расчета $\Delta P_{нив}$ составляет ±20%.

Перепад давления на дроссельной шайбе в двухфазном потоке рассчитывается по формуле [13]:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{гом}}\left(1{,}26(1-X)+\left(1+\left(\frac{\rho'}{\rho''}-1\right)X\right)^{0{,}5}\right)^2\left(1+\left(\frac{\rho'}{\rho''}-1\right)X\right)^{-1},$$

где $\Delta p_{\text{гом}} = \xi\left(\frac{(\rho w)^2}{2\rho'}\right)\left(1+X\left(\frac{\rho'}{\rho''}\right)-1\right)$;

ξ – коэффициент гидравлического сопротивления для однофазного потока.

3.1.4.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ ПЛЕНОЧНОЙ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА В КАНАЛАХ

3.1.4.4.1. Гидравлические сопротивления при пленочной конденсации пара в горизонтальных трубах

При пленочной конденсации пара в горизонтальных трубах величина гидравлического сопротивления [14] рассчитывается по формуле:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{уск}}, \qquad (3.1.4.89)$$

где $\Delta P_{\text{тр}}$ – потери давления на трение, МПа;

$\Delta P_{\text{уск}}$ – потери давления на ускорение, МПа.

Потери давления на трение рассчитываются по формуле:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \xi\frac{L}{d_{\text{вн}}}\rho w^2\left[1+X_{\text{ср}}\left(\frac{\rho'_{\text{вх}}}{\rho''_{\text{вх}}}-1\right)\right], \qquad (3.1.4.90)$$

где $X_{\text{ср}} = \frac{X_{\text{вх}}+X_{\text{вых}}}{2}$;

ξ – коэффициент гидравлического сопротивления трения при пленочной конденсации пара в горизонтальных трубах.

Коэффициент гидравлического сопротивления трения рассчитывается:

- при $Re \le 7\cdot10^4$ по формуле:

$$\xi = C_1\xi_0\, Re^{0{,}35}\left(\frac{\rho'_{\text{вх}}}{\rho''_{\text{вх}}}\right)^{0{,}10}\left(\frac{L}{d_{\text{вн}}}\right)^{0{,}15}+\frac{2d_{\text{вн}}(X_{\text{вх}}-X_{\text{вых}})}{L}, \qquad (3.1.4.91)$$

где $Re = \frac{w_0 d_{\text{вн}}}{\nu}$; w_0 – скорость циркуляции в трубе, м/с;

- при $Re \ge 7\cdot10^4$ по формуле:

$$\xi = C_2\xi_0\, Re^{0{,}35}\left(\frac{\rho'_{\text{вх}}}{\rho''_{\text{вх}}}\right)^{0{,}10}\left(\frac{L}{d_{\text{вн}}}\right)^{0{,}15}+\frac{2d_{\text{вн}}(X_{\text{вх}}-X_{\text{вых}})}{L}, \quad \text{где} \qquad (3.1.4.92)$$

$C_1 = 0{,}0091$; $C_2 = 0{,}45$ при входе в горизонтальную трубу сухого насыщенного пара ($X_{\text{вх}} = 1$);

$C_1 = 0{,}0121$; $C_2 = 0{,}60$ при входе в трубу пароводяной смеси ($0{,}86 > X_{вх} > 0{,}26$);

ξ_o – коэффициент гидравлического сопротивления трения при течении в трубе однофазной среды на линии насыщения, рассчитывается:

при $4 \cdot 10^3 < Re \le 10^5$ по формуле:

$$\xi_o = \frac{0{,}316}{Re^{0{,}25}}; \qquad (3.1.4.93)$$

при $4 \cdot 10^3 < Re \le 10^{12}$ по формуле:

$$\xi_o = \frac{1}{(1{,}82 \lg Re - 1{,}64)^2}, \qquad (3.1.4.94)$$

где $Re = \dfrac{(\rho w) d_{вн}}{\mu'}$.

Пределы применимости формулы: $d_{вн} = 10 \div 17$мм; $L = 2{,}5 \div 12$м;
$q = (140 \div 1300) \cdot 10^3$ Вт/м^2; $\rho w > 100$ кг/м^2·с; $1{,}0 > X_{вх} > 0{,}26$.

Погрешность δ расчета $\Delta P_{тр}$ составляет ±15%.

Потери давления на ускорение рассчитываются по формуле:

$$\Delta P_{уск} = \rho'_{вых} \left(w_o^{вых}\right)^2 \left[1 + X_{вых}\left(\frac{\rho'_{вых}}{\rho''_{вых}} - 1\right)\right] - \rho'_{вх} \left(w_o^{вх}\right)^2 \left[1 + X_{вх}\left(\frac{\rho'_{вх}}{\rho''_{вх}} - 1\right)\right], \qquad (3.1.4.95)$$

где $w_o^{вх}, w_o^{вых}$ – скорости циркуляции на входе и выходе из трубы, м/с.

Погрешность δ расчета $\Delta P_{уск}$ составляет ±10%.

Погрешность δ расчета полного гидравлического сопротивления по формуле (3.1.4.89) составляет ±25%.

Пределы применимости формулы те же, что и формулы (3.1.4.90).

3.1.4.4.2.Гидравлические сопротивления при пленочной конденсации пара в вертикальных трубах

Гидравлическое сопротивление при полной пленочной конденсации пара в вертикальной трубе рассчитывается по формуле [14]:

$$\Delta P = \Delta P_{нив} + \Delta P_{уск} + \Delta P_{тр}, \qquad (3.1.4.96)$$

где $\Delta P_{нив}$ – нивелирная составляющая сопротивления, Па;

$\Delta P_{уск}$ – потери давления на ускорение, Па;

$\Delta P_{тр}$ – потери давления на трение, Па.

Нивелирная составляющая сопротивления рассчитывается по формуле:

$$\Delta P_{нив} = \Delta L[\bar{\varphi}\rho'' + (1 - \bar{\varphi})\rho']g, \qquad (3.1.4.97)$$

где $\bar{\varphi}$ – среднее по длине трубы истинное объемное паросодержание;

$$\bar{\varphi} = 1 - \frac{4\bar{\delta}}{d_{вн}};$$

$\bar{\delta} = \frac{\lambda'}{2\bar{\alpha}}\sqrt{1+[0{,}01(Re')^{0{,}83}(Pr')^{0{,}50}]}$ – средняя по длине трубы толщина пленки конденсата, м;

$\bar{\alpha}$ – средний по длине трубы коэффициент теплоотдачи при конденсации пара рассчитывается по формуле, Вт/м^2·К:

$$\bar{\alpha} = 0{,}925\lambda'\left(\frac{g\rho'^2}{\mu'^2}\right)^{1/3} Re_{пл}^{-0{,}28}\left(1+1{,}5\cdot 10^{-4}A^3\right)^{1/3}, \qquad (3.1.4.98)$$

где $Re_{пл} = \frac{q(1-\beta)L}{r\mu'}$ – число Рейнольдса пленки конденсата в выходном сечении трубы;

A – безразмерный параметр, определяемый по формуле:

$$A = \frac{4Re_{пл}}{Ga^{1/3}}\left(\frac{\rho'}{\rho''}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu''}{\mu'}\right)^{0{,}10}(Pr)^{0{,}50}\left(\frac{1+X_{вых}}{1-X_{вых}}\right)^{0{,}80};$$

$Ga = \frac{gd_{вн}^3\rho'^2}{\mu'^2}$ – число Галилея;

$q = q_п + q_ф$ – плотность теплового потока на стенке трубы, Вт/м^2;

$q_ф = \frac{G(1-X_{вых})r}{\pi d_{вн}L}$ – плотность теплового потока за счет теплоты фазового перехода, Вт/м^2;

$q_п = \frac{G\Delta i_{пп}}{\pi d_{вн}L}$ – плотность теплового потока за счет перегрева пара, Вт/м^2;

$\beta = \frac{q_п}{q}$ – относительная величина плотности теплового потока за счет перегрева пара;

$\Delta i_{пп} = i_{пп} - i'$ – энтальпия перегрева пара на входе в трубу, Дж/кг;

$i_{пп}$ – энтальпия перегретого пара на входе в трубу, Дж/кг;

i' – энтальпия насыщенного пара на входе в трубу, Дж/кг;

$X_{вых}$ – массовое расходное паросодержание в выходном сечении трубы;

G – массовый расход пара на входе в трубу, кг/с.

Теплофизические свойства определяются при температуре насыщения пара на входе в трубу.

Пределы применимости формулы (3.1.4.97):

$P = 0{,}1 \div 9$ МПа; $L = 0{,}5 \div 7$ м; $d_{вн} = 5 \div 30$ мм;

$X_{вх} = 1$; $X_{вых} = 0 \div 0{,}7$; $\Delta i_{пп}/r = 0 \div 0{,}20$; $t_{ст} \le t_{нас}$.

Погрешность δ расчета $\Delta P_{нив}$ составляет ±15% .

Потери давления на ускорение рассчитываются по формуле:

$$\Delta P_{уск} = \frac{(\rho w)^2}{\rho'}\left(\frac{1}{1-\varphi_{вых}} - \frac{\rho'}{\rho''}\right), \qquad (3.1.4.99)$$

где $\varphi_{вых} = 1 - \frac{4\delta_{вых}}{d_{вн}}$ – истинное объемное паросодержание в выходном сечении трубы;

$\delta_{вых} = \left(\frac{\nu'^2}{q}\right)^{1/3} \left(2{,}28\, Re_{пл}^{3/4} + 0{,}001\, Re_{пл}^{1{,}80}\right)^{4/9}$ – толщина пленки конденсата в выходном сечении трубы при полной конденсации пара, м.

Погрешность δ расчета $\Delta P_{уск}$ составляет ±10%.

Потери давления на трение рассчитываются по формуле:

$$\Delta P_{тр} = \frac{4L}{d_{вн}} \tau_{ст}, \qquad (3.1.4.100)$$

где: $\tau_{ст} = K\ Nu_*^{-1}$ при $\tau_{ст} K < 7{,}50$;

$\tau_{ст} = 1163 K Nu_*^{2{,}50}$ при $\tau_{ст} K = 7{,}5 \div 485$;

$\tau_{ст} = 976{,}5 K Nu_*^{2}$ при $\tau_{ст} K > 485$;

$Nu_* = \frac{Nu}{Ga^{1/3}} (Pr')^{-1/2}$;

$\mathrm{Nu} = \frac{\bar{\alpha} d_{вн}}{\lambda'}$;

$\bar{\alpha}$ рассчитывается по формуле (3.1.4.98);

$K = \rho'(\nu' g)^{2/3} (Pr')^{-1/2}$.

Пределы применимости формулы:

$K = 0{,}084 \div 0{,}150$; $P/P_{кр} = 4 \cdot 10^{-3} \div 3{,}5 \cdot 10^{-1}$;

$d_{вн} = 5 \div 30$ мм; $X_{вх} = 1$; $X_{вых} = 0$.

Погрешность δ расчет $\Delta P_{тр}$ сост вляет ±15%.

Погрешность δ расчета ΔP по формуле (3.1.4.96) составляет ±25% .

Гидравлическое сопротивление при полной пленочной конденсации пара в вертикальной трубе (оценочные расчеты) рассчитывается по формуле:

$$Eu = \frac{39{,}2}{\left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)^{0{,}90}}, \qquad (3.1.4.101)$$

где $Eu = \frac{\Delta P + g\rho'' L}{\rho'' (w''_{вх})^2}$ – критерий Эйлера;

$w''_{вх} = \frac{\rho w}{\rho''}$; ρw в [кг/м^2·с]; ΔP в [Па].

Пределы применимости формулы:

$P = 1 \div 5$ МПа; $\rho w = 10 \div 500$ кг/м^2·с;

$d_{вн} = 10 \div 13{,}2$ мм; $L = 3$ м.

Погрешность δ расчета ΔP составляет ±30% .

Гидравлическое сопротивление при конденсации быстродвижущегося пара ($\rho w > 400$ кг/м^2·с) внутри вертикальных труб на участке длиной $\Delta L = L_{вх} - L_{вых}$, где X изменяется от $X_{вх}$ до $X_{вых}$, рассчитывается по формуле (3.1.4.96), в которой:

$$\Delta P_{тр} = \int_{L_{вх}}^{L_{вых}} \xi_o \frac{L}{d_{вн}} \frac{(\rho w)^2}{2\rho''} \left[1 + X\left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right]\left[1 + 2{,}5\left(\frac{q}{\rho w r}\right)\right] dL; \qquad (3.1.4.102)$$

$$\Delta P_{нив} = g \int_{L_{вх}}^{L_{вых}} [\rho''\varphi + \rho'(1-\varphi)] \sin\psi \, dL; \qquad (3.1.4.103)$$

$$\Delta P_{уск} = (\rho w)^2 (y_{вых} - y_{вх}); \qquad (3.1.4.104)$$

ξ_o – коэффициент гидравлического сопротивления трения при течении в трубе однофазного потока при температуре насыщения и заданной массовой скорости;

ξ_o – рассчитывается по формулам раздела 3.1.3;

$$y = \frac{X^2}{\rho''\varphi} + \frac{(1-X)^2}{\rho'(1-\varphi)};$$

ψ – угол наклона трубы к горизонту.

Истинное объемное паросодержание рассчитывается по формулам адиабатического течения пароводяной смеси в трубах.

Пределы применимости формул: $P = 0{,}4 \div 21{,}6$ МПа;

$\rho w = 400 \div 4000$ кг/м^2·с; $d_{вн} = 2{,}85 \div 10{,}0$ мм; $q = 2 \cdot 10^4 \div 10^7$ Вт/м^2.

Погрешность δ расчета ΔP составляет ±25% .

Список литературы к разделу 3.1.4

1. Кириллов П.Л., Смогалев И.П., Дорошенко В.А. Графический метод расчета потерь давления на трение при подъемном течении пароводяного потока в круглых трубах. - Теплоэнергетика, 1982, № 3, с.73-75.
2. Кириллов П.Л., Смогалев И.П., Дорошенко В.А., Суворов М.Я. Методика гидравлического расчета вертикального парогенерирующего канала. - Теплоэнергетика, 1980, № 2, с.71-74.
3. Ивашкевич А.А. Начало интенсивного парообразования в трубе. Теплоэнергетика. 1992, №1, с. 66-67.
4. Миропольский З.Л., Шнеерова Р.И., Карамышева А.И. Паросодержание при напорном движении пароводяной смеси с подводом тепла и в адиабатических условиях. - Теплоэнергетика,1971, № 5, с. 60-63.

5. Громова И.И., Есиков В.И., Карамыслов А.В., Смолин В.Н. Методика расчета истинного объемного паросодержания в парогенерирующих трубах. -Теплофизика-86. Теплотехническая безопасность ядерных реакторов ВВЭР. В сб.: Доклады семинара СЭВ. Росток, ГДР, 1986, том 1, с. 410-415.
6. Громова И.И., Есиков В.И., Смолин В.Н. Границы и средняя температура жидкой фазы термически неравновесного потока в парогенерирующих трубах. В кн.: Теплофизика-84. Сборник докладов семинара СЭВ. Варна, НРБ,1984. М.: 1985, т.2, с. 166-168.
7. Thermohydraulic Relationships for advanced water cooled reactors. Vienna: IAEA. 2001. IAEA-TECDOC-1203.
8. Тарасова Н.В. Гидродинамическое сопротивление при кипении воды и пароводяной смеси в трубах и кольцевых каналах.- Труды ЦКТИ, 1965, № 59, с. 47-58.
9. Методика и зависимости для теоретического расчета теплообмена и гидравлического сопротивления теплообменного оборудования АЭС. РТМ-24.031.05-72. М.: 1972.
10. Осмачкин В.С. Исследование теплогидравлических характеристик топливных сборок реакторов в ИАЭ им. И.В. Курчатова Сб. докладов СЭВ: Исследование критических тепловых потоков в пучках стержней в стационарных и нестационарных режимах теплообмена. - М.: 1974, с. 9-41.
11. Боришанский В.М. и др. К расчету гидравлики местных сопротивлений в двухфазном потоке. - Труды ЦКТИ, 1975, вып.139.
12. Смогалев И.П., Дорошенко В.А. Расчет потерь давления при течении пароводяного потока через местные сопротивления. - Теплоэнергетика, 1984, № 5, с. 72-74.
13. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). М.: Энергоатомиздат, 1990
14. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС. РД 24.035.05-89. Л.: НПО ЦКТИ, 1991.

3.2. ТЕПЛООБМЕН

3.2.1. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН В ОДНОФАЗНОЙ СРЕДЕ

Коэффициенты теплообмена (числа Нуссельта) в каналах с проходным сечением сложного профиля в общем случае зависят от характеристик конструкции твэла (внутренней «начинки» твэла). Это: толщина и теплопроводность оболочки, толщина и теплопроводность различных промежуточных слоев, геометрия и теплопроводность тепловыделяющего материала, схемы расположения твэла в сборке и др. Особенно это важно для тесных сборок (пучков) при ($X < 1{,}1$) или для эксцентричных кольцевых каналов, где проходное сечение сильно неоднородно по периметру и тепловой поток вынужден перераспределяться по периметру теплообмена. Эти факторы определяют эффективную теплопроводность твэла. Количественно эффективную теплопроводность твэла или его модели в эксперименте отражает параметр приближенного теплового моделирования ε_{ko}, введенный Ушаковым П.А. [1]. В настоящем документе этот параметр широко (см. раздел 3.2.2) используется в формулах для чисел Нуссельта. Его влияние существенно. Его использование позволяет перенести результаты экспериментальных исследований (которые проводятся на моделях твэлов, выполненных в виде труб, через которые пропускается электрический ток) на натурные сборки твэлов любой конструкции. Основное условие, которое следует соблюдать, $\varepsilon_{ko} = idem$. Поэтому в разделе 3.2.2 приводится подробная информация по расчету этого параметра для многих случаев.

3.2.1.1. ТЕПЛООБМЕН ПРИ ЛАМИНАРНОМ ТЕЧЕНИИ В КАНАЛАХ

Задачи о теплообмене при ламинарном течении рассматриваются в предположении, что:

- течение и теплообмен стационарные;
- жидкость несжимаема, ее физические свойства не зависят от температуры;
- течение жидкости гидродинамически стабилизировано;
- во входном сечении теплообменного участка температура жидкости постоянна по сечению;
- на поверхности теплообмена задана постоянная плотность теплового потока;
- в потоке отсутствуют внутренние источники тепла;
- изменение плотности теплового потока вдоль оси за счет теплопроводности мало по сравнению с изменением плотности вдоль оси, обусловленной конвекцией.

Интенсивность конвективной теплоотдачи жидкостей и газов при ламинарном течении определяется коэффициентом теплоотдачи, который, как правило, относится к разнице температур стенки и средней температуры среды: $\alpha = q/(t_{ст} - t_{ж})$. Коэффициент теплоотдачи обычно определяется через число Нуссельта: $\alpha = Nu\lambda/d_г$, где $d_г$ – гидравлический диаметр канала. Теплофизические свойства относятся, как правило, к среднемассовой температуре потока в данном сечении. При вычислении среднего по длине коэффициента теплоотдачи свойства относят к средней температуре потока: $t_ж = (t_{вх} + t_{вых})/2$.

3.2.1.1.1. Теплообмен при ламинарном течении в трубах

Теплообмен при ламинарном течении в трубах [2] при постоянном тепловом потоке на стенке рассчитывается по формуле (для $Re < Re_{кр}$):

$$Nu = 4{,}36. \qquad (3.2.1.1)$$

Погрешность Δ расчета Nu практически равна нулю.

Теплообмен в плоских трубах при постоянном тепловом потоке с двух сторон рассчитывается по формуле (для $Re < Re_{кр}$):

$$Nu = 8{,}24. \qquad (3.2.1.2)$$

Погрешность расчета Nu практически равна нулю.

3.2.1.1.2. Теплообмен при ламинарном течении в кольцевых каналах

Теплообмен при ламинарном течении в кольцевых каналах при двухстороннем постоянном по длине тепловом потоке (или с одной стороны подвод тепла, а с другой отвод, или наоборот) с произвольным отношением плотностей тепловых потоков q_1 и q_2 рассчитывается по формуле [3]:

$$\frac{1}{Nu_i} = \frac{1}{Nu_{iq}}\left(1 + C_i Q^{-i^2+i+1}\right), \qquad (3.2.1.3)$$

где i – номер поверхности кольцевого канала;

$i = 1$ – относится к внутренней поверхности зазора кольцевого канала;

$i = 2$ – к наружной поверхности;

$Q = q_2/q_1$;

$$C_1 = -0{,}35\theta^{-0{,}25}\frac{Nu_{1q}}{Nu_{2q}};$$

$$C_2 = -0{,}35\theta^{0{,}75};\ \theta = \frac{r_1}{r_2};$$

$Nu_{1q} = \dfrac{\alpha_{1q} d_г}{\lambda}$ – число Нуссельта для внутренней поверхности кольцевого зазора при отсутствии теплового потока на противоположной поверхности;

$Nu_{1q} = 4{,}25+1{,}13\theta^{-0{,}083}$.

Пределы применимости формулы: $\theta = 0{,}1 \div 1{,}0$.

Погрешность δ расчета Nu_{1q} составляет ±2%.

$Nu_{2q} = \dfrac{\alpha_{2q} d_г}{\lambda}$ – число Нуссельта для внешней поверхности зазора кольцевого канала при отсутствии теплового потока на внутренней поверхности, $Nu_{2q} = 4{,}36+\theta^{0{,}20}$.

Пределы применимости формулы: $\theta = 0 \div 1{,}00$.

Погрешность δ расчета Nu_{2q} составляет ±5%.

Пределы применимости формулы (3.2.1.3): $\theta = 0 \div 1{,}00$.

Погрешность δ расчета Nu_i составляет ±5%.

3.2.1.2. ТЕПЛООБМЕН ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ В КАНАЛАХ ПРИ $PR \geq 1$ (НЕКИПЯЩАЯ ВОДА, КАПЕЛЬНЫЕ ЖИДКОСТИ)

В разделе приводятся соотношения для расчета температурных режимов при стационарном стабилизированном турбулентном течении теплоносителей (газы, вода, водяной пар и др.) в гладких каналах различного поперечного сечения. В стержневых сборках средние числа Нуссельта и температурные неравномерности зависят не только от чисел Рейнольдса, Прандтля, степени неизотермичности потока, но и от параметра приближенного теплового моделирования.

Интенсивность конвективной теплоотдачи, как и при ламинарном течении, определяется коэффициентом теплоотдачи, который, как правило, относится к разнице температур стенки и средней температуры среды: $\alpha = q/(t_{ст} - \bar{t}_ж)$. Коэффициент теплоотдачи определяется обычно через число Нуссельта: $\alpha = Nu\lambda/d_г$, где $d_г$ – гидравлический диаметр канала. Теплофизические характеристики относятся, если иное не предусмотрено, к средней массовой температуре потока в данном сечении канала. При вычислении среднего по длине коэффициента теплоотдачи свойства относятся к средней температуре потока: $t_ж = (t_{вх} + t_{вых})/2$.

3.2.1.2.1. Теплообмен при турбулентном течении в трубах

Теплообмен при турбулентном течении и небольших плотностях тепловых потоков (когда еще нет влияния на теплообмен неизотермичности через естественную конвекцию и переменность свойств теплоносителя) в трубах рассчитывается по формуле [4]:

$$Nu = \frac{(\xi/8) Re\, Pr}{K_1 + K_2\sqrt{\xi/8}\left(Pr^{2/3} - 1\right)}, \qquad (3.2.1.4)$$

где

$K_1 = 1+900/Re$; $K_2 = 12{,}7$.

Коэффициент гидравлического сопротивления трения рассчитывается:

$$\xi = (1{,}82\lg Re - 1{,}64)^{-2}. \qquad (3.2.1.5)$$

Пределы применимости формулы: $Re = 4\cdot10^3 \div 5\cdot10^6$; $Pr = 0{,}5 \div 5{,}0$.

Погрешность расчета Nu составляет $\sigma = 3 - 5$ %.

Формула (3.2.1.4) применима также для расчета среднего по длине теплообмена при турбулентном течении в трубах с относительной длиной $L/d_{вн} > 50$.

Коэффициент турбулентного переноса тепла по сечению трубы рассчитывается по формуле [5]:

$$\frac{\alpha_T}{\nu} = 0{,}16\,Re\left[1-\overline{w}/w_o\right]\left[1-exp\left(-0{,}62\cdot10^{-4}\,Re\sqrt{Pr}\right)\right](w/\overline{w})^6\,(\overline{w}/w_o)^4\,exp(-1{,}54Y), \qquad (3.2.1.6)$$

где $Y = y/r_{вн}$; y – расстояние от стенки трубы по нормали; w_o – максимальная по сечению трубы скорость теплоносителя, м/с; $\overline{w}$ – средняя по сечению трубы скорость теплоносителя, м/с; $r_{вн}$ – внутренний радиус трубы, м.

Пределы применимости формулы: $Re = 3\cdot10^3 \div 5\cdot10^5$; $Pr = 0 \div 100$.

Погрешность δ расчета α_T составляет ±8%.

Турбулентное число Прандтля по сечению трубы рассчитывается по формуле [6]:

$$Pr_T = 0{,}69(w/w_o)^{-0{,}5}\left[1-exp\left(-0{,}62\cdot10^{-4}\,Re\sqrt[3]{Pr}\right)\right]^{-1}; \qquad (3.2.1.7)$$

Пределы применимости формулы: $Re = 10^4 \div 10^5$; $Pr = 0 \div 100$.

Погрешность δ расчета Pr_T составляет ±7%.

3.2.1.2.2. Теплообмен при турбулентном течении в концентрических кольцевых каналах при $Pr\sim > 1$

Теплообмен при турбулентном течении в концентрических кольцевых каналах с двусторонним обогревом рассчитывается [7]:

- на внутренней стенке зазора кольцевого канала по формуле:

$$Nu_1 = \frac{Nu_{1q}}{1+Nu_{1q}T_{ac_1}Q}; \qquad (3.2.1.8)$$

- на наружной стенке зазора кольцевого канала по формуле:

$$Nu_2 = \frac{Nu_{2q}}{1+Nu_{2q}T_{ac_2}/Q}; \qquad (3.2.1.9)$$

где Nu_{1q} и Nu_{2q} – значения чисел Нуссельта при одностороннем обогреве:

$$Nu_{1q} = Nu\left(1-\frac{0{,}45}{2{,}4+Pr}\right)\theta^{-p};$$

$$Nu_{2q} = Nu\left(1-\frac{0{,}45}{2{,}4+Pr}\theta^{0.6}\right) \text{ и}$$

T_{ac_1} и T_{ac_2} – значения температур адиабатных (необогреваемых) поверхностей при одностороннем обогреве:

$$T_{ac_1} = 22\left(0{,}27\theta^2 - 1\right) Re^{-0{,}87}\, Pr^{-1{,}05};$$

$$T_{ac_2} = T_{ac_1}\theta;\ \rho = 0{,}16\, Pr^{-0{,}15};$$

$$h = 1 + 7{,}0\left[\left(\frac{1}{\theta} - 4\right) Re^{-1}\right]^{0{,}6};$$

$\theta = r_1/r_2$ – отношение внутреннего радиуса зазора кольцевого канала к внешнему;

$Q = q_2/q_1$;

Nu – число Нуссельта при турбулентном течении в трубе с внутренним диаметром $d_{вн} = d_г = 2(r_2 - r_1)$ и такими же, как в кольцевом канале, значениями Re и Pr; Nu – рассчитывается по формуле (3.2.1.4).

Пределы применимости формул:

$\theta = 0{,}03 \div 1{,}00$; $Pr = 0{,}7 \div 100$; $Re = 10^4 \div 10^6$.

Погрешность σ расчета Nu_1, Nu_2 составляет 3%.

3.2.1.2.3. Теплообмен при турбулентном течении в сборках стержней треугольной упаковки при $Pr \geq 1$

Теплообмен при турбулентном течении в стержневых сборках при $X = 1{,}1 \div 1{,}8$ рассчитывается по формуле [8]:

$$Nu = A_1\, Re^{0{,}8}\, Pr^{0{,}4}, \qquad (3.2.1.10)$$

где $$A_1 = 0{,}0165 + 0{,}02\left[1 - 0{,}91/X^2\right]X^{0{,}15};\ X = S/d_н. \qquad (3.2.1.11)$$

Пределы применимости формулы:

$X = 1{,}1 \div 1{,}8$; $Pr = 0{,}7 \div 20$; $Re = 5 \cdot 10^3 \div 5 \cdot 10^5$.

Погрешность расчета Nu составляет $\sigma = 5\%$.

Теплообмен при турбулентном течении в сборках твэлов с малыми шагами: $X = 1{,}015 \div 1{,}06$.

В этом случае имеется существенная зависимость теплообмена от параметра приближенного теплового моделирования, рассчитывается по формуле [9]:

$$Nu = A_2 Re^{0{,}8} Pr^{0{,}4}, \qquad (3.2.1.12)$$

где $A_2 = A_1(1 + 0{,}103 \lg \varepsilon_{ко})$; A_1 рассчитывается по формуле (3.2.1.11).

Пределы применимости формулы: $X = 1{,}015 \div 1{,}06$; $Re = 5 \cdot 10^3 \div 5 \cdot 10^5$; $Pr = 0{,}7 \div 20{,}0$; $\varepsilon_{ко} = 7 \div 600$.

Погрешность σ расчета Nu составляет 10%.

Теплообмен при турбулентном течении в стержневых сборках в широком диапазоне изменения X с учетом влияния параметра приближенного теплового моделирования рассчитывается по формуле [10]:

$$Nu = ARe^{0,8}Pr^{0,4}, \qquad (3.2.1.13)$$

где $A = 0{,}02\left\{1 - exp\left[-40(X-1) - 0{,}15\sqrt{\varepsilon_{ко}}\right]\right\} + 0{,}02(X-1)$;

Пределы применимости формулы: $Re = 10^4 \div 5 \cdot 10^5$; $\varepsilon_{ко} = 7 \div 600$;

$X = 1 \div 2$.

Погрешность δ расчета Nu составляет $\pm 20\%$.

Максимальная неравномерность температуры оболочки твэла в сборке стержней плотной упаковки рассчитывается по формуле [10]:

$$\Delta T_{ст}^{max} = \left[T_{ст}^{max} - T_{ст}^{min}\right]\frac{\lambda}{\bar{q} r_н} = 0{,}042\left[0{,}12 + e^{-200(X-1)}\right]\varepsilon_{ко}^{-0{,}55} Re^{-0{,}5}, \qquad (3.2.1.14)$$

где $T_{ст}^{max}, T_{ст}^{min}$ в [К]; $\bar{q}$ в [Вт/м^2]; $r_н$ в [м]; λ в [Вт/м·К].

Пределы применимости формулы:

$X = 1{,}00 \div 1{,}06$; $\varepsilon_{ко} = 7 \div 600$; $Re = 6 \cdot 10^3 \div 4 \cdot 10^4$.

Погрешность расчета $\sigma = 7\ \%$.

Параметр приближенного теплового моделирования твэлов рассчитывается [1]:

- для цилиндрического твэла с тремя оболочками (рис. 3.2.1.1) по формуле:

$$\varepsilon_{ко} = \frac{\lambda_3 y_3(1 - y_3 m_3)(y_1 m_1 m_2 + y_2) + y_2(m_3 - y_3)(y_1 m_1 + y_2 m_2)}{\lambda\ y_3(1 + y_3 m_3)(y_1 m_1 m_2 + y_2) + y_2(m_3 + y_3)(y_1 m_1 + y_2 m_2)}, \qquad (3.2.1.15)$$

где $y_i = \left(\frac{R_i}{R_4}\right)^{2k}$; $m_1 = \frac{\lambda_1 - \lambda_o}{\lambda_1 + \lambda_o}$; $m_2 = \frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_2 + \lambda_1}$; $m_3 = \frac{\lambda_3 - \lambda_2}{\lambda_3 + \lambda_2}$;

$K = 6$ – для сборки твэлов треугольной упаковки;

$K = 4$ – для сборки твэлов квадратной упаковки;

- для цилиндрического твэла с двумя оболочками (рис. 3.2.1.2) по формуле:

$$\varepsilon_{ко} = \frac{\lambda_2 (y_1 m_1 m_2 + y_2) - y_2(y_1 m_1 + y_2 m_2)}{\lambda\ (y_1 m_1 m_2 + y_2) + y_2(y_1 m_1 + y_2 m_2)}, \qquad (3.2.1.16)$$

где $y_i = \left(\frac{R_i}{R_3}\right)^{2k}$; $m_1 = \frac{\lambda_1 - \lambda_o}{\lambda_1 + \lambda_o}$; $m_2 = \frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_2 + \lambda_1}$;

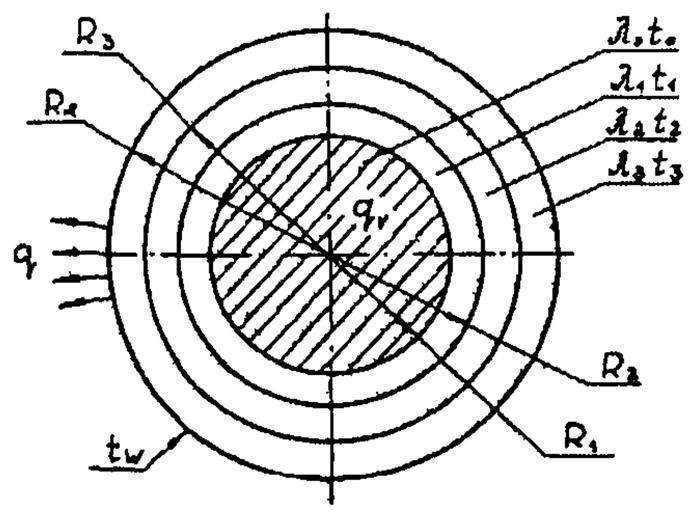


Рис. 3.2.1.1. Поперечное сечение цилиндрического твэла с тремя оболочками

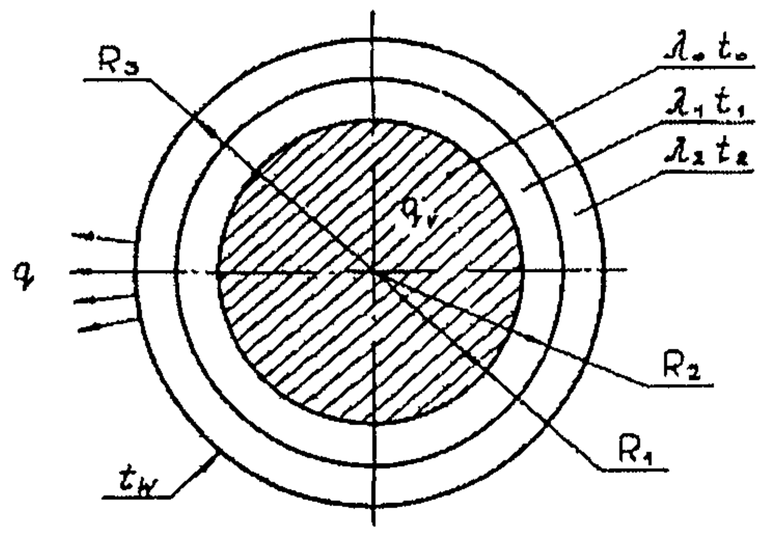


Рис. 3.2.1.2. Поперечное сечение цилиндрического твэла с двумя оболочками

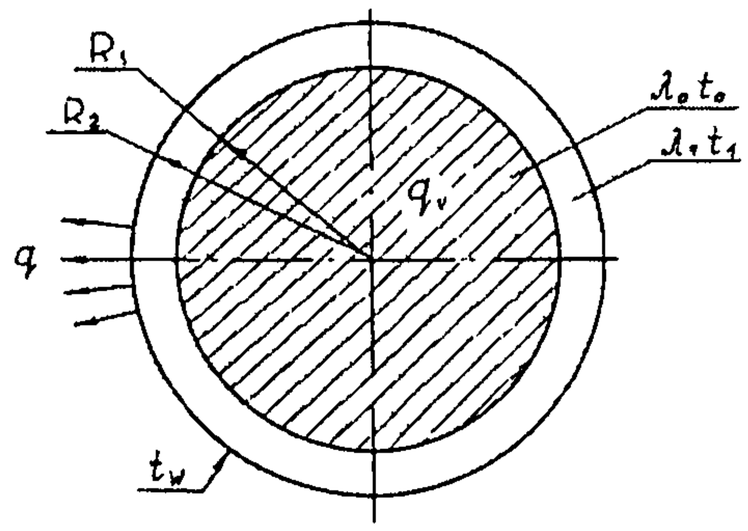


Рис. 3.2.1.3. Поперечное сечение цилиндрического твэла с одной оболочкой

- для цилиндрического твэла с одной оболочкой (рис. 3.2.1.3) по формуле:

$$\varepsilon_{ко}=\frac{\lambda_1}{\lambda}\frac{1-y_1 m_1}{1+y_1 m_1}, \qquad (3.1.1.17)$$

где $y_1=\left(R_1/R_2\right)^{2k}$; $m_1=\frac{\lambda_1-\lambda_0}{\lambda_1+\lambda_0}$;

- для цилиндрического твэла без оболочки (рис. 3.2.1.4) по формуле:

$$\varepsilon_{ко}=\frac{\lambda_o}{\lambda}; \qquad (3.2.1.18)$$

- для кольцевого твэла с оболочкой и контактным термическим сопротивлением Ф (рис. 3.2.1.5) по формуле:

$$\varepsilon_{ко}=\frac{\lambda_1}{\lambda}\frac{[1+y_1]+\left[\sigma+\frac{y_1+y_0}{y_1-y_0}\right][1-y_1]-m_1\left[[1+y_1]+\left[\sigma-\frac{y_1+y_0}{y_1-y_0}\right][1-y_1]\right]}{[1-y_1]+\left[\sigma-\frac{y_1+y_0}{y_1-y_0}\right][1+y_1]-m_1\left[[1-y_1]+\left[\sigma-\frac{y_1+y_0}{y_1-y_0}\right][1+y_1]\right]} \qquad (3.2.1.19)$$

где $y_1=\left(\frac{R_1}{R_2}\right)^{2k}$; $m_1=\frac{\lambda_1-\lambda_o}{\lambda_1+\lambda_o}$; $\delta=\frac{k\lambda_1}{R_1}\Phi$; $y_0=\left(\frac{r_0}{R_1}\right)^{2k}$.

- для цилиндрического твэла с оболочкой и контактным термическим сопротивлением Ф (рис. 3.2.1.6) по формуле:

$$\varepsilon_{ко}=\frac{\lambda_1(1+y_1)+(\delta+1)(1-y_1)-m_1[(1+y_1)+(\sigma-1)(1-y_1)]}{\lambda(1-y_1)+(\delta+1)(1+y_1)-m_1[(1-y_1)+(\sigma-1)(1+y_1)]}, \qquad (3.2.1.20)$$

где $y_1=\left(\frac{R_1}{R_2}\right)^{2k}$; $m_1=\frac{\lambda_1-\lambda_0}{\lambda_1+\lambda_0}$; $\sigma=\frac{k\lambda_1}{R_1}\Phi$.

В формулах (3.2.1.15) ÷ (3.2.1.20):

λ_i (i = 1, 2, 3, 4) − коэффициенты теплопроводности оболочек твэла, Вт/м·°С;

λ − коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/м·°С;

Ф − контактное термическое сопротивление, Вт/м^2·°С;

R_i (i = 1, 2, 3, 4) − внутренние радиусы оболочек твэла, м;

r_o − радиус внутреннего кольца, м;

k = 6 − для сборки стержней треугольной упаковки;

k = 4 − для сборки стержней квадратной упаковки;

λ_o − коэффициент теплопроводности топлива, Вт/м·°С.

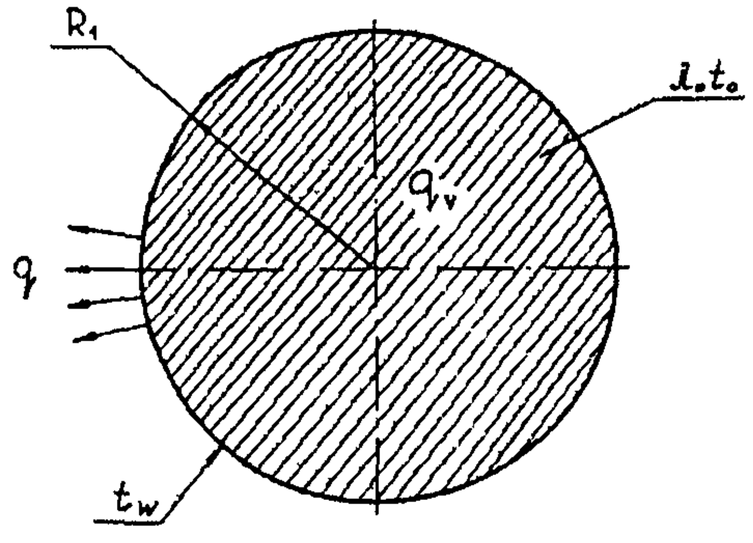


Рис. 3.2.1.4. Поперечное сечение цилиндрического твэла без оболочки

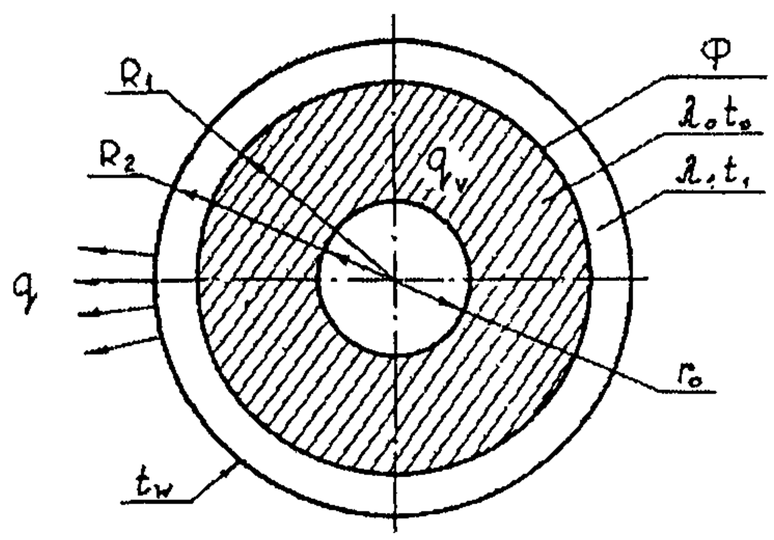


Рис. 3.2.1.5. Поперечное сечение кольцевого твэла с оболочкой и контактным термическим сопротивлением

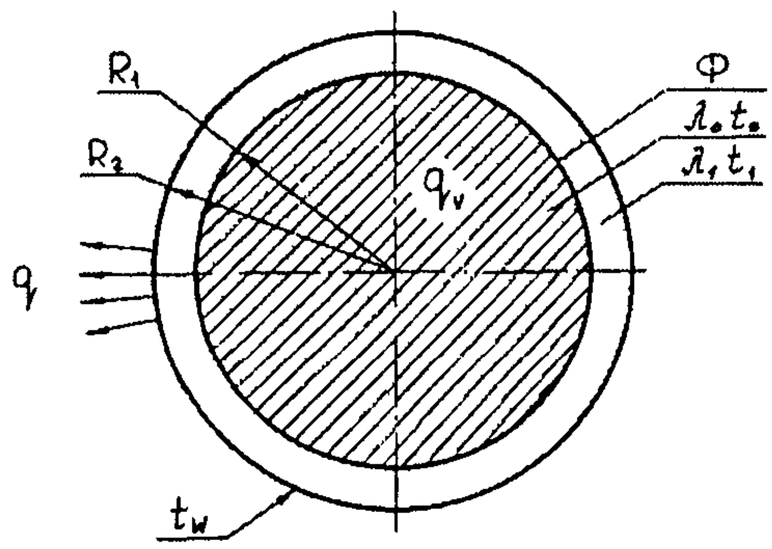


Рис. 3.2.1.6. Поперечное сечение цилиндрического твэла с оболочкой и контактным термическим сопротивлением

3.2.1.3. ТЕПЛООБМЕН НА ВХОДНОМ УЧАСТКЕ ТРУБЫ ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ

Длина входного теплового участка при турбулентном течении некипящей воды, газов в трубе рассчитывается [11]:

- при $Re = 10^4 \div 5 \cdot 10^4$; $Pr = 0{,}7 \div 10$ по формуле:

$$\frac{L_{ст}}{d_{вн}} = \frac{4{,}5 \cdot 10^5}{Re}; \qquad (3.2.1.21)$$

- при $Re = 5 \cdot 10^4 \div 1{,}2 \cdot 10^5$, $Pr = 0{,}7 \div 10$ по формуле:

$$\frac{L_{ст}}{d_{вн}} = 0{,}6\, Re^{0{,}25}. \qquad (3.2.1.22)$$

Погрешность Δ расчета $L_{ст}$ составляет ±20%.

Теплообмен на входном участке круглой трубы при турбулентном течении некипящей воды, газов рассчитывается по формуле [11]:

$$Nu_{вх} = NuC_{ст}; \qquad (3.2.1.23)$$

Nu рассчитывается по формуле (3.2.1.4);

$C_{ст}$ – поправочный коэффициент, который рассчитывается:

- при $L/d_{вн} \geq 0{,}6$; $Re = 4 \cdot 10^3 \div 5 \cdot 10^4$; $Pr = 0{,}7 \div 1{,}0$ по формуле:

$$C_{ст} = 1 + 0{,}48\left(\frac{d_{вн}}{L}\right)^{0{,}25}\left(1 + 3600/Re\sqrt{L/d_{вн}}\right)exp\left(-0{,}17\frac{L}{d_{вн}}\right), \qquad (3.2.1.24)$$

где L – текущая длина (расстояние от начала обогрева), м;

- при $L/d_{вн} > 2$; $Re = 3 \cdot 10 \div 5 \cdot 10^4$; $Pr \cong 0{,}70$ по формуле:

$$C_{ст} = 1 + \left(0{,}8 + 5{,}6 \cdot 10^4\, Re^{-3{,}20}\frac{d_{вн}}{L}\right); \qquad (3.2.1.25)$$

- при $L/d_{вн} > 1$; $Re = 5 \cdot 10^3 \div 5 \cdot 10^4$; $Pr = 5 \div 10$ по формуле:

$$C_{ст} \cong 1 + 0{,}5 d_{вн}/L. \qquad (3.2.1.26)$$

Погрешность δ расчета $Nu_{вх}$ составляет ±15%.

3.2.1.4. ТЕПЛООБМЕН ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ ОКОЛОКРИТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СОСТОЯНИЯ

Особенности теплообмена при околокритических параметрах состояния связаны с сильным изменением теплофизических свойств среды и температуры а, в первую очередь, плотности и теплоемкости. Температура, соответствующая максимуму теплоемкости, называется псевдокритической и обозначается T_m [K].

Роль естественной конвекции при теплообмене учитывается критериями $GrRe^{-2}$ или критерием $K = (1 - \rho_{ст}/\rho)GrRe^{-2}$,

где $Gr = g(1 - \rho_{ст}/\rho)d_{вн}^3 \nu^{-2}$; $Re = (\rho w)d_{вн}/\mu$.

При $K < 0{,}40$ или $GrRe^{-2} < 0{,}6$ имеет место снижение (ухудшение) теплоотдачи, а при больших значениях этих критериев – улучшение теплоотдачи.

Теплообмен при течении теплоносителей околокритических параметров в трубах при нагревании рассчитывается [10,11]:

- при $K < 0{,}01$ по формуле:

$$Nu = Nu_o\left(\frac{\overline{C}_p}{C_p}\right)^n\left(\frac{\rho_{ст}}{\rho}\right)^m; \qquad (3.2.1.27)$$

- при $K > 0{,}01$ по формуле:

$$Nu = Nu_o\left(\frac{\overline{C}_p}{C_p}\right)^n\left(\frac{\rho_{ст}}{\rho}\right)^m \varphi(K), \qquad (3.2.1.28)$$

где Nu_o рассчитывается по формулам (3.2.1.4), (3.2.1.5) при среднемассовой температуре $T_ж$ в сечении канала;

$\overline{C}_p = \dfrac{i_{ст} - i}{T_{ст} - T_ж}$ – среднеинтегральная теплоемкость в диапазоне ($T_{ст}$–$T_ж$);

C_p – теплоемкость среды, кДж/кг·К;

i – энтальпия, кДж/кг;

m = 0,30 – для горизонтальных труб и опускного течения в вертикальных трубах;

m = 0,40 – для подъемного течения в вертикальных трубах;

n = 0,70 при $\bar{C}_p/C_p > 1$ для подъемного течения в вертикальных трубах.

Для $\bar{C}_p/C_p < 1$ значения показателя степени n приведены в таблице 3.2.1.1 в зависимости от отношений $T_ж/T_m$; $T_{ст}/T_m$.

Таблица 3.2.1.1

Значения показателя степени *n* в формулах (3.2.1.27), (3.2.1.28)

Область	Значения
$T_{ст}/T_m < 1$; $T_ж/T_m > 1{,}20$	0,40
$2{,}6 > T_{ст}/T_m > 1$; $T_ж/T_m < 1$	$0{,}22 + 0{,}18(T_{ст}/T_m)$
$2{,}6 > T_{ст}/T_m > 1$; $1 < T_ж/T_m < 1{,}20$	$0{,}9\ T_ж/T_m(1-T_{ст}/T_m) + 1{,}08 T_{ст}/T_m - 0{,}68$

Таблица 3.2.1.2

Значения функции (*K*) в формуле (3.2.1.34) в зависимости от величины *K*

K	0,01	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,20	0,40
$\varphi(K)$	1,0	0,88	0,72	0,67	0,65	0,65	0,74	1,00

$\varphi(K) = 140K^{0,37}$ при $K > 0{,}40$.

Пределы применимости формул:

$Re = 2\cdot10^4 \div 8\cdot10^5$; $\rho_{ст}/\rho = 0{,}09 \div 1{,}00$; $Pr = 0{,}85 \div 55$;

$T_ж/T_m = 1{,}0 \div 1{,}2$; $T_{ст}/T_m = 0{,}6 \div 2{,}6$; $\bar{C}_p/C_p = 0{,}02 \div 4{,}00$;

$q = 2{,}3\cdot10^4 \div 2{,}6\cdot10^6$ Вт/м^2; $P/P_{кр} = 1{,}01 \div 1{,}33$; $L/d_{вн} > 15$.

Погрешность σ расчета Nu составляет 10%.

При $K < 0{,}01$ формула (3.2.1.27) обобщает режимы с ухудшением теплоотдачи вне зависимости от величины K. Максимальную температуру стенки можно наблюдать в сечениях трубы с температурой жидкости ниже псевдокритической на несколько градусов.

Вероятно ухудшение теплоотдачи при $K < 0{,}01$ связано с влиянием переменности теплофизических свойств по сечению потока на процессы турбулентного переноса.

При K = 0,01÷ 0,40 под влиянием естественной конвекции происходит дополнительное снижение теплоотдачи. Максимальную температуру стенки можно наблюдают в сечениях трубы, где средняя температура ниже псевдокритической на 15 ÷ 20 °С и более.

При $K \geq 0{,}40$ снижение теплоотдачи под влиянием естественной конвекции вырождается и может наступить улучшение теплоотдачи.

Теплообмен при течении теплоносителей околокритических параметров в трубах при охлаждении рассчитывается по формуле [11]:

$$Nu = Nu_{\text{о}}\left(C_p/C_{p_{\text{ст}}}\right)^{n_1}\left(\rho_{\text{ст}}/\rho\right)^{m_1}, \qquad (3.2.1.29)$$

где $Nu_{\text{о}}$ – рассчитывается по формулам (3.2.1.4), (3.2.1.5) при среднемассовой температуре $T_{\text{ж}}$ в сечении трубы;

$$n_1 = B\left(\overline{C}_p/C_{p_{\text{ст}}}\right)^S;$$

Таблица 3.2.1.3

Значения коэффициентов B, S, m_1 в формуле (3.2.1.29)

$P/P_{\text{кр}}$	1,06	1,08	1,15	1,22	1,35	1,63
m_1	0,300	0,380	0,540	0,610	0,680	0,800
B	0,680	0,750	0,850	0,910	0,970	1,000
S	0,210	0,180	0,104	0,066	0,040	0

Пределы применимости формулы:

$Re = 9\cdot10^4 \div 4{,}5\cdot10^5$; $q = 1{,}4\cdot10^4 \div 1{,}1\cdot10^6$ Вт/м^2;

$P/P_{\text{кр}} = 1{,}06 \div 1{,}63$; $T_{\text{ж}}/T_{\text{m}} = 0{,}95 \div 1{,}50$; $T_{\text{ст}}/T_{\text{m}} = 0{,}9 \div 1{,}2$.

Погрешность σ расчета Nu составляет 10%.

При расчетах температуры стенки по формулам (3.2.1.27) ÷ (3.2.1.29) приходится прибегать к методу последовательных приближений. Расчеты упрощаются, если построить зависимости $q = f(T_{\text{ст}})$ при разных $T_{\text{ж}}$ для заданного давления, диаметра и массовой скорости.

Теплообмен при турбулентном течении среды в трубе при сверхкритическом давлении при нормальных и ухудшенных режимах теплосъема рассчитывается по формуле [11]:

$$St = \frac{\xi_1/8}{1+\dfrac{900}{Re}+12{,}7\sqrt{\xi_1/8}\left\{\left[Pr_* \dfrac{\rho}{\rho_1}\left(1+K_1\right)\right]^{0{,}67} - 0{,}1K_1^2 - 1\right\}}, \qquad (3.2.1.30)$$

где $St = \dfrac{q}{(i_{\text{ст}} - i)\rho w}$ – число Стентона.

При расчете по формуле используются две определяющие температуры t_1 и t_2 . Температура t_1 (энтальпия i_1), являющаяся первым приближением к температуре стенки трубы $t_{\text{ст}}$, рассчитывается по формуле [11]:

$$St_1 = \frac{q}{(i_l - i)\rho w} = 0{,}023\,Re^{-0{,}20}.$$

Температура t_2 рассчитывается по формуле [11]:

$t_2 = t_{\text{ж}} + (i_1 - i)\mu/\lambda$.

При температуре t_1 определяются ρ_1, μ_1, β_1, Pr_1, а при температуре t_2 – Pr, ρ_2, i_2 .

Критерии и коэффициенты рассчитываются по формулам:

$$Pr_* = 2\,Pr_1\,Pr_2\,/\left(Pr_1 + Pr_2\right);$$

$$Re_1 = \frac{(\rho w) d_{вн}}{\mu_1};$$

$$Re = \frac{(\rho w) d_{вн}}{\mu};$$

$$K_1 = 10^3\left(\frac{A}{Pr^2\,Re^4}\right)^{1/3} + b\left(\frac{Gr}{Pr^2\,Re^4}\right)^{1/3};$$

$A = 4\dfrac{Re}{Pr}\left(\dfrac{g d_{вн}\beta_1\,\rho_2}{\lambda\quad\rho_1}\right)$ – параметр ускорения;

$$Pr = \frac{i_2 - i_1\,\mu}{t_2 - t_c\,\lambda};\quad Gr = \frac{g d_{вн}\beta}{\lambda\nu}\,\frac{\rho_2}{\rho};$$

$t_ж$ – среднемассовая температура в сечении трубы, °С;

$b = 800$ – при подъемном течении в обогреваемых трубах;

$b = 100$ – при опускном течении;

β_1 – коэффициент объемного расширения при температуре;

ξ_1 – коэффициент гидравлического сопротивления трения, который рассчитывается по формуле (3.1.2.1) при температуре t_1;

g – кВт/м^2.

Влияние подъемных сил на теплообмен является существенным при $Gr > 10^4 PrRe^{2,8}$, а при $A > PrRe^{2,8}\cdot 10^4$ существенно и ускорение потока.

Пределы применимости формулы: $L/d_{вн} > 50$; $Gr/PrRe^{2,8} \le 2\cdot 10^{-5}$.

При $Gr/PrRe^{2,8} = 10^{-4} \div 2\cdot 10^{-5}$ формула применима для расчета теплообмена при течении воды, гелия, углекислоты при подъемном и опускном течении в обогреваемых трубах.

Погрешность σ расчета *St* составляет 15%.

3.2.1.5. ТЕПЛООБМЕН В КАНАЛАХ ПРИ СОВМЕСТНОМ ВЛИЯНИИ СВОБОДНОЙ И ВЫНУЖДЕННОЙ КОНВЕКЦИИ

При вынужденном подъёмном течении жидкости в каналах свободная конвекция уменьшает интенсивность теплоотдачи при малых скоростях движения, заметных разностях температур и высоких плотностях теплового потока.

Граница влияния свободной конвекции определяется конкретным значением комплекса Gr/Re^2.

Для описания теплоотдачи при смешанной конвекции используется система безразмерных критериев Gr/Re^2, Re, Pr, $L/d_{вн}$.

Граница начала влияния свободной конвекции на теплообмен при вынужденном течении воды в трубах рассчитывается по формуле [11]:

$$K_H = \left(\frac{Gr_A}{Re^2}\right)_{\text{нач}} \cdot 10^5 = 0{,}195A^{0,4} + exp\left\{-2{,}09A^{-0,84}\left(Re\cdot 10^{-3} - 2{,}3\right)\right\} + \\ + \left(1{,}5 - 0{,}195A^{0,4}\right)exp\left\{-91A^{-1}\left(Re\cdot 10^{-3} - 2{,}3\right)\right\}, \qquad (3.2.1.31)$$

где

$$Gr_A = \frac{g\beta d_{вн}^4 dt/dL}{16\nu^2};\ \frac{dt}{dL} = \frac{4q}{\rho w C_p d_{вн}};$$

$$A = \frac{d_{вн}}{\nu^2 \sqrt[3]{a^4 g}};\ Re = \frac{w d_{вн}}{\nu};$$

a – температуропроводность теплоносителя;

β – коэффициент объёмного расширения.

При расчете критериев все теплофизические параметры определяются при температуре воды на входе в трубу.

Погрешность δ расчета K_H составляет ±15%.

При указанных ниже значениях комплекса Gr_A/Re^2 и безразмерного расстояния от входа в трубу $(L/d_{вн})_{ст}$ теплообмен стабилизируется.

В этих условиях теплообмен рассчитывается:

- при $K = Gr_A/Re^2 < 2\cdot 10^{-6}$ по формуле:

$$(Nu/Nu_в)_{ст} = 1, \qquad (3.2.1.32)$$

где $Nu_в$ – число Нуссельта для чисто вынужденного течения;

- при $2\cdot 10^{-6} < K < 10^{-4}$ по формуле:

$$\left(\frac{Nu}{Nu_в}\right)_{ст} = \left(1 - 8{,}84K_н^{0,263}\right)exp\left\{-9{,}2\cdot 10^5 A^{-1,6}\left(K_н\cdot 10^6\right)^2\left(K - K_н\right)\right\} + 8{,}84K^{0,263}; \qquad (3.2.1.33)$$

- при $K > 10^{-4}$ по формуле:

$$(Nu/Nu_в)_{ст} = 8{,}84K^{0,263}. \qquad (3.2.1.34)$$

В условиях смешанной конвекции появляются максимумы в распределении температуры теплоотдающей поверхности по длине трубы при значениях комплекса $K \geq K_{гр}$.

Комплекс $K_{гр}$ рассчитывается по формуле:

$$K_{гр} = 7\cdot 10^{-5}\left[exp(1{,}1\cdot 10^{-3}A) - 1\right]. \qquad (3.2.1.35)$$

При значениях $K = K_{гр}$ первый максимум температуры находится на безразмерном расстоянии от входа в трубу:

$$\left(\frac{L_o}{d_{вн}}\right)_{гр} = 38 + \frac{\left(5{,}1\cdot 10^{-6}A^{2,5} + 8\right)\cdot 10^8}{Re^2}. \qquad (3.2.1.36)$$

При $K > K_{гр}$ первый максимум температуры смещается к входу в трубу и рассчитывается по формуле:

$$\frac{L_o}{d_{вн}} = \left(\frac{L_o}{d_{вн}}\right)_{гр} \frac{exp\left\{10^4\left(K - K_{гр}\right)\right\}}{\left(K/K_{гр}\right)^{2,13}}. \qquad (3.2.1.37)$$

Теплообмен по длине трубы от сечения с максимальной температурой рассчитывается по формуле:

- при $L/d_{вн} > L_о/d_{вн}$ по формуле:

$$\frac{Nu}{Nu_в} = \left(\frac{Nu}{Nu_в}\right)_{ст} + B\cos\left\{\pi\left[\frac{(L-L_о)/d_{вн}}{0{,}5T}\right]-1\right\}, \qquad (3.2.1.38)$$

где $T = 8{,}56(L_о/d_{вн})^{0{,}46}$;

$$B = \left[\frac{1{,}6}{\left(\frac{K-K_{гр}}{0{,}1K_{гр}^2}\right)^{0{,}2}}\right] exp\left\{-0{,}46\left[\frac{(L-L_о)/d_{вн}}{0{,}5T}\right]^2\right\};$$

- при $L/d_{вн} \le L_о/d_{вн}$ по формуле:

$$\frac{Nu}{Nu_в} = \left(\frac{Nu}{Nu_в}\right)_о + \left[1{,}4-\left(\frac{Nu}{Nu_в}\right)_о\right] exp\left[-4{,}14\left(\frac{L}{L_о}\right)^{1{,}7}\right], \qquad (3.2.1.39)$$

где $\left(\frac{Nu}{Nu_В}\right)_о = \left(\frac{Nu}{Nu_В}\right)_{ст}$ – В (при $L = L_о$).

Значение безразмерного расстояния от входа в трубу, с которого наступает установившийся теплообмен рассчитывается по формуле:

$$(L/d_{вн})_{ст} = (L_о/d_{вн}) + T. \qquad (3.2.1.40)$$

Пределы применимости методики: $P = 6 \div 18$ МПа;
$\rho w = 150 \div 1000$ кг/м^2·с; $d_{вн} = 10 \div 25$ мм; $L \le 20$ м.

Погрешность δ расчета Nu составляет ±15%.

3.2.1.6. ТЕПЛООБМЕН ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ОБТЕКАНИИ ТЕЛ ТУРБУЛЕНТНЫМ ПОТОКОМ

3.2.1.6.1. Теплообмен при поперечном обтекании турбулентным потоком одиночного цилиндра и шара

Средний по периметру коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании одиночного цилиндра (угол атаки $\varphi = 90°$) рассчитывается по формуле [12]:

$$\overline{Nu} = C\,Re_{згр}^n\,Pr^{0{,}37}\left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25}, \qquad (3.2.1.41)$$

где

$$Re_{згр} = \frac{w_{згр}d_н}{\nu};$$

$w_{згр}$ – скорость набегающего потока с учетом поправки на степень загромождения цилиндром канала (скорость потока в самом узком сечении канала, м/с);

$w_{згр} = w_{нп}(1+1{,}18K_{згр}^3)^2$ при $K_{згр} = 0 \div 0{,}827$; $Re_{нп} = 10^3 \div 2\cdot10^5$;

$w_{згр} = w_{нп}(1+K_{згр})$ при $K_{згр} = 0 \div 0{,}70$; $Re_{нп} = 10^5 \div 2\cdot10^6$;

$w_{нп}$ – скорость набегающего потока, м/с;

$Re_{нп} = \frac{w_{нп} d_н}{\nu}$;

$K_{згр} = F_{згр}/F_{кан}$ – степень загромождения канала цилиндром.

Теплофизические свойства определяются при температуре набегающего потока. Определяющий размер – наружный диаметр цилиндра.

Таблица 3.2.1.4

Значения констант *C* и *n* в формуле (3.2.1.41) для расчета теплообмена при поперечном обтекании одиночного цилиндра

$Re_{нп}$	C	n
$1 \div 40$	0,76	0,40
$40 \div 1000$	0,52	0,50
$10^3 \div 2 \cdot 10^5$	0,26	0,60
$2 \cdot 10^5 \div 10^7$	0,023	0,80

Пределы применимости формулы:

$Tu \cong 1\%$; Tu – степень турбулентности потока, $Tu = \frac{\sqrt{\overline{w}'^2_{нп}}}{w_{нп}}$.

Погрешность Δ расчета $\bar{Nu}$ составляет ±30%.

При уменьшении угла атаки ($\beta = 30° \div 90°$) средний по периметру коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании одиночного цилиндра уменьшается и рассчитывается по формуле [12]:

$$\bar{Nu} = \bar{Nu}_o(1 - 0{,}54\cos^2\beta), \qquad (3.2.1.42)$$

где β – угол атаки; $\bar{Nu}_o$ рассчитывается по формуле (3.2.1.41).

Пределы применимости формулы: $Tu \cong 1\%$; $\beta = 30° \div 90°$.

Погрешность δ расчета $\bar{Nu}$ составляет ±30%.

При возрастании степени турбулентности набегающего потока свыше 1% средний коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании одиночного цилиндра рассчитывается по формуле [12]:

$$\bar{Nu} = \bar{Nu}_o K(Tu), \qquad (3.2.1.43)$$

где $\bar{Nu}_o$ рассчитывается по формуле (3.2.1.42);

$K(Tu)$ – поправочный коэффициент, значение которого определяется с помощью рис. 3.2.1.7.

Пределы применимости определяются рис. 3.2.1.7.

Погрешность δ расчета $\bar{Nu}$ составляет ±30%.

Средний по периметру коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании потоком одиночного эллиптического цилиндра параллельно большой или малой осям рассчитывается по формуле [12]:

$$\bar{Nu} = 0{,}27 Re^{0,6} Pr^{0,37} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}, \qquad (3.2.1.44)$$

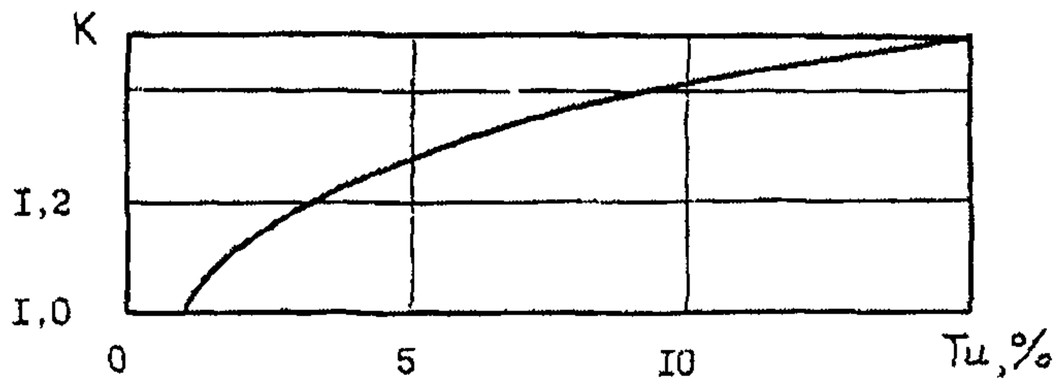


Рис. 3.2.1.7. Зависимость коэффициента $K(Tu)$ от степени турбулентности потока в формуле (3.2.1.43)

Теплофизические свойства определяются при температуре набегающего потока. Определяющий размер – диаметр эллиптического цилиндра, параллельный набегающему потоку.

Пределы применимости формулы: $Re = 10^3 \div 2 \cdot 10^5$.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}$ составляет ±30%.

Средний коэффициент теплоотдачи при обтекании потоком одиночного шара рассчитывается по формуле [13]:

$$\overline{Nu} = 2 + 0{,}03Pr^{0{,}33}Re^{0{,}54} + 0{,}36Pr^{0{,}35}Re^{0{,}58}, \qquad (3.2.1.45)$$

где $Re = \frac{w_{нп} d_ш}{\nu}$;

$w_{нп}$ – скорость набегающего потока, м/с;

$d_ш$ – диаметр шара, м.

Пределы применимости формулы: $Re = 0{,}3 \div 3 \cdot 10^5$; $Pr = 0{,}7 \div 8$.

Погрешность δ расчета $\overline{Nu}$ составляет ±10%.

3.2.1.6.2. Теплообмен при поперечном обтекании турбулентным потоком пучков стержней

Средняя теплоотдача всего пучка труб (сборки стержней) при поперечном обтекании потоком рассчитывается по формуле [12]:

$$\overline{Nu} = \overline{Nu}_1 C_\beta C_Z, \qquad (3.2.1.46)$$

где $\overline{Nu}_1$ – средняя теплоотдача одной трубы в глубинном ряду поперечно обтекаемого пучка труб при $\beta = 90°$, где β – угол атаки;

C_β – коэффициент, учитывающий уменьшение средней теплоотдачи пучка труб из-за уменьшения угла атаки;

C_Z – коэффициент, учитывающий зависимость средней теплоотдачи пучка труб от числа рядов пучка.

Средняя теплоотдача одной трубы в глубинном ряду поперечно обтекаемого шахматного пучка гладких труб рассчитывается [12]:

- при $Pr \geq 0{,}50$; $Re = 2 \div 40$ по формуле:

$$\overline{Nu}_1 = 1{,}04Re^{0{,}4}Pr^{0{,}36}(Pr/Pr_{ст})^{0{,}25}; \qquad (3.2.1.47)$$

- при $Pr \geq 0{,}5$; $Re = 40 \div 5 \cdot 10^2$ по формуле:

$$\overline{Nu}_1 = 0{,}71 Re^{0{,}5} Pr^{0{,}36} (Pr/Pr_{ст})^{0{,}25}; \quad (3.2.1.48)$$

- при $Pr \geq 0{,}5$; $Re = 5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^5$; $a/b < 2$ по формуле:

$$\overline{Nu}_1 = 0{,}35 (a/b)^{0{,}2} Re^{0{,}6} Pr^{0{,}36} (Pr/Pr_{ст})^{0{,}25}; \quad (3.2.1.49)$$

- при $Pr \geq 0{,}5$; $Re = 5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^5$; $a/b > 2$ по формуле:

$$\overline{Nu}_1 = 0{,}4 Re^{0{,}6} Pr^{0{,}36} (Pr/Pr_{ст})^{0{,}25}; \quad (3.2.1.50)$$

- при $Pr \geq 0{,}5$; $Re > 2 \cdot 10^5$ по формуле:

$$\overline{Nu}_1 = 0{,}031 (a/b)^{0{,}2} Re^{0{,}8} Pr^{0{,}4} (Pr/Pr_{ст})^{0{,}25}; \quad (3.2.1.51)$$

где $a = S_1/d_н$ – поперечный относительный шаг пучка;

$b = S_2/d_н$ – продольный относительный шаг пучка.

Схема размещения труб в пучке приведена на рис. 3.1.3.9.

Средняя теплоотдача одной трубы в глубинном ряду поперечно обтекаемого коридорного пучка гладких труб рассчитывается [12]:

- при $Pr \geq 0{,}5$; $Re = 2 \div 10^2$ по формуле:

$$\overline{Nu}_1 = 0{,}9 Re^{0{,}4} Pr^{0{,}36} (Pr/Pr_{ст})^{0{,}25}; \quad (3.2.1.52)$$

- при $Pr \geq 0{,}5$; $Re = 10^2 \div 7 \cdot 10^2$ по формуле:

$$\overline{Nu}_1 = 0{,}52 Re^{0{,}50} Pr^{0{,}36} (Pr/Pr_{ст})^{0{,}25}; \quad (3.2.1.53)$$

- при $Pr \geq 0{,}5$; $Re = 7 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^5$ по формуле:

$$\overline{Nu}_1 = 0{,}27 Re^{0{,}63} Pr^{0{,}36} (Pr/Pr_{ст})^{0{,}25}; \quad (3.2.1.54)$$

- при $Pr \geq 0{,}50$; $Re > 2 \cdot 10^5$ по формуле:

$$\overline{Nu}_1 = 0{,}033 Re^{0{,}8} Pr^{0{,}4} (Pr/Pr_{ст})^{0{,}25}. \quad (3.2.1.55)$$

При расчетах по формулам (3.2.1.47) – (3.2.1.55) за характерный размер принимается наружный диаметр трубы; за расчетную скорость – средняя скорость в наименьшем проходном сечении пучка (поперечном для коридорных пучков, поперечном или диагональном для шахматных пучков), за определяющую температуру – средняя температура теплоносителя в пучке; за температуру стенки – средняя температура поверхности труб пучка.

Погрешность δ расчета $\overline{Nu}_1$ составляет ±30%.

Коэффициент C_β, учитывающий уменьшение средней теплоотдачи всего пучка из-за уменьшения угла атаки (косое обтекание пучка труб), рассчитывается:

- при $\beta = 30° \div 90°$; $Pr \geq 0{,}5$ с помощью рис. 3.2.1.8;
- при $\beta = 0 \div 90°$, $Pr \approx 1$, $S/d_н = 1{,}2 \div 1{,}50$,

$Re = 10^3 \div 10^5$ по формуле [14]:

$$C_\beta = (sin\beta)^{0{,}5} \left(\frac{2\beta}{\pi}\right)^{0{,}5} + \left(\frac{\alpha_{прод}}{\alpha_{поп}}\right)(cos\beta)^{0{,}8} \left(1 - \frac{\beta}{\pi}\right)^{0{,}2}, \quad (3.2.1.56)$$

где $\frac{\alpha_{прод}}{\alpha_{поп}} = 0{,}28 \pm 0{,}04.$

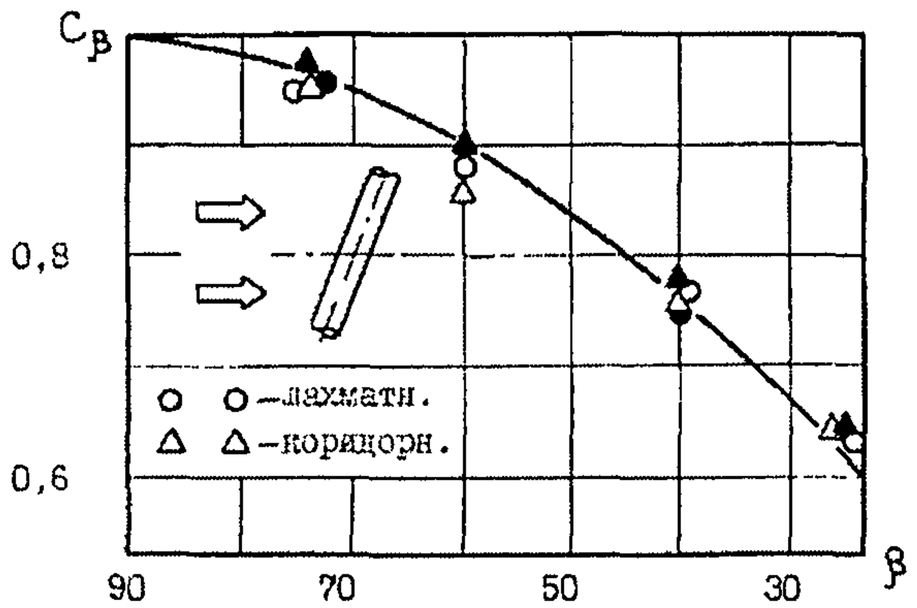


Рис. 3.2.1.8. Поправка на влияние угла атаки при расчете средней теплоотдачи всего пучка стержней при поперечном обтекании
Светлые и зачерченные символы – первый и глубинные ряды труб, соответственно

Коэффициент C_Z , учитывающий зависимость средней теплоотдачи всего пучка труб от числа рядов, определяется с помощью рис. 3.2.1.9.

Погрешность δ расчета $\overline{\overline{Nu}}$ по формуле (3.2.1.46) составляет ±30 %.

Средняя теплоотдача всего шахматного пучка шероховатых труб рассчитывается по формуле [12]:

$$\overline{\overline{Nu}} = \overline{Nu}_{1,ш} C_\beta C_Z, \qquad (3.2.1.57)$$

где $Nu_{1,ш}$ – средняя теплоотдача одной шероховатой трубы в глубинном ряду поперечно обтекаемого шахматного пучка, которая рассчитывается:

- при $Re = 10^3 \div 10^5$; $a = 1{,}25 \div 2{,}0$; $b = 0{,}935 \div 2$;
  $K/d_н = 6{,}67 \cdot 10^{-3} \div 40 \cdot 10^{-3}$ по формуле:

$$\overline{Nu}_{1,ш} = 0{,}50(a/b)^{0,2} Re^{0,65} Pr^{0,36} (K/d_н)^{0,15}, \qquad (3.2.1.58)$$

где K – высота элементов шероховатости, м;

- при $Re = 10^5 \div 2 \cdot 10^6$ по формуле:

$$\overline{Nu}_{1,ш} = 0{,}10(a/b)^{0,2} Re^{0,8} Pr^{0,4} (K/d_н)^{0,15}. \qquad (3.2.1.59)$$

Коэффициенты C_β и C_Z в формуле (3.2.1.57) определяются по рис. 3.2.1.8, 3.2.1.9 и формуле (3.2.1.56).

Погрешность δ расчета $\overline{Nu}_{1,ш}$ составляет ±30%.

Погрешность Δ расчета $\overline{\overline{Nu}}$ по формуле (3.2.1.57) составляет ±30%.

Средняя теплоотдача всего пучка при поперечном обтекании шахматных и коридорных пучков оребренных труб потоком вязких жидкостей рассчитывается по формуле [12]:

$$\overline{\overline{Nu}} = \overline{\overline{Nu}}_{1,ср} C_\beta, \qquad (3.2.1.62)$$

где $\overline{\overline{Nu}}_{1,ср}$ – средняя теплоотдача одной трубы в глубинном ряду шахматных или коридорных пучков труб при поперечном обтекании.

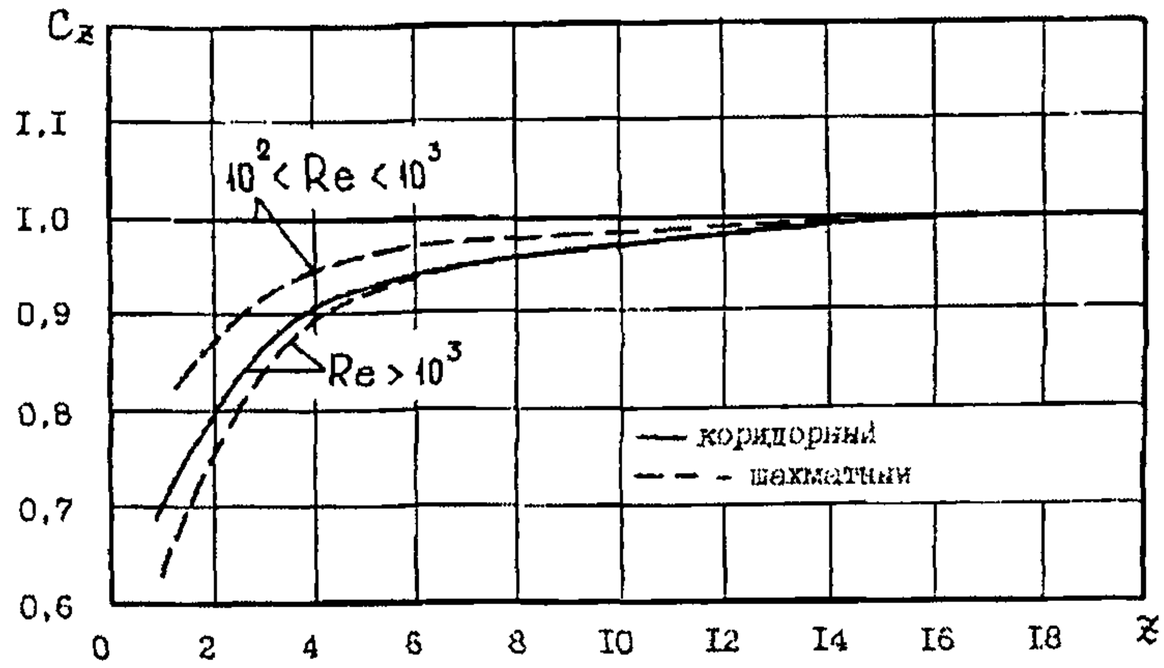


Рис. 3.2.1.9. Поправка на число рядов при расчете средней теплоотдачи пучков труб при поперечном обтекании

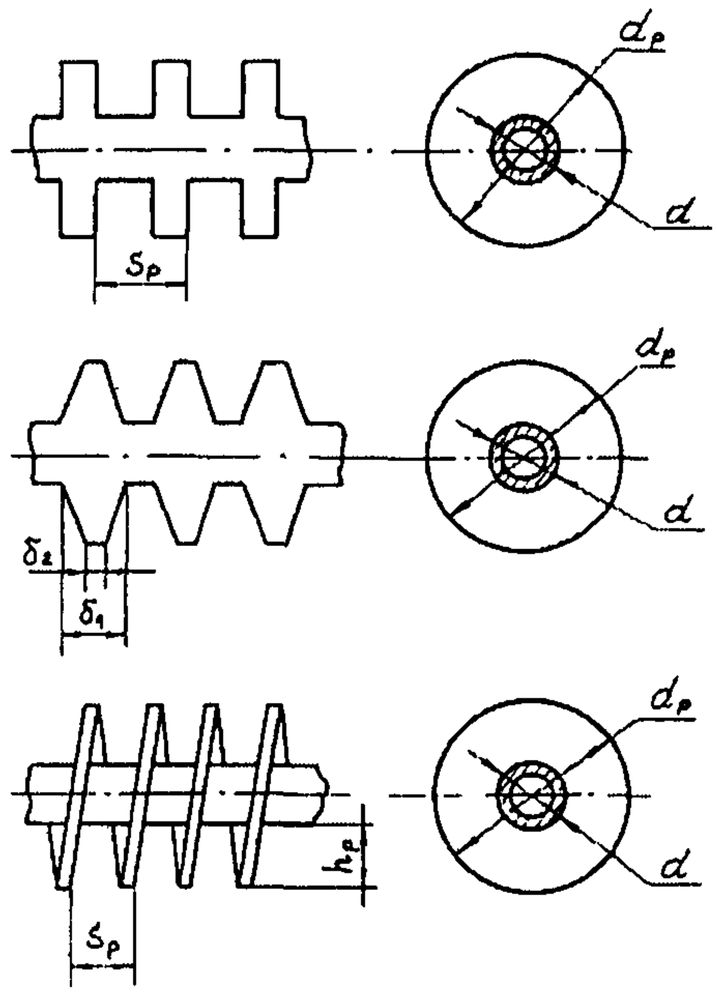


Рис. 3.2.1.10. Геометрические характеристики оребренных труб

Средняя теплоотдача одной трубы в глубинном ряду шахматного пучка оребренных труб при поперечном обтекании потоком рассчитывается [15,16]:

- при $Re = 10^2 \div 2 \cdot 10^4$; $Pr \geq 0{,}7$; $a = 1{,}1 \div 4$;

$b = 1{,}03 \div 2{,}05$; $h_р/d_н = 0{,}07 \div 0{,}715$;

$S_р/d_н = 0{,}06 \div 0{,}36$ по формуле:

$$\overline{Nu}_{1,ш} = 0{,}192[a/b]^{0,2}\left(\frac{S_р}{d_н}\right)^{0,18}\left(\frac{h_р}{d_н}\right)^{-0,14} Re^{0,65}\, Pr^{0,36}\left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}; \qquad (3.2.1.63)$$

- при $Re = 2 \cdot 10^4 \div 2 \cdot 10^5$; $Pr \geq 0{,}7$; $a = 1{,}1 \div 4$; $b = 1{,}03 \div 2{,}50$ и параметрах оребрения $h_р/d_н = 0{,}07 \div 0{,}715$; $S_р/d_н = 0{,}06 \div 0{,}36$ по формуле:

$$\overline{Nu}_{1,\text{ор}} = 0{,}0507\left(\frac{a}{b}\right)^{0,2}\left(\frac{S_\text{р}}{d_\text{н}}\right)^{0,18}\left(\frac{h_\text{р}}{d_\text{н}}\right)^{-0,14} Re^{0,8} Pr^{0,4}\left(\frac{Pr}{Pr_\text{ст}}\right)^{0,25}; \qquad (3.2.1.64)$$

- при $Re = 2\cdot10^5 \div 1{,}4\cdot10^6$; $Pr \geq 0{,}7$;

$a = 2{,}2 \div 4{,}2$; $b = 1{,}27 \div 2{,}2$; $S_\text{р}/d_\text{н} = 0{,}125 \div 0{,}28$

$h_\text{р}/d_\text{н} = 0{,}125 \div 0{,}60$ по формуле:

$$\overline{Nu}_{1,\text{ор}} = 0{,}0081\left(\frac{a}{b}\right)^{0,2}\left(\frac{S_\text{р}}{d_\text{н}}\right)^{0,18}\left(\frac{h_\text{р}}{d_\text{н}}\right)^{-0,14} Re^{0,95} Pr^{0,4}\left(\frac{Pr}{Pr_\text{ст}}\right)^{0,25}; \qquad (3.2.1.65)$$

где $a = S_1/d_\text{н}$; $d_\text{н}$ – наружный диаметр трубы, несущей оребрение, м;

$b = S_2/d_\text{н}$ – относительные шаги, которые вычисляются с помощью рис. 3.1.3.9.

Параметры оребрения вычисляются с помощью рис. 3.2.1.10.

Погрешность δ расчета $\overline{Nu}_{1,\text{ор}}$ по формулам (3.2.1.63) – (3.2.1.65) составляет ±30%.

Средняя теплоотдача одной трубы в глубинном ряду коридорного пучка оребренных труб при поперечном обтекании рассчитывается по формуле [12]:

$$\overline{Nu}_{1,\text{ор}} = 0{,}303 Re^{0,625}\varepsilon^{-0,375} Pr^{0,36}(Pr/Pr_\text{ст})^{0,25}, \qquad (3.2.1.66)$$

где ε – коэффициент оребрения, равный отношению полной внешней поверхности оребренной трубы к наружной поверхности трубы без ребер.

Пределы применимости формулы: $Re = 5\cdot10^3 \div 10^5$; $a = 1{,}72 \div 3$;
$b = 1{,}80 \div 4$; $\varepsilon = 5 \div 12$; $Pr \geq 0{,}7$.

Погрешность σ расчета $\overline{Nu}_{1,\text{ор}}$ составляет 20%.

Коэффициент C_β рассчитывается по формуле (3.2.1.56) и с помощью рис. 3.2.1.8.

При расчетах по формулам (3.2.1.58), (3.2.1.59), (3.2.1.63)÷(3.2.1.66) за определяющий размер принимается наружный диаметр трубы, несущей оребрение (шероховатость), за расчетную скорость – средняя скорость в наименьшем проходном сечении пучка; за определяющую температуру – средняя температура теплоносителя в пучке, за температуру стенки – средняя температура поверхности труб пучка.

Погрешность δ расчета $\overline{Nu}_{1,\text{ор}}$ по формуле (3.2.1.63) составляет ±30%.

3.2.1.7. ТЕПЛООБМЕН В КАНАЛАХ С ШЕРОХОВАТЫМИ СТЕНКАМИ ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ

Шероховатость поверхности стенок каналов используется для интенсификации теплообмена. Применение шероховатых поверхностей особенно целесообразно при больших числах Прандтля, так как эффект интенсификации достигается благодаря дополнительному вихреобразованию, приводящему к повышению турбулентной диффузии в переходной зоне, турбу-

лентном ядре потока и снижению устойчивости и толщины слоя молекулярной теплопроводности у стенки.

Элементы шероховатости интенсифицируют теплообмен, но, с другой стороны, создают условия, при которых перенос тепла уменьшается. Причиной снижения теплообмена являются застойные зоны перед и за выступами шероховатости. Условия, при которых теплообмен уменьшается, определяются геометрией шероховатости и значением критериев *Re* и *Pr*. Таким образом, при выборе геометрии шероховатости для каждого конкретного условия возникает необходимость инженерной оптимизации теплоотдающей поверхности.

3.2.1.7.1. Теплообмен при турбулентном течении в трубах с регулярной шероховатостью стенки

Теплообмен при турбулентном течении в трубах с двумерной шероховатостью стенки (прямоугольные выступы) при развитом ее проявлении рассчитывается по формуле [17]:

$$Nu=\frac{Re\,Pr\,\sqrt{\xi/8}}{3{,}2\left(K_s^+\right)^{1/4}\left(Pr^{2/3}+0{,}3\right)-2{,}12\,ln\left(\frac{K_s}{R_э}\right)-3{,}2\left(1-\frac{K_s}{R_э}\right)^2+6{,}7\sqrt{\xi/8}-4}, \qquad (3.2.1.67)$$

где ξ рассчитывается по формуле (3.1.3.54);

$K_s^+ = K_{s*}\, w_D /\nu$;

K_s – абсолютная высота элемента шероховатости, м;

w_D – динамическая скорость;

$R_э$ – эффективный радиус шероховатой трубы, который рассчитывается по формуле (3.1.3.62);

$Nu=\frac{\alpha 2R_э}{\lambda}$; $Re=\frac{\overline{w}2R_э}{\nu}$;

$\overline{w}$ – средняя по сечению трубы скорость потока, м/с^2.

В формуле: $R_э$ в [м]; ν в [м^2/с]; λ в [Вт/м·К]; K_s в [м].

Пределы применимости формулы: $Re = 3\cdot10^3 \div 2\cdot10^5$;

$Pr = 0{,}7 \div 4600$; $K_s = 10 \div 4\cdot10^3$; $S/K_s = 4 \div 40$; S – расстояние между элементами шероховатости, м.

Погрешность δ расчета *Nu* составляет ±30%.

3.2.1.7.2. Теплообмен при турбулентном течении в кольцевых каналах с шероховатыми стенками

Теплообмен при турбулентном течении в кольцевых каналах с регулярной шероховатостью на внутренней стенке (двумерная шероховатость прямоугольной или закругленной трапецеидальной формы, рис. 3.2.1.11) рассчитывается [18,19]:

- при частичном проявлении шероховатости ($Re < Re_п$), когда

$K/d_э \geq 0{,}0025$, по формуле:

$$Nu_1 = \left(0{,}0053 - 0{,}14\frac{K}{d_э}\right) Re^{0{,}95+7\frac{K}{d_э}} Pr^{0{,}6}\left(\frac{T_{ст}}{T_ж}\right)^n, \qquad (3.2.1.68)$$

где K – высота элемента шероховатости, м;

$d_э$ – эффективный наружный диаметр внутренней стенки зазора кольцевого канала, который рассчитывается, например, по формуле (3.1.3.62);

$n = -\left(0{,}29 + 0{,}03e^{51\sqrt{K/d_э}}\right) Re^{-24(K/d_э)}$;

$T_{ст}$, $T_ж$ в [K];

- при полном проявлении шероховатости ($Re > Re_п$) по формуле:

$$Nu_1 = 0{,}029\, Re^{0{,}84}\, Pr^{0{,}6}\left(\frac{T_{ст}}{T_ж}\right)^n. \qquad (3.2.1.69)$$

Граница перехода частичного влияния шероховатости на теплообмен к полному рассчитывается по формуле:

$Re_п = \exp(12{,}2 - 126\, K/d_э)$.

В формулах:

$$Re = \frac{\overline{w} d_г}{\nu}; \qquad d_г = d_2 - 2R_э.$$

Пределы применимости формул (3.2.1.68), (3.2.1.69):

$Re = 5\cdot10^3 \div 5\cdot10^5$; $d_1/d_2 \cong 0{,}4$; $T_{ст}/T_ж = 1 \div 2{,}8$;

$K/d_э = 0{,}0028 \div 0{,}021$; $K/b = 0{,}3 \div 0{,}8$; $s/K \sim 1$.

Погрешность δ расчета Nu_1 составляет ±30%.

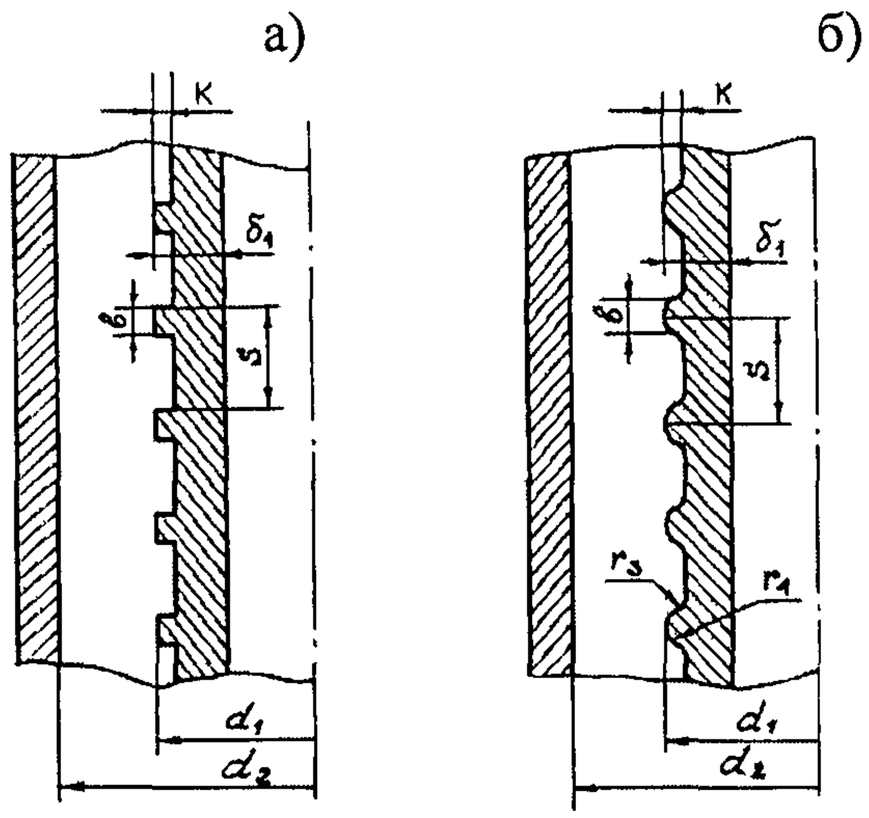


Рис. 3.2.1.11. Формы регулярной шероховатости на внутренней стенке кольцевого канала:
а) прямоугольные выступы, б) закругленные трапецеидальные выступы

3.2.1.8. ТЕПЛООБМЕН ПРИ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ

Естественная конвекция вызывается различием плотности неодинаково нагретых частей среды.

3.2.1.8.1. Теплоотдача от вертикальных пластин и цилиндров

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при естественной конвекции от вертикальных пластин и цилиндров рассчитывается [14, 20]:

- при ламинарном режиме течения по формуле:

$$\overline{Nu} = 0{,}54(GrPr)^{0{,}25} = 0{,}54Ra^{0{,}25}, \qquad (3.2.1.70)$$

где $\overline{Nu} = \overline{\alpha}L/\lambda$;

Ra – число Рэлея, характеризующее меру отношения подъемных сил, обусловленных градиентом плотности и сил вязкости:

$$Ra = Gr\,Pr = \frac{g\beta L^3 \Delta t}{va};$$

L – высота пластин или цилиндра (характерный линейный размер).

Теплофизические характеристики рассчитываются по средней температуре:

$$t = \frac{t_{ст} + t_o}{2},$$

где $t_{ст}$ – температура теплоотдающей поверхности, °С;

t_o – температура окружающей среды, °С.

Пределы применимости формулы: $GrPr = 5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}$ составляет ±15%;

- при турбулентном режиме течения по формуле:

$$\overline{Nu} = 0{,}135\ Ra^{0{,}33}. \qquad (3.2.1.71)$$

Пределы применимости формулы: $GrPr > 2 \cdot 10^7$.

Погрешность δ расчета $\overline{Nu}$ составляет ±15%.

3.2.1.8.2. Теплоотдача от горизонтальных пластин и цилиндров

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при естественной конвекции от горизонтальных пластин, обращенных греющей стороной вверх, и цилиндров при ламинарном режиме течения рассчитывается [20]:

- для горизонтальных пластин, обращенных греющей стороной вверх, по формуле:

$$\overline{Nu} = 0{,}54(Gr\,Pr)^{0{,}25}, \qquad (3.2.1.72)$$

где $\overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha}L_{min}}{\lambda}$; $Gr\,Pr = \frac{g\beta L_{min}^3 \Delta t}{va}$;

L_{min} – наименьшая длина пластины, м.

Пределы применимости формулы: $Gr\,Pr < 2 \cdot 10^7$.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}$ составляет ±15%;

▪ для горизонтально расположенных цилиндров по формуле:

$$\overline{Nu} = 0{,}27(Gr\,Pr)^{0{,}25}, \qquad (3.2.1.73)$$

где $\overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha} d_{н}}{\lambda}$;

$Gr\,Pr = \frac{g\beta d_{н}^{3}\Delta t}{\nu a}$;

$d_{н}$ – наружный диаметр цилиндра, м.

Пределы применимости формулы: $Gr\,Pr < 2 \cdot 10^{7}$.

Погрешность δ расчета $\overline{Nu}$ составляет ±15%.

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при естественной конвекции от горизонтальных пластин, обращенных греющей стороной вверх, и цилиндров при турбулентном режиме течения рассчитывается по формуле [20]:

$$\overline{Nu} = 0{,}135(Gr\,Pr)^{0{,}33}, \qquad (3.2.1.74)$$

где $\overline{Nu}$, $Gr\,Pr$ – рассчитываются как в формулах (3.2.1.72), (3.2.1.73).

Пределы применимости формулы: $Gr\,Pr > 2 \cdot 10^{7}$.

Погрешность δ расчета $\overline{Nu}$ составляет ±15%.

Теплофизические свойства в формулах (3.2.1.72) – (3.2.1.74) рассчитываются по средней температуре $t = 0{,}5(t_{ст} + t_{о})$.

Средний по длине коэффициент теплоотдачи от горизонтальных пластин, обращенных греющей поверхностью вверх, и цилиндров при $Ra < 10^{3}$, когда тепло распространяется лишь теплопроводностью, рассчитывается по формуле [2]:

$$\overline{Nu} = 0{,}50, \qquad (3.2.1.75)$$

где $\overline{Nu}$ – рассчитывается также как в формулах (3.2.1.72) – (3.2.1.74).

Теплофизические свойства принимаются при температуре стенки трубы.

При расчете чисел Gr в качестве температурного напора принимается разность между температурой стенки и температурой жидкости у открытого конца трубы.

Погрешность δ расчета $\overline{Nu}$ составляет ±15%.

3.2.1.8.4. Теплообмен в прослойках

В горизонтальных слоях, нагреваемых снизу, при $Ra = GrPr < 1{,}7 \cdot 10^3 = Ra_{кр}$ слой остается неподвижным и тепло распространяется только теплопроводностью.

Коэффициент теплоотдачи в горизонтальных слоях, нагреваемых снизу, рассчитывается [11]:

- при $Ra = 10^3 \div 4 \cdot 10^3$ (область малой надкритичности) по формуле:

$$Nu = 1+1{,}4(1 - Ra_{кр}/Ra), \qquad (3.2.1.81)$$

где $Nu = \dfrac{\alpha\delta}{\lambda}$;

$$Ra = \frac{g\beta\delta^3\Delta t}{\nu a};$$

δ – толщина прослойки, м;

- при $Ra = 4 \cdot 10^3 \div 10^5$ (квазиячеистое ламинарное течение) по формуле:

$$Nu = 0{,}23Ra^{1/4}; \qquad (3.2.1.82)$$

- при $Ra = 10^5 \div 10^9$ (турбулентный режим течения) по формуле: $Nu = 0{,}085Ra^{1/3}$.

Погрешность δ расчета Nu составляет ±15%.

Коэффициент теплоотдачи в вертикальных и наклонных слоях рассчитывается [11]:

- при $Ra < 10^3$ по формуле:

$$Nu = 1; \qquad (3.2.1.83)$$

- при $Ra = 10^4 \div 7 \cdot 10^8$; $Pr = 0{,}02 \div 1{,}1 \cdot 10^4$; $H/\delta = 5 \div 18{,}5$ по формуле:

$$Nu = C(\varphi)Ra^{0{,}33}Pr^{0{,}074}, \qquad (3.2.1.84)$$

где H – высота слоя, м;

δ – толщина слоя, м;

$C(\varphi)$ – коэффициент, зависящий от угла наклона слоя (табл. 3.2.1.5);

$\varphi = 0$ – горизонтальный слой.

Погрешность δ расчета Nu составляет ±15%.

Таблица 3.2.1.5

Значения коэффициента $C(\varphi)$ в формуле (3.2.1.84)

$\varphi°$	0	30	45	60	90
$C(\varphi)$	0,07	0,065	0,06	0,057	0,05

В вертикальных и наклонных слоях при значениях $GrPr^2 \leq 124(1+Pr)H/\delta$ перенос тепла вычисляется по уравнению теплопроводности, и распределение температур в слое линейное.

3.2.1.8.5. Теплопередача через плоские горизонтальные и цилиндрические прослойки

Расчет теплопередачи при естественной конвекции через плоские горизонтальные и цилиндрические прослойки проводится с использованием коэффициента конвекции *E*, учитывающего интенсифицирующее воздействие естественной конвекции на процесс передачи тепла.

Количество тепла, передаваемое через 1 м^2 поверхности плоских горизонтальных и вертикальных прослоек, рассчитывается по формуле [20]:

$$q = E\frac{\lambda}{\delta}(t_{гор} - t_{хол}), \quad (3.2.1.85)$$

где λ – коэффициент теплопроводности среды прослойки, Вт/м·°С;

$t_{гор}$ – температура теплоотдающей поверхности, °С;

$t_{хол}$ – температура тепловоспринимающей поверхности, °С;

δ – толщина прослойки, м;

E – коэффициент конвекции.

Коэффициент конвекции рассчитывается [20]:

- при $(GrPr) < 10^3$ по формуле:

$$E = 1; \quad (3.2.1.86)$$

- при $10^3 < (GrPr) < 10^6$ по формуле:

$$E = 0{,}105(GrPr)^{0,3}; \quad (3.2.1.87)$$

- при $\lg(GrPr) > 10^6$ по формуле:

$$E = 0{,}4(GrPr)^{0,2}. \quad (3.2.1.88)$$

За характерный линейный размер принимается толщина слоя δ, теплофизические свойства определяются при средней температуре прослойки:

$$t = \frac{t_{гор} + t_{хол}}{2}.$$

Погрешность Δ расчета q составляет ±10%.

Количество тепла, передаваемое через 1 погонный метр высоты цилиндрической прослойки, рассчитывается по формуле [20]:

$$q_L = E\frac{2\pi\lambda(t_{гор} - t_{хол})}{ln\frac{d_н}{d_{вн}}}, \quad (3.2.1.89)$$

где $d_н$ – наружный диаметр цилиндрической прослойки, м;

$d_{вн}$ – внутренний диаметр цилиндрической прослойки, м;

Коэффициент конвекции *E*, характерный линейный размер, теплофизические характеристики определяются также как при расчетах по формуле (3.2.1.85).

Погрешность δ расчета q_L составляет ±10%.

Количество тепла, передаваемое через 1 погонный метр длины горизонтальных цилиндрических прослоек, рассчитывается по формуле [20]:

$$q_L = E\frac{2\pi\lambda\left(t_{\text{гор}} - t_{\text{хол}}\right)}{ln\frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}}}, \qquad (3.2.1.90)$$

где коэффициент конвекции E рассчитывается [20]:

- при $(GrPr) > 10^3$ по формуле:

$$E = 0{,}20(GrPr)^{0{,}25}; \qquad (3.2.1.91)$$

- при $(GrPr) < 10^3$ по формуле:

$$E = 1, \qquad (3.2.1.92)$$

где $GrPr = \dfrac{g\beta\left(t_{\text{гор}} - t_{\text{хол}}\right)\left(1/2\sqrt{d_{\text{н}}d_{\text{вн}}}\, ln\dfrac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}}\right)}{\nu a}$.

Теплофизические свойства определяются как при расчете по формуле (3.2.1.85).

Пределы применимости формул (3.2.1.85), (3.2.1.90):

$Pr = 0{,}7 \div 800$; $d_{\text{вн}}/d_{\text{н}} = 0{,}12 \div 0{,}84$.

Погрешность δ расчета q_L составляет ±10%.

Теплопередача в гладком заполненном жидкостью вертикальном канале внутренним диаметром $d_{\text{вн}}$ от горячего с температурой $t_{\text{гор}}$ к холодному с температурой $t_{\text{хол}}$ торцу (по всей высоте канала L имеется тепловая изоляция), рассчитывается по формуле [20]:

$$q = \frac{\lambda E\left(t_{\text{гор}} - t_{\text{хол}}\right)}{L}, \qquad (3.2.1.93)$$

где $E = 0{,}9Gr^{0{,}5}\, Pr\left(\dfrac{d_{\text{вн}}}{L}\right)^{0{,}5}$;

$$Gr = \frac{g\beta d_{\text{вн}}^3 \Delta t}{\nu^2};$$

$\Delta t = t_{\text{гор}} - t_{\text{хол}}$, °С.

Теплофизические свойства в формуле для расчета коэффициента конвекции E принимаются при температуре:

$t = 0{,}5(t_{\text{гор}} + t_{\text{хол}})$.

Пределы применимости формулы:

$d_{\text{вн}} = 20 \div 90$ мм; $L/d_{\text{вн}} = 4 \div 50$; $GrPr(d_{\text{вн}}/L) = 4 \cdot 10^5 \div 2 \cdot 10^{11}$.

Погрешность δ расчета q составляет ±10%.

3.2.1.9. ТЕПЛООБМЕН ПРИ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ В ЗАМКНУТОМ ПРОСТРАНСТВЕ

Естественная конвекция, возникающая в жидкости, заключенной в замкнутых объемах, оказывает значительное влияние на теплообмен и на возникновение тепловой стратификации, при которой верхние слои жидко-

сти имеют температуру выше средней. Стратификация может быть значительной в зависимости от подогрева стенки, физических свойств жидкости и тепломассообмена на свободной поверхности.

3.2.1.9.1. Теплообмен при естественной конвекции в шаровой емкости

Теплообмен в шаровой емкости рассчитывается [21, 22]:

- при ламинарной свободной конвекции по формуле:

$$\overline{Nu} = 0{,}46 Ra_d^{0{,}3}, \qquad (3.2.1.94)$$

где $\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha} d_{вн}}{\lambda}$;

$$Ra_d = \frac{g\beta d_{вн}^3 \Delta t}{\nu a};$$

$d_{вн}$ – внутренний диаметр шара, м.

Пределы применимости формулы:

$Pr = 1 \div 20$; $Ra_d = 10^6 \div 10^9$.

Погрешность δ расчета $\overline{Nr}$ составляет ±15%.

Время прогрева жидкости в шаровой емкости рассчитывается по формуле:

$$\tau_л = 0{,}362 \frac{d_{вн}^2}{a} Ra_d^{-0{,}25}; \qquad (3.2.1.95)$$

- при переходном режиме от ламинарной свободной конвекции к турбулентной по формуле:

$$\overline{Nu} = 0{,}098 Ra_d^{0{,}345}. \qquad (3.2.1.96)$$

Пределы применимости формулы:

$Pr = 2 \div 10$; $Ra_d = 10^8 \div 10^{11}$.

Погрешность δ расчета $\overline{Nu}$ составляет ±15%;

- при турбулентной свободной конвекции по формуле:

$$\overline{Nu} = 0{,}104 Ra_d^{0{,}352}. \qquad (3.2.1.97)$$

Пределы применимости формулы:

$Pr = 1 \div 20$; $Ra_d > 10^{10}$.

Погрешность δ расчета $\overline{Nu}$ составляет ±15%.

Время прогрева жидкости рассчитывается по формуле:

$$\tau_т = 14 \frac{d_{вн}^2}{a} Ra_d^{-0{,}40}. \qquad (3.2.1.98)$$

При расчете по формулам (3.2.1.94), (3.2.1.96), (3.2.1.97) теплофизические параметры вычисляются при $t = 0{,}5(t_{ст} + t_о)$,

где a – температуропроводность шаров;

$t_{ст}$ – температура стенки, °С;

$t_о$ – температура окружающей среды, °С.

Эксперименты показали, что при охлаждении в нижней части шаровой емкости накапливается холодная жидкость и образуется застойная зона. При разогреве застойная зона образуется в верхней части емкости. Наличие застойной зоны ухудшает теплообмен.

3.2.1.9.2. Теплообмен при естественной конвекции в вертикальном цилиндре

Теплообмен при мгновенном увеличении температуры боковой стенки цилиндра рассчитывается по формуле [23,24]:

$$\overline{Nu} = 0{,}524 Ra_d^{0{,}250}, \qquad (3.2.1.99)$$

где $\overline{Nu} = \dfrac{\overline{\alpha} d_{вн}}{\lambda}$;

$$Ra_d = \frac{g\beta d_{вн}^3 \Delta t}{\nu a};$$

$d_{вн}$ – внутренний диаметр цилиндра, м;

H – высота цилиндра, м.

Пределы применимости формулы:

$H/d_{вн} = 0{,}25 \div 5$; $P = 5 \div 80000$; $Ra_d = 8 \cdot 10^5 \div 4 \cdot 10^{10}$.

Погрешность δ расчета $\overline{Nu}$ составляет ±15%.

Теплообмен при внезапном подводе к боковой стенке цилиндра теплового потока, величина которого затем остается неизменной во времени, рассчитывается по формуле [23, 24]:

$$\overline{Nu} = 0{,}55 Ra_d^*, \qquad (3.2.1.100)$$

где $\overline{Nu} = \dfrac{\overline{\alpha} d_{вн}}{\lambda}$;

$$Ra_d^* = \frac{g\beta d_{вн}^4 q}{\nu^2 \lambda};$$

q – плотность теплового потока, Вт/м^2.

Пределы применимости формулы:

$H/d_{вн} = 1$; $Pr = 1$; $Ra_d \geq 10^5$.

Погрешность δ расчета $\overline{Nu}$ составляет ±15%.

При расчетах по формулам (3.2.1.99), (3.2.1.100) физические параметры вычисляются при $t = 0{,}5(t_{ст} + t_о)$.

При числах $Ra_d^* < 10^5$ $\overline{Nu}$ стремится к постоянному значению, что соответствует квазистационарному режиму, где преобладает температурное расслоение жидкости.

Разности температур по вертикали вначале возрастают, достигая максимального значения при $Ra_d^* = 10^5$, затем уменьшаются. С увеличением Ra_d^* перемешивание преобладает над расслоением.

При увеличении высоты цилиндра перемешивание становится менее интенсивным, что приводит к большему температурному расслоению.

3.2.1.10. ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛОСЪЕМА ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ ОДНОФАЗНОГО ПОТОКА В КАНАЛАХ

К теплообменным аппаратам часто предъявляются повышенные требования по компактности, габаритам и массе. При заданных значениях тепловой мощности, расходов теплоносителей и гидравлических сопротивлений можно уменьшить габариты и массу аппаратов за счет увеличения коэффициентов теплоотдачи или за счет более плотной компоновки (уменьшение диаметра труб пучка, расстояния между трубами). Уменьшение диаметра труб и расстояния между ними ограничивается технологическими требованиями, поэтому практические возможности этого пути исчерпаны. Остается единственный путь уменьшения габаритных размеров и массы - интенсификация теплосъема.

Известны различные способы интенсификации теплосъема. Среди них видное место занимают различные способы закрутки потока в трубах с помощью различного рода винтовых вставок (закрученные ленты, шнеки) на всей длине трубы или на ее части, тангенциального подвода теплоносителя в трубу, лопаточных завихрителей, расположенных на входе. С целью интенсификации теплосъема используются также криволинейные каналы (змеевиковые, спиральные).

Однако, наиболее реальным и доступным путем интенсификации теплосъема является искусственная турбулизация потока. Искусственная турбулизация потока рассматривается как наиболее просто осуществимый и высокоэффективный метод интенсификации теплосъема, так как она позволяет при умеренном росте гидравлического сопротивления получить значительное увеличение коэффициентов теплоотдачи.

3.2.1.10.1. Интенсификация теплосъема при турбулентном течении однофазной среды в трубах

Одним из способов искусственной турбулизации потока в трубчатых теплообменных аппаратах является нанесение на внутреннюю поверхность труб поперечных кольцевых гофр с плавной конфигурацией (рис. 3.1.3.14).

Образующиеся гофры и кольцевые канавки турбулизируют поток в пристенном слое и обеспечивают интенсификацию теплосъема как снаружи, так и внутри труб. При этом не увеличивается наружный диаметр труб, что позволяет использовать такие трубы в тесных пучках труб и не менять существующую технологию сборки трубчатых теплообменных аппаратов. Данные поверхности применимы для теплообменных аппаратов, работающих на газах и жидкостях.

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при турбулентном течении капельных жидкостей в одиночных трубах с поперечными кольцевыми гофрами рассчитывается по формуле [25]:

$$\frac{\overline{Nu}}{Nu_{гл}} = \left[100\left(1-\frac{d_{вн}}{D_{вн}}\right)\right]^{0,445}, \qquad (3.2.1.101)$$

где $\overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha} d_{вн}}{\lambda}$; (3.2.1.102)

$Nu_{гл} = 0,216\, Re^{0,80}\, Pr^{0,445}$; (3.2.1.103)

$Re = \frac{w D_{вн}}{\nu}$; (3.2.1.104)

w – скорость потока в гладкой трубе, м/с;

$\overline{Nu}$, $Nu_{гл}$, Re, Pr рассчитываются по среднемассовой температуре жидкости по длине трубы.

Пределы применимости формулы:

$Pr \geq 1$; $\frac{t}{D_{вн}} = 0,50$; $\frac{d_{вн}}{D_{вн}} \geq 0,94$; $Re \geq Re_*$; Re_* – значение Re, при котором прекращается возрастание отношения $\frac{\overline{Nu}}{Nu_{гл}}$ с ростом Re:

$$Re_* = \frac{3150}{\left(1-\frac{d_{вн}}{D_{вн}}\right)^{1,14} Pr^{0,57}}. \qquad (3.2.1.105)$$

Погрешность δ расчета $\overline{Nu}$ составляет ±15%.

Коэффициент теплоотдачи при турбулентном течении воды в спирально-навитых трубах (рис. 3.1.1.1) рассчитывается по формуле [20]

$$Nu = 0,216\left[1+23\left(\frac{S}{d_{сн}}\right)^{-1,5}\right]\left(1+\frac{d_{сн}}{d_{вн}}\right)^{0,14} Re^{0,8}\, Pr^{0,43}\left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}, \qquad (3.2.1.106)$$

где $Nu = \frac{\alpha d_{вн}}{\lambda}$; $\mathrm{Re} = \frac{\mathrm{w} d_{вн}}{\nu}$;

$d_{вн}$ – внутренний диаметр исходной трубы, м;

$d_{сн} = d_{цп} - d_{вн}$, м;

$d_{цп}$ – диаметр цилиндрической поверхности, описанной около спирально-навитой трубы, м;

S – шаг навивки трубы, м;

Пределы применимости формулы:

$S/d_{сн} = 12 \div 40$; $d_{сн}/d_{вн} = 0,2 \div 0,7$; $Re_{кр} < Re < 8 \cdot 10^4$;

$Re_{кр} = 2200(S/d_{сн})^{-0,30}$.

Погрешность Δ расчета Nu составляет ±15%.

Коэффициент теплоотдачи при турбулентном течении воды в локально спирально-навитых трубах (рис. 3.1.1.1), у которых навитые участки периодически чередуются с прямолинейными длиной L, рассчитывается по формуле [20]:

$$Nu = Nu_0[1 - 0,005(L/S)^{2,6}], \qquad (3.2.1.107)$$

где Nu_0 рассчитывается по формуле (3.2.1.106).

Пределы применимости формулы те же, что и формулы (3.2.1.106), а также $L/S = 2 \div 5$.

Погрешность δ расчета *Nu* составляет ±15%.

Коэффициент теплоотдачи при турбулентном течении воды в трубах с внутренними спиральными трехзаходными выступами, образованными накаткой на наружной поверхности, рассчитывается по формуле [20]:

$$Nu = 0{,}23\,Re^{0{,}8}\,Pr^{0{,}47}\left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25}\left[1+4{,}6\,exp\left(-0{,}82\frac{S}{d_{вн}}-0{,}028\frac{d_{вн}}{h}\right)\right]C_{Re}, \quad (3.2.1.108)$$

где $C_{Re} = \left(\frac{Re}{6\cdot 10^4}\right)^{0{,}1-0{,}3exp\left(-0{,}2\frac{d_{вн}}{h}\right)}$;

$Nu = \frac{\alpha d_{вн}}{\lambda}$; $Re = \frac{w d_{вн}}{\nu}$;

$d_{вн}$ – внутренний диаметр исходной трубы, м;

h – высота выступов, м;

S – осевой шаг выступов;

t – осевое расстояние между соседними выступами;

$S = 3t$ – для труб с трехзаходными выступами.

Пределы применимости формулы:

$Re = 2\cdot 10^4 \div 1{,}6\cdot 10^5$; $Pr = 2 \div 10$; $h/S = 0{,}008 \div 0{,}04$; $h/d_{вн} = 0{,}01 \div 0{,}08$; $S/d_{вн} = 0{,}75 \div 4{,}5$.

Погрешность δ расчета *Nu* составляет ±15%.

3.2.1.10.2. Интенсификация теплосъема при турбулентном течении однофазной среды в кольцевых каналах

Теплоотдача от внутренней и наружной стенок плоских винтообразных каналов (рис. 3.2.1.12) зависит от значения параметра D/h, где $D = 0{,}5(d_1 + d_2)sin^2\varphi$, $\varphi = arctg[0{,}5\,(d_1 + d_2/S)]$.

При развитом турбулентном течении газа с уменьшением параметра D/h теплоотдача от наружной стенки кольцевого канала увеличивается, а от внутренней уменьшается, все больше отличаясь от теплоотдачи в гладком кольцевом канале.

Коэффициент теплоотдачи в винтообразных каналах с односторонним обогревом при турбулентном течении газа (воздуха) рассчитывается [20]:

- от внутренней выпуклой стенки кольцевого канала по формуле:

$$\frac{Nu_1}{Nu_{o1}} = 0{,}67+0{,}005D/h, \quad (3.2.1.109)$$

где $Nu_1 = \frac{\alpha d_г}{\lambda}$; $d_г = d_2 - d_1$;

Nu_{o1} рассчитывается по формуле (3.2.1.8);

h – ширина зазора кольцевого канала.

Пределы применимости формулы:

$D/h = 10 \div 75$; $b/h \geq 5$; $Re = \frac{wd_г}{\nu} \geq 10^5$.

Погрешность δ расчета Nu_1 составляет ±20%;

- от наружной, вогнутой стенки кольцевого канала по формуле:

$$\frac{Nu_2}{Nu_{o2}} = \begin{cases} 1{,}5 & \text{при } D/h \leq 30 \\ 1{,}5 - 0{,}01(D/h - 30) & \text{при } D/h = 30 \div 75, \end{cases}$$

где $Nu_2 = \frac{\alpha d_г}{\lambda}$; $d_г = d_2 - d_1$;

Nu_{o2} рассчитывается по формуле (3.2.1.9).

Пределы применимости формулы:

$b/h \geq 5$; $Re \geq 10^5$.

Погрешность δ расчета Nu_2 составляет ±20%.

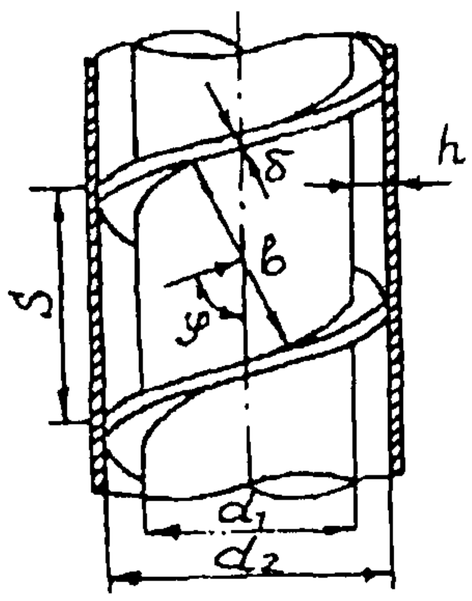


Рис. 3.2.1.12. Геометрия плоского винтообразного канала

Теплоотдачи при турбулентном течении воды и перегретого пара в каналах, образованных гладкой наружной трубой с внутренним диаметром $d_{цп}$ (рис.3.1.3.16) и вставленной внутрь спирально-навитой или локально спирально-навитой трубой, с двухсторонним теплоподводом рассчитываются [20]:

- в кольцевом канале с внутренней спирально-навитой трубой по формуле:

$$Nu_1 = Nu_2 = 0{,}015\left[1 + 182\left(\frac{S}{d_{цп}}\right)^{-3}\right]\left(\frac{d_н}{d_{цп}}\right)^{-0{,}35} Re^{0{,}8}\, Pr^{0{,}4}\left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25}, \qquad (3.2.1.110)$$

где $Nu_1 = \frac{\alpha d_г}{\lambda}$; $Re = \frac{wd_г}{\nu}$; $d_г = d_{цп} - d_н$;

$d_н$ – наружный диаметр исходной гладкой трубы, м.

Пределы применимости формулы:

$d_н/d_{цп} = 0{,}5 \div 0{,}95$; $S/d_{цп} = 3 \div 5$; $Re = Re_{кр} \div 5 \cdot 10^4$;

$Re_{кр} = 2200\ (S/d_{сн})^{-0{,}30}$; $d_{сн} = d_{цп} - d_н$.

Погрешность δ расчета Nu_1 и Nu_2 составляет ±20%;

- в кольцевом канале с внутренней локально спирально-навитой трубой по формуле:

$$Nu_1 = Nu_2 = Nu\,[1 - 0{,}0012(L/S)^{4{,}4}], \qquad (3.2.1.111)$$

где Nu – рассчитывается по формуле (3.2.1.110);

L – длина прямых участков, м.

Пределы применимости формулы:

$d_н/d_{цп} = 0{,}5 \div 0{,}95$; $S/d_{цп} = 2 \div 5$; $Re = Re_{кр} \div 5 \cdot 10^4$.

Погрешность δ расчета Nu_1 и Nu_2 составляет ±20%.

3.2.1.10.3. Интенсификация теплосъема при продольном турбулентном течении однофазной среды в сборках стержней

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при продольном турбулентном течении среды в межтрубном пространстве шахматных пучков труб с поперечными кольцевыми гофрами (рис. 3.1.3.17) рассчитывается [25]:

- при $Re < Re_1$ по формуле:

$$\frac{\overline{Nu}}{Nu_{гл}} = 1; \qquad (3.2.1.112)$$

- при $Re_1 < Re < Re_2$ по формуле:

$$\frac{\overline{Nu}}{Nu_{гл}} = 1 + 0{,}6\frac{\lg Re - \lg Re_1}{\lg Re_2 - \lg Re_1}\left[1 - exp\left(-35{,}8\frac{h}{d_г}\right)\right]\left(1 - 0{,}35\frac{t}{d_г}\right); \qquad (3.2.1.113)$$

- при $Re_1 < Re < 10^5$ по формуле:

$$\frac{\overline{Nu}}{Nu_{гл}} = 1 + 0{,}6\left[1 - exp\left(-35{,}8\frac{h}{d_г}\right)\right]\left(1 - 0{,}35\frac{t}{d_г}\right); \qquad (3.2.1.114)$$

где $\overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha} d_г}{\lambda}$; $Re = \frac{w d_г}{\nu}$;

$d_г$ – гидравлический диаметр шахматного пучка при бесконечно большом числе труб, м;

$$d_г = D_н\left(2\sqrt{3}\frac{X^2}{\pi} - 1\right); \; X = \frac{S}{D_н};$$

S – шаг расположения труб в пучке, м;

Re_1 – значение числа Рейнольдса, до значения которого поперечные кольцевые диафрагмы не оказывают влияния на теплоотдачу;

$Re_1 = (3{,}6 – 33{,}8\ h/d_г) \cdot 10^4$;

Re_2 – значение числа Рейнольдса, при превышении которого теплоотдача не зависит от числа Рейнольдса;

$Re_2 = (4{,}7 – 18{,}85\ h/d_г) \cdot 10^4$;

h – высота кольцевых гофр, м;

t – шаг расположения кольцевых гофр, м.

Определяющая температура при расчете $\overline{Nu}$, Re – среднемассовая температура среды.

$$Nu_{гл} = \left(0{,}032\frac{S}{D_н} - 0{,}0144\right) Re_{ср}\, Pr_{ср}^{1/3}. \qquad (3.2.1.115)$$

$Nu_{гл}$, $Re_{ср}$, $Pr_{ср}$ рассчитываются по средней температуре:

$$t_{ср} = \frac{t_{ст} + t_ж}{2};$$

где $t_{ст}$ – температура наружной стенки трубы, °С;

$t_ж$ – среднемассовая температура среды в рассматриваемом сечении, °С.

Пределы применимости формулы (3.2.1.115):

– при $Re > 1{,}3\cdot10^4$, $S/D_н = 1{,}1 \div 1{,}2$;

– при $Re > 2\cdot10^4$, $S/D_н = 1{,}2 \div 1{,}4$;

– при $Re > 3\cdot10^4$, $S/D_н = 1{,}4 \div 1{,}5$.

Пределы применимости формул (3.2.1.112) ÷ (3.2.1.114):

$Re = 1{,}3\cdot10^4 \div 10^5$; $S/D_н = 1{,}1 \div 1{,}5$; $h/d_г = 0 \div 0{,}1$; $t/d_г = 0{,}25 \div 2$.

Погрешность δ расчета $\overline{Nu}$ составляет ±15%.

Локальный коэффициент теплоотдачи при продольном течении среды в межтрубном пространстве теплообменника, пучок которого собран из витых труб (рис. 3.1.3.15) рассчитывается [25]:

- при $Fr_м = \dfrac{S^2}{d_{ов} d_г} \geq 100$, $Re > 1000\left(1 + 3{,}6 Fr_м^{-0{,}357}\right)^4 \left(\dfrac{t_{ст} + t_ж}{2t_ж}\right)$,

$t_{ст}/t_ж = 1 \div 1{,}75$ по формуле:

$$Nu = 0{,}23\, Re^{0{,}8}\, Pr^{0{,}40}\left(1 + 3{,}6 Fr_м^{-0{,}357}\right)\left(\frac{t_{ст}}{t_ж}\right)^{-0{,}55}, \qquad (3.2.1.116)$$

где $Fr_м$ – модифицированное число Фруда, характеризующее соотношение между инерционными и центробежными силами;

$t_{ст}$ – температура наружной стенки трубы, °С;

$t_ж$ – среднемассовая температура среды в рассматриваемом сечении, °С;

$d_г$ – гидравлический диаметр пучка витых труб, м;

- при $Fr_м > 30$; $Re = 6\cdot10^3 \div 10^5$; $t_{ст}/t_ж = 1 \div 1{,}40$ по формуле:

$$Nu = 0{,}035\, Re^{0{,}75}\left(1 + \frac{19{,}74}{Fr_м}\right)\left(1 + 1{,}3 Fr_м^{-0{,}6}\right)\left(\frac{t_{ст}}{t_ж}\right)^{-n}, \qquad (3.2.1.117)$$

где $n = 0{,}05\sqrt{Fr_м} - 0{,}275$ при $Fr_м = 30 \div 270$;

$n = 0{,}55$ при $Fr_м > 270$;

- при $Re < 1000\left(1 + 3{,}6 Fr_м^{-0{,}357}\right)^4 \left(\dfrac{t_{ст} + t_ж}{2t_ж}\right)$ по формуле:

$$Nu=83{,}5Fr_{\text{м}}^{-1{,}20}\,Re^{n}\,Pr^{0{,}40}\left(1+3{,}6Fr_{\text{м}}^{-0{,}357}\right)\left(\frac{t_{\text{ст}}}{t_{\text{ж}}}\right)^{-0{,}55}. \qquad (3.2.1.118)$$

В формулах (3.2.1.116) ÷ (3.2.1.118) критерии *Nu*, *Re*, *Pr* рассчитываются по среднемассовой температуре потока в рассматриваемом сечении.

Пределы применимости формул:

$N \geq 37$, где N – число витых труб в пучке.

Погрешность Δ расчета *Nu* составляет ±20%.

Коэффициент теплоотдачи при продольном обтекании турбулентным потоком пучков спирально-навитых труб (рис. 3.1.1.1) рассчитывается по формуле [20]:

$$Nu=0{,}007\left[1+0{,}94\frac{S}{d_{\text{сн}}}\right]^{-0{,}26}\left(1+\frac{d_{\text{сн}}}{d_{\text{н}}}\right)Re^{0{,}9}\,Pr^{0{,}4}\left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}}\right)^{0{,}25}, \qquad (3.2.1.119)$$

где $Nu=\frac{\alpha d_{\text{г}}}{\lambda}$; $Re=\frac{\overline{w}\,d_{\text{г}}}{\nu}$;

$d_{\text{г}} = 4F/\Pi$;

F – площадь проходного сечения по теплоносителю;

П – смоченный периметр, м;

$\overline{w} = V/F$;

V – объемный расход, м^3/с;

$d_{\text{сн}} = d_{\text{цп}} - d_{\text{н}}$.

Пределы применимости формулы:

$Re = 1{,}7\cdot10^4 \div 9\cdot10^4$; $Pr = 0{,}7 \div 2{,}0$; $X = S/d_{\text{н}} = 1{,}2 \div 1{,}5$; $d_{\text{сн}}/d_{\text{н}} = 0{,}1 \div 0{,}7$; $S/d_{\text{сн}} = 12 \div 40$.

Погрешность δ расчета *Nu* составляет ±15%.

Коэффициент теплоотдачи при продольном обтекании турбулентным потоком пучков локально спирально навитых труб, расположенных по треугольной решетке (рис. 3.1.1.1) рассчитывается по формуле [20]:

$$Nu = Nu_{\text{о}}\,[1 - 0{,}005(L/S)^{2{,}6}], \qquad (3.2.1.120)$$

где $Nu_{\text{о}}$ – рассчитывается по формуле (3.2.1.119).

Пределы применимости формулы (3.2.1.120) те же, что и формулы (3.2.1.119), а также $L/S = 2\pm5$.

Погрешность δ расчета *Nu* составляет ±15%.

Теплофизические свойства теплоносителя при расчетах по формулам (3.2.1.119), (3.2.1.120) относятся к средней температуре теплоносителя.

3.2.1.10.4. Интенсификация теплосъема при поперечном обтекании однофазным турбулентным потоком пучков витых труб

При проектировании теплообменников с поперечным обтеканием пучка витых труб следует иметь в виду, что такой аппарат будет эффективным, если трубы овального профиля в каждом поперечном ряду пучка устанавливаются с образованием щелевых зазоров примерно постоянной ши-

рины для прохода теплоносителя и имеют касание только с трубами соседних рядов. Такая установка витых труб обеспечивает оптимальную интенсификацию теплосъема и уменьшение неравномерности теплоотдачи по периметру труб в 2–3 раза по сравнению с пучками гладких труб.

Средняя теплоотдача пучков поперечно обтекаемых витых труб (рис. 3.1.3.15) рассчитывается [25]:

- при отношении $S/d_{ов} = 12{,}2$ по формуле:

$$\overline{Nu} = 0{,}74 Re^{0{,}58}; \qquad (3.2.1.121)$$

- при отношении $S/d_{ов} = 6{,}1$ по формуле:

$$\overline{Nu} = 0{,}51 Re^{0{,}62}; \qquad (3.2.1.122)$$

где $\overline{Nu} = \dfrac{\bar{\alpha} d_р}{\lambda}$; $Re = \dfrac{w d_р}{\nu}$;

d_p – определяющий размер [м], $d_р = 4 \dfrac{\psi \; V_{тр}}{1 - \psi \, F_{тр}} \dfrac{L'}{S}$;

ψ – пористость пучка витых труб по теплоносителю;

$V_{тр}$ – объем витой трубы;

$F_{тр}$ – поверхность витой трубы;

L' – половина периметра трубы;

S – шаг закрутки трубы;

w – определяющая скорость, м/с, $w = w_{нп}/\psi$;

$w_{нп}$ – скорость набегающего потока, м/с;

определяющая температура – температура набегающего потока.

Пределы применимости формул: $Re = 10^3 – 3 \cdot 10^4$; $t_{ст}/t_{ж} = 1{,}1 \div 1{,}5$.

Погрешность δ расчета $\overline{Nu}$ составляет ±20%.

Расчет средней теплоотдачи всего пучка при поперечном обтекании шахматных и коридорных пучков оребренных труб потоком вязких жидкостей приведен в разделе 3.2.1.6.2 (формулы 3.2.1.62 ÷ 3.2.1.66).

Список литературы к разделу 3.2.1

1. Ушаков П.А. Приближенное тепловое моделирование цилиндрических тепловыделяющих элементов. - В сб. Жидкие металлы. М.: Атомиздат, 1967.
2. Петухов Б.С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. М.: Энергия, 1967.
3. Бобков В.П., Ибрагимов М.Х., Саванин Н.К. Теплообмен при турбулентном течении теплоносителей в кольцевых зазорах. Теплофизика высоких температур, 1975, т.13, № 4.
4. Петухов Б.С., Кириллов В.В. К вопросу о теплообмене при турбулентном течении жидкости в трубах. - Теплоэнергетика, 1958, № 4.

5. Бобков В.П., Ибрагимов М.Х. Диффузия тепла при турбулентном течении жидкости с различными числами Прандтля. - Теплофизика высоких температур, 1970, т. 8, № 1.
6. Бобков В.П., Ибрагимов М.Х. Применение модели однофазной диффузии к расчету касательного напряжения и поля скорости в турбулентном потоке жидкости. - Теплофизика высоких температур, 1970, т. 8, № 2.
7. Петухов Б.С., Ройзен Л.И. Обобщенные зависимости для теплоотдачи при турбулентном течении газа в трубах кольцевого сечения. - Теплофизика высоких температур, 1964, т. 2, № 1.
8. Ушаков П.А., Жуков А.В., Титов П.А. Обобщение экспериментальных данных по теплоотдаче к воде в шахматных пучках стержней. - Препринт ФЭИ-526, Обнинск, 1974.
9. Жуков А.В., Мужанов А.Б., Ушаков П.А. Исследование температурных полей и теплоотдачи в тесных решетках имитаторов твэлов, охлаждаемых водой. - Препринт ФЭИ-1203, Обнинск, 1981.
10. Ибрагимов М.Х.,. Субботин В.И., Бобков В.П., Сабелев Г.И., Таранов Г.С. Структура турбулентного потока и механизм теплообмена в каналах. М.: Атомиздат, 1978.
11. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). М.: Энергоатомиздат), 1984.
12. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982.
13. Achenbach E. Heat transfer from spheres up to Re = $6 \cdot 10^6$. Heat Transfer, 1978, vol 5, № 3.
14. Юрьев Ю.С., Ефанов А.Д. Коэффициент теплоотдачи при косом обтекании твэлов и труб. - Атомная энергия, 1985, т. 59, вып.1.
15. Юдин В.Ф. Теплообмен поперечно-оребренных труб. Л.: Машиностроение, 1982.
16. Локшин В.А., Фомина В.Н. Обобщение материалов по экспериментальному исследованию сопротивления ребристых пучков труб. -Теплоэнергетика, 1978, № 6.
17. Кадер Б.А., Яглом А.М. Турбулентный тепло- и массоперенос от стенки, покрытой двумерной шероховатостью. - В кн.: Пристенное пристенное турбулентное течение. Новосибирск: Изд. СО АН СССР, 1975.
18. Шимонис В.М., Вилемас Ю.В. Влияние переменности физических свойств газа на теплообмен в шероховатых кольцевых каналах. В кн.: Проблемы турбулентного переноса. Минск, ИТМО АН БССР, 1979.
19. Шимонис В.М., Вилемас Ю.В. Теплообмен и гидравлическое сопротивление шероховатых кольцевых каналов при течении газов

с переменными физическими свойствами. - Труды АН Лит. ССР, сер. Б. 1984, т.3.
20. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС. РД24.035.05-89. Л.: НПО ЦКТИ, 1991.
21. Hiddink J. Natural convection heating of liquids with reference to sterilization of canned food.- Agr. Res. Repts, 1975, № 839.
22. Hiddink J.,Schenk J., Bruin S. Natural convection heating of liquids in closed containers.- Appl.Sci.Res.,1976,V.32,N3.
23. Полежаев В.И. Численное решение системы двумерных нестационарных уравнений Навье-Стокса для сжимаемого газа в замкнутой области. - Механика жидкости и газов, 1967, № 2.
24. Полежаев В.И. Нестационарная ламинарная тепловая конвекция в заданной области при заданном потоке тепла. - Механика жидкостей и газов, 1970, № 4.
25. Дрейцер Г.А. Компактные теплообменные аппараты. М.: МАИ, 1986.

3.2.2. Теплообмен при изменении агрегатного состояния

Превышение температуры теплоотдающей поверхности, погруженной в жидкость или омываемой жидкостью, над температурой насыщения на определенную величину ($\Delta t_{нк}$) приводит к образованию пара на поверхности – кипению жидкости. Значение перепада температуры, при котором начинается кипение, зависит от большого количества факторов (давления, скорости движения жидкости, недогрева до температуры насыщения, материала поверхности, ее шероховатости, краевого угла смачиваемости, количества растворимых в жидкости газов и т.д.).

В зависимости от плотности теплового потока и ряда других факторов на поверхности нагрева образуются или отдельные паровые пузыри, или сплошной слой пленки пара, и кипение называется пузырьковым или пленочным. Кроме того, кипение различается по типу конвекции (кипение при свободной конвекции в большом объеме и кипение при вынужденной конвекции) и по отношению средней температуры жидкости $T_ж$ к температуре насыщения T_s (кипение жидкости, недогретой до температуры насыщения, – поверхностное кипение при $T_ж < T_s$ и кипение жидкости, нагретой до температуры насыщения при $T_ж \approx T_s$).

Пузырьковое кипение может быть развитым (при большом количестве центров парообразования) и неразвитым (при малом количестве центров парообразования). В последнем случае значительная доля тепла снимается конвекцией жидкости. Неустойчивым кипением называется случай кипения, когда пузырьковое кипение сменяется режимом конвекции и наоборот. Зависимость $q = f(\Delta t)$ называется кривой кипения (рис. 3.2.2.1), где $\Delta t = t_{ст} - t_s$.

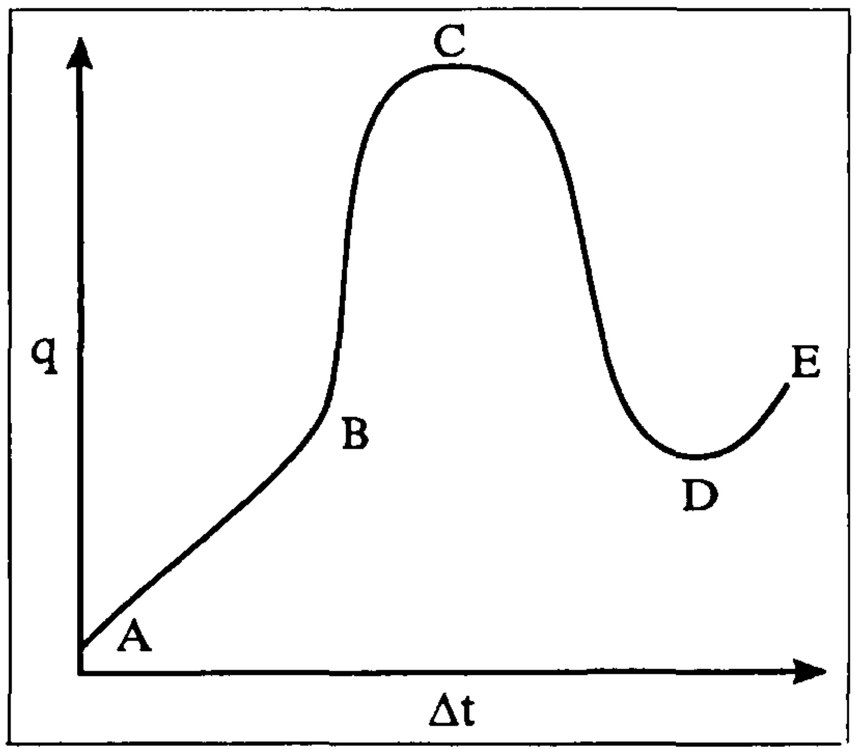


Рис. 3.2.2.1. Кривая кипения

3.2.2.1. Теплообмен при кипении жидкостей в каналах

3.2.2.1.1. Теплообмен при пузырьковом кипении жидкостей в большом объеме

Теплообмен при развитом пузырьковом кипении воды на поверхности, погруженной в большой объем, рассчитывается по формулам [1, 2]:

$$\alpha = 4{,}34 q^{0{,}70}(P^{0{,}14} + 1{,}35\cdot 10^{-2} P^{2}), \qquad (3.2.2.1)$$

или $$\alpha = 10{,}45 \frac{q}{3{,}30 - 0{,}0113(T_s - 373)}, \qquad (3.2.2.2)$$

где q в [Вт/м^2]; P в [МПа]; α в [Вт/м^2·К]; T_s в [К].

Пределы применимости формул: $P = 0{,}1 \div 20$ МПа.

Погрешность Δ расчета α составляет ±25%.

Формула (3.2.2.1) используется также для расчета теплообмена при кипении воды, недогретой до температуры насыщения. Температурный напор определяется в этом случае как разница между температурой поверхности и температурой насыщения. Пределы применимости формулы и погрешность расчета α остаются прежними.

Теплообмен при развитом пузырьковом кипении неметаллических жидкостей на поверхности, погруженной в большой объем, рассчитывается по формуле [2]:

$$Nu = CRe^{n}Pr^{1/3}, \qquad (3.2.2.3)$$

где при $Re \le 0{,}01$ $C = 0{,}0625$, $n = 0{,}50$;

при $Re > 0{,}01$ $C = 0{,}125$, $n = 0{,}65$;

$$Nu = \frac{\alpha L_*}{\lambda'};\ Re = \frac{wL_*}{\nu};\ L_* = \frac{C'_p \rho' T_s \delta}{(r\rho'')^2};\ w = \frac{q}{r\rho''};$$

λ', C'_p, T_s, ρ' – параметры на линии насыщения;

ρ'' – плотность сухого насыщенного пара.
Пределы применимости формулы: $Pr = 0{,}86 \div 7{,}6$;
$Re < 10^4 \div 10^5$; при кипении воды: $P = 0{,}45 \div 17{,}5$ МПа.
Погрешность Δ расчета Nu составляет ±25%.

3.2.2.1.2. Теплообмен при пленочном кипении жидкостей в большом объеме

При пленочном кипении теплоотдающая поверхность окружена сплошным слоем пара и ее температура, как правило, значительно превышает температуру насыщения окружающей жидкости.

Теплообмен при пленочном кипении жидкости определяется граничными условиями на теплоотдающей поверхности. Различают два предельных случая теплообмена:

- теплообмен при постоянной плотности теплового потока (q = const);
- теплообмен при постоянном температурном напоре (T = const).

В первом случае пленочный режим кипения возникает при значении плотности теплового потока, равной $q_{кр_1}$, а прекращается при $q_{кр_2} < q_{кр_1}$.

Переход от пузырькового режима кипения к пленочному и обратно сопровождается скачкообразным изменением температурного напора.

Возникновение и прекращение пленочного режима кипения на изотермической поверхности (ΔT = const) имеет место при температурном напоре, равном $\Delta T_{кр_2}$.

При пленочном кипении передача энергии через низко проводную паровую пленку осуществляется конвекцией и излучением, поэтому суммарный коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле:

$$\alpha_\Sigma = \alpha_к + \alpha_р, \qquad (3.2.2.6)$$

где $\alpha_к$ – конвективная составляющая коэффициента теплоотдачи;

$\alpha_р$ – радиационная составляющая коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha_р = \frac{\varepsilon_{пр} s\left(T_{ст}^4 - T_s^4\right)}{T_{ст} - T_s}; \qquad (3.2.2.7)$$

$\varepsilon_{пр}$ – приведенная степень черноты;

$s = 5{,}67 \cdot 10^{-8}$ Вт/м^{2}К^2 – постоянная Стефана-Больцмана;

$$\varepsilon_{пр} = \frac{1}{\varepsilon_{гр}^{-1} + \varepsilon_{ст}^{-1} - 1};$$

$\varepsilon_{гр}$, $\varepsilon_{ст}$ – степень черноты границы раздела жидкость-пар и поверхности теплообмена;

$\varepsilon_{пр} \cong 1{,}0$ и $\varepsilon_{ст} \cong 0{,}75$ – для металлических поверхностей.

Конвективная составляющая теплоотдачи зависит от гидродинамических характеристик течения паровой пленки. При ламинарном течении пленки пара интенсивность конвективной теплоотдачи связана с теплопро-

водным механизмом в пленке. Возникновение и развитие колебаний границы жидкость-пар происходит на участке, равном двум длинам волн, после которого формируется волновой режим течения паровой пленки (развитое пленочное кипение). Сечение возникновения развитого пленочного кипения совпадает с координатой конца участка развития волны, которая определяется как $X_{\nu,кр} \approx 200/Re_j$, где

$$X_{\nu,кр}=\frac{x}{L_\nu};\ L_\nu=\left[\frac{\nu''^2}{g\left(\frac{\rho'}{\rho''}-1\right)}\right]^{1/3};\ Re_j=\frac{q}{r\rho''}\frac{L_\nu}{\nu''}.$$

Теплоотдача на участке развития волны определяется как среднее между значениями теплоотдачи при развитом пленочном кипении и в конце ламинарного участка. В волновом режиме течения паровой пленки теплоотдача автомодельна относительно длины теплоотдающей поверхности.

Теплофизические свойства пара в формулах этого раздела для расчета конвективной теплоотдачи берутся при температуре $\frac{T_{ст}+T_s}{2}$.

Локальный коэффициент теплоотдачи при пленочном кипении жидкости на вертикальной поверхности ($q = const$) и ламинарном течении паровой пленки рассчитывается по формуле [3, 4]:

$$Nu^* = 0{,}437(Re_j X_\nu)^{-1/3}, \qquad (3.2.2.8)$$

где $Nu^* = \frac{\alpha_K L_\nu}{\lambda''}$.

Пределы применимости формулы:

$X_\nu \le X_{\nu,b}$; $Re_j \ge 0{,}10$; $Ar_* = 10^4 \div 10^6$;

$$X_{\nu,b} = 4{,}48\left(1{,}40 - 2{,}0Re_j + 2{,}85Re_j^2\right)Ar_*^{0{,}26}. \qquad (3.2.2.9)$$

Погрешность Δ расчета Nu^* составляет ±10%.

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при пленочном кипении жидкости на вертикальной поверхности (q-const) рассчитывается [3,4]:

- при ламинарном течении паровой пленки по формуле:

$$\overline{Nu}^* = 0{,}655(Re_j X_{\nu,b})^{-1/3}. \qquad (3.2.2.10)$$

Пределы применимости формулы:

$X_\nu = 0 \div X_{\nu,b}$; $Re_j > 0{,}10$; $Ar_* = 10^4 \div 10^6$.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}^*$ составляет ±12%;

- на участке развития волны в паровой пленке по формулам:

$$\overline{Nu}^* = \frac{\overline{Nu}_o^* + \overline{Nu}_1^*}{2} \quad \text{или} \quad \overline{Nu} = \frac{\overline{Nu}_o^* + \overline{Nu}_2^*}{2} \qquad (3.2.2.11)$$

где $\overline{Nu}^*$ рассчитывается по формуле (3.2.2.10);

$\left.\begin{matrix}\overline{Nu}_1^* \\ \overline{Nu}_2^*\end{matrix}\right\}$ – средние по длине коэффициенты теплоотдачи при развитом пленочном кипении.

Пределы применимости формул:

$X_{\nu} = X_{\nu,b} \div \frac{200}{Re_j}$; $\quad Ar_* = 10^4 \div 10^6$.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}^*$ составляет $\pm 12\%$;

- при развитом пленочном кипении по формулам:

$$\overline{Nu}^* = \overline{Nu}_1^* = 0{,}683 - 0{,}993\, Re_j^{-0{,}345}\, Ar_*^{-0{,}0817}, \qquad (3.2.2.12)$$

или $\quad \overline{Nu}^* = \overline{Nu}_2^* = 0{,}545\, Re_j^{0{,}25}\, Ar_*^{-0{,}042} - 0{,}07. \qquad (3.2.2.13)$

Выбор формулы (3.2.2.12) или (3.2.2.13) для расчета определяется из условия:

$\overline{Nu}^* = \overline{Nu}_1^*$, если $\overline{Nu}_1^* > \overline{Nu}_2^*$;

$\overline{Nu}^* = \overline{Nu}_2^*$, если $\overline{Nu}_2^* > \overline{Nu}_1^*$.

Пределы применимости формул:

$X_{\nu} \geq 200/Re_j$, $Re_j = 200 \div 1 \cdot 10^4$; $Ar_* = 10^4 \div 10^6$.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}^*$ составляет $\pm 12\%$;

- по всей длине теплоотдающей поверхности по формуле:

$$\overline{Nu}^* = \overline{Nu}_{л}^* \frac{X_{\nu,b}}{L_{\nu}} + \overline{Nu}_b^* \frac{X_{\nu,кр} - X_{\nu,b}}{L_{\nu}} + \overline{Nu}_{авт}^* \frac{L_{\nu} - X_{\nu,кр}}{L_{\nu}}, \qquad (3.2.2.14)$$

где $\overline{Nu}_{л}^*$ рассчитывается по формуле (3.2.2.10);

$\overline{Nu}_b^*$ рассчитывается по формуле (3.2.2.11);

$\overline{Nu}_{авт}^*$ рассчитывается по формулам (3.2.2.12), (3.2.2.13);

$L_{\nu} = L/L_{\nu}$;

L – длина поверхности;

$X_{\nu,кр} = 200/Re_j$.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}^*$ составляет $\pm 12\%$.

Пределы применимости формулы:

$Re_j = 0{,}1 \div 1 \cdot 10^4$; $Ar_* = 10^4 \div 10^6$.

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при пленочном кипении жидкости на вертикальных цилиндрах ($q = const$) рассчитывается [3, 4]:

- при ламинарном течении паровой пленки по формуле:

$$\overline{Nu}^* = \overline{Nu}_{л}^* \left(\frac{X_{\nu,R}}{X_{\nu,b}} \right)^{-1/9}, \qquad (3.2.2.15)$$

где $\quad \overline{Nu}^* = \frac{\overline{\alpha} L_{\nu}}{\lambda''}$;

$$\frac{X_{\nu,R}}{X_{\nu,b}} = 4{,}01\, Ar_*^{0{,}123}\, exp\left(-8{,}124/R_{\nu}\right) - 0{,}0644; \qquad (3.2.2.16)$$

$X_{\nu,R} = x/L_{\nu}$,

где $\quad x$ – текущая координата, м;

$X_{\nu,b}$ рассчитывается по формуле (3.2.2.9);

$\overline{Nu}_{л}^*$ рассчитывается по формуле (3.2.2.10);

$R_\nu = R/L_\nu$ – безразмерный радиус цилиндра.

Пределы применимости формулы:

$X_\nu \le X_{\nu,b}$; $Re_j \ge 0{,}10$; $R_\nu = 10 \div \infty$; $Ar_* = 10^4 \div 10^6$;

- на участке развития волны в паровой пленке по формуле (3.2.2.11);
- при развитом пленочном кипении по формуле:

$$\overline{Nu}^* = \overline{Nu}_2^* Ar_*^{-0{,}015} e^{-1{,}35/R_\nu}, \qquad (3.2.2.17)$$

где $\overline{Nu}_2^*$ рассчитывается по формуле (3.2.2.13).

Пределы применимости формулы:

$X_{\nu,} \ge 200/Re_j$, $Re_j = 200 \div 1\cdot 10^4$; $Ar_* = 10^4 \div 10^6$; $R_\nu = 10 \div \infty$.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}^*$ составляет ±12%;

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при пленочном кипении жидкости на одиночном горизонтальном цилиндре (q = const) рассчитывается [5]:

- при $Re \le 2\,Re_в$ по формуле:

$$\overline{Nu}^* = \varepsilon_{вн}(1+\varepsilon_{вв})\overline{Nu}_л^*, \qquad (3.2.2.18)$$

где $\overline{Nu}^* = \dfrac{\overline{\alpha}_к L_\nu}{\lambda''}$;

$\overline{Nu}_п^* = 0{,}642\,Re^{-1/3}$; $Re = \dfrac{q\pi}{\mu'' r}$;

$$\varepsilon_{вв} = \begin{cases} 0{,}935 & D_\sigma < 2 \\ 1 & D_\sigma \ge 2; \end{cases}$$

$$D_\sigma = \frac{D}{L_\sigma}; \; L_\sigma = \left[\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}\right]^{1/2};$$

D – наружный диаметр цилиндра, м;

$$\varepsilon_{вв} = 0{,}027\sqrt{\frac{2}{D_\sigma^2}\left(1+\frac{4}{D_\sigma^2}\right)};$$

$$Re_в = 4{,}12\,Re_j^{0{,}90}\,Ar_*^{0{,}26}\,D_\sigma^{0{,}22};$$

$$Re_j = \frac{q}{r\rho''}\frac{L_\nu}{\nu''};$$

- при $2Re_в < Re \le 200$ по формуле:

$$\overline{Nu}^* = \varepsilon_{вн}(1+\varepsilon_{вв})\overline{Nu}_л^*\left[\frac{2\,Re_в}{Re} + \varepsilon_{вв}\left(1-\frac{2\,Re_в}{Re}\right)^{1{,}204}\right]. \qquad (3.2.2.19)$$

Локальный коэффициент теплоотдачи рассчитывается [5]:

- при $Re > 200$, $D_\nu = D/L_\nu < 271$ по формуле:

$$Nu^* = 0{,}64 D_\nu^{-1/4}\,Pr^{1/3}\,\varepsilon f_1(K), \qquad (3.2.2.20)$$

где $f_1(K) = \begin{cases} 1{,}0 & \text{при} \quad K < 1{,}20 \\ 0{,}96K^{1/4} & \text{при} \quad K > 1{,}20 \end{cases}$;

$K = \dfrac{r'}{C_p'' \Delta T}$ – критерий фазового перехода;

$$r' = r\left(1 + \frac{C_p'' \Delta T}{2r}\right);$$

$$\varepsilon = \begin{cases} 1{,}0 & при \quad D_\sigma \geq 2{,}0 \\ 1{,}26 D_\sigma^{-1/3} & при \quad D_\sigma < 2{,}0 \end{cases};$$

$Pr = \dfrac{\nu'' C_p'' \rho''}{\lambda''}$ – число Прандтля;

- при $Re > 200$, $D_\nu > 271$ по формуле:

$$Nu^* = 0{,}16\, Pr^{1/3}\, \varepsilon f_2(K), \qquad (3.2.2.21)$$

где $f_2(K) = \begin{cases} 1{,}0 & при\ K < 1{,}40 \\ 0{,}89 K^{1/3} & при\ K > 1{,}40 \end{cases}$.

Погрешность Δ расчета $\bar{N}u^*$ и Nu^* составляет ±15%.

Локальный коэффициент теплоотдачи при пленочном кипении жидкости на вертикальной изотермической поверхности ($\Delta T = const$) (ламинарное течение паровой пленки) рассчитывается [6]:

- при $Nu_R^* = 0$ по формуле:

$$Nu^* = 0{,}5\left(\frac{K\, Pr}{X_\nu}\right)^{0{,}25}; \qquad (3.2.2.22)$$

- при $Nu_R^* \neq 0$ по формуле:

$$Nu^* = \bar{\delta}^{-1}(X_\nu), \qquad (3.2.2.23)$$

где $Nu^* = \dfrac{\alpha_k L_\nu}{\lambda''}$

$Nu_R^* = \dfrac{\alpha_к R}{\lambda''}$;

R – радиус кривизны поверхности, м;

$\delta(X_\nu)$ определяется из трансцендентного уравнения:

$$\bar{\delta}^4 \left\{1 - 2Nu_R^* \bar{\delta}\left[0{,}4 - Nu_R^* \bar{\delta}\left(\frac{1}{3} - \frac{2}{7} Nu_R^* \bar{\delta}\right)\right]\right\} = \frac{1{,}68}{KPr} X_\nu .$$

Пределы применимости формул:

$X_\nu = 0 \div X_{\nu,b}$; $KPr = 0{,}4 \div 10$; $Ar_* = 10^4 \div 10^6$; $Nu_R^* = 0 \div 0{,}04$.

$$X_{\nu,b} = 0{,}671\left(K\, Pr^{0{,}35}\right) Ar_*^{0{,}277}\left[0{,}25 + 43{,}5\, Nu_R^* + 5{,}58\left(Nu_R^*\right)^2\right] + 13{,}6 .$$

Погрешность Δ расчета Nu^* составляет ±15%.

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при пленочном кипении жидкостей на вертикальной изотермической поверхности ($\Delta T = const$) рассчитывается [6]:

- при ламинарном течении паровой пленки по формулам:

$$\overline{Nu}^* = 0{,}667\left(\frac{K\,Pr}{X_{v,b}}\right)^{0,25} \quad \text{при} \quad Nu_R^* = 0; \tag{3.2.2.24}$$

$$\overline{Nu}^* = 0{,}813(K\,Pr)^{0,167}\,Ar_*^{-0,056}\left(1 + Nu_R^*\right)^{-6,1} + 0{,}0164 \quad \text{при } Nu_R^* \neq 0. \tag{3.2.2.25}$$

Пределы применимости формул:

$X_v = 0 \div X_{v,b}$; $Pr = 0{,}4 \div 10$; $Ar_* = 10^4 \div 10^6$; $Nu_R^* = 0 \div 0{,}04$.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}^*$ составляет ±15%;

- на участке развития волны ($X_v = X_{v,b} \div 200/Re_j$) по формуле: (2.2.11);
- при развитом пленочном кипении по формулам:

$$\overline{Nu}^* = \overline{Nu}_1^* = 0{,}683 - 0{,}993 Re_j^{-0,345}\,Ar_*^{-0,0817} \tag{3.2.2.26}$$

или

$$\overline{Nu}^* = \overline{Nu}_2^* = 0{,}545 Re_j^{0,25}\,Ar_*^{-0,042} - 0{,}07. \tag{3.2.2.27}$$

Выбор формулы (2.2.26) или (2.2.27) для расчета $\overline{Nu}^*$ определяется из условия:

$\overline{Nu}^* = \overline{Nu}_1^*$, если $\overline{Nu}_1^* > \overline{Nu}_2^*$;

$Nu^* = Nu_2^*$, если $Nu_2^* > Nu_1^*$.

Пределы применимости формул:

$X_v > 200/Re_j$; $KPr = 0{,}4 \div 10$; $Ar_* = 10^4 \div 10^6$; $Nu_R^* = 0 \div 0{,}04$.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}^*$ составляет ±15%;

- по всей длине теплоотдающей поверхности по формуле (3.2.2.14).

При пленочном режиме кипения жидкость отделена от поверхности нагрева пленкой пара. Теплообмен зависит от режима течения пара в пленке, который определяется размером и формой поверхности нагрева, ее ориентацией в поле силы тяжести.

3.2.2.1.3. Теплообмен при кипении воды в трубах

Начало поверхностного кипения (появление первых пузырьков пара на стенке канала) при вынужденном течении воды в трубах рассчитывается по формуле [2]:

$$\Delta i_{нк} = i' - i_{нк} = 0{,}3 q^{1,10} d_{вн}^{0,20} (\rho w)^{-0,90}\left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{0,40}, \tag{3.2.2.28}$$

где i в [кДж/кг]; q в [Вт/м^2]; $d_{вн}$ в [м]; ρw в [кг/м^2·с].

Пределы применимости формулы:

$P = 4{,}9 \div 19{,}6$ МПа;

$\rho w = 1300 \div 11000$ кг/м^2·с; $q = 0{,}43 \div 1{,}3$ МВт/м^2; $d_{вн} = 2{,}9 \div 6{,}3$ мм.

Погрешность Δ расчета $\Delta i_{нк}$ составляет ±15%.

Коэффициент теплоотдачи при кипении в трубах воды, недогретой до температуры насыщения, рассчитывается по формуле [7]:

$$\alpha = 0{,}70\alpha_o\left\{1+\left[\frac{1}{0{,}7\alpha_o\left(\frac{1}{\alpha_1}-\frac{t_s-t_ж}{q}\right)}\right]^{3/2}\right\}^{2/3}, \qquad (3.2.2.29)$$

где α_o рассчитывается по формуле (3.2.2.1);

α_1 рассчитывается по формуле (3.2.1.10);

$Re=\frac{w_o d_{вн}}{\nu}$ – при расчете α_1;

w_o – скорость циркуляции воды, м/с;

q – Вт/м^2;

$t_ж$ – средняя температура воды в заданном сечении трубы, °С;

$t_s - t_ж$ – недогрев воды до температуры насыщения, °С.

Пределы применимости формулы:

$P = 0{,}10 \div 18$ МПа; $t_s - t_ж = 1 \div 260$ °С.

Погрешность Δ расчета α составляет ±30%.

Коэффициент теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении в трубах рассчитывается [8]:

- при $\frac{\rho' w_{см} r}{q}\left(\frac{0{,}7\alpha_o}{\alpha_1}\right)^{4/3} > 5\cdot10^4$ по формуле:

$$\alpha = \alpha_1\sqrt{1+7\cdot10^{-9}\left(\frac{\rho' w_{см} r}{q}\right)^{3/2}\left(\frac{0{,}7\alpha_o}{\alpha_1}\right)^2}, \qquad (3.2.2.30)$$

где $\alpha_1 = \alpha_o\sqrt{\left(\frac{\alpha_2}{\alpha_o}\right)^2+0{,}5}$;

- при $\frac{\rho' w_{см} r}{q}\left(\frac{0{,}7\alpha_o}{\alpha_1}\right)^{4/3} < 5\cdot10^4$ по формуле:

$$\alpha = \alpha_o\sqrt{\left(\frac{\alpha_2}{\alpha_o}\right)^2+0{,}5}; \qquad (3.2.2.31)$$

где α в [Вт/м^2·К]; q в [кВт/м^2];

α_o рассчитывается по формуле (3.2.2.1);

α_2 рассчитывается по формуле (3.2.1.10);

$Re=\frac{w_o d_{вн}}{\nu}$ – при расчете α_2;

w_o – скорость циркуляции, м/с;

$w_o = G_в/f\rho'$;

$G_в$ – расход воды в трубе, кг/с;

f – площадь поперечного сечения трубы, м^2 ;

$w_{см}$ – средняя скорость пароводяной смеси, м/с;

$$w_{см} = w_o\left[1 + x\left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right];$$

x – массовое паросодержание.

Пределы применимости формул:

$P = 0{,}20 \div 17{,}0$ МПа;

$q = 0{,}8\cdot10^5 \div 6\cdot10^6$ Вт/м^2; $w_{см} = 1 \div 300$ м/с; $x < x_{кр}$.

Погрешность Δ расчета α составляет ±30%.

Коэффициент теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении в трубах (небольшие скорости пароводяной смеси) рассчитывается по упрощенной формуле [9]:

$$\alpha = \frac{9\left(P/P_{кр}\right)^{0{,}18} q^{2/3}}{1 - P/P_{кр}}, \qquad (3.2.2.32)$$

где α в [Вт/м$^2\cdot$°С]; q в [Вт/м^2].

Пределы применимости формулы: $P = 0{,}10 \div 20$ МПа.

Погрешность Δ расчета α составляет ±35%.

3.2.2.1.4. Теплообмен при кипении воды в кольцевых каналах

Коэффициент теплоотдачи при кипении воды в кольцевых каналах рассчитывается по формуле [9]:

$$\alpha = \frac{9\left(P/P_{кр}\right)^{0{,}18} q^{2/3}}{1 - P/P_{кр}}, \qquad (3.2.2.32)$$

где α в [Вт/м$^2\cdot$°С]; q в [Вт/м^2].

Пределы применимости формулы: $P = 10 \div 20$ МПа;

$\rho w = 500 \div 3000$ кг/м$^2\cdot$с; $\delta = 1 \div 3$ мм;

δ – ширина зазора кольцевого канала; $q_1/q_2 = 0 \div 1$.

Погрешность Δ расчета α составляет ±30%.

3.2.2.1.5. Теплообмен при кипении воды в сборках стержней

Коэффициент теплоотдачи при кипении воды в сборках стержней рассчитывается [2]:

- при $\frac{\rho' w_{см} r}{q}\left(\frac{0{,}7\alpha_o}{\alpha_*}\right)^{4/3} < 5\cdot10^4$ по формуле:

$$\alpha = \alpha_* = \sqrt{\alpha_j^2 + (0{,}7\alpha_o)^2}; \qquad (3.2.2.33)$$

- при $\frac{\rho' w_{см} r}{q}\left(\frac{0{,}7\alpha_o}{\alpha_*}\right)^{4/3} \geq 5\cdot10^4$ по формуле:

$$\alpha = \alpha_* \sqrt{1 + 7 \cdot 10^{-9} \left(\frac{\rho' w_{см} r}{q} \right)^{3/2} \left(\frac{0{,}7\alpha_o}{\alpha_*} \right)}^2, \qquad (3.2.2.34)$$

где $w_{см} = \frac{G_в}{f\rho'} \left[1 + x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]$;

x – массовое паросодержание;

f – площадь проходного сечения сборки стержней, м^2;

$G_в$ – расход воды через сборку стержней, кг/с;

α_o рассчитывается по формуле (3.2.2.1);

α_1 – коэффициент теплоотдачи при течении через сборку стержней однофазной среды на линии насыщения, который рассчитывается по формуле:

$Nu = 0{,}023 Re^{0{,}80} Pr^{0{,}40} \varepsilon c_l$;

$\varepsilon = 1{,}10 \left(\frac{d_г}{d_н} \right)^{0{,}10}$; $c_l = \left(\frac{\mu_{ст}}{\mu'} \right)^{0{,}11}$;

$d_г$ – гидравлический диаметр сборки стержней, м;

$d_н$ – наружный диаметр стержня, м;

$Re = \frac{w_o d_г}{\nu'}$; $w_o = G_в / f\rho'$ – скорость циркуляции, м/с;

q в [кВт/м^2]; α в [Вт/м^2·К]; $Pr = \nu'/a$.

Пределы применимости формулы: $Re = 10^4 \div 10^6$; $Pr = 0{,}7 \div 20$.

Погрешность Δ расчета Nu составляет ±15%.

Пределы применимости формул:

$P = 0{,}20 \div 17{,}0$ МПа; $q = 0{,}08 \div 6{,}00$ МВт/м^2; $w_{см} = 1 \div 300$ м/с.

Погрешность Δ расчета α составляет ±30%.

3.2.2.2 ТЕПЛОМАССООБМЕН ПРИ КОНДЕНСАЦИИ И ФАЗОВЫХ ПРЕВРАЩЕНИЯХ С УЧАСТИЕМ ТВЕРДОЙ ФАЗЫ

Поверхностная конденсация пара возникает при температуре твердой стенки, которая несколько меньше температуры насыщения. Возможны три вида конденсации:

- пленочная конденсация пара, которая характеризуется стеканием с тепломассообменной поверхности сплошной пленки жидкости. Пленочная конденсация пара возникает на поверхностях, для которых силы молекулярного взаимодействия жидкость-стенка (силы адгезии) превосходят аналогичные силы внутри жидкости (силы когезии);
- капельная конденсация пара характеризуется скатыванием отдельных капель жидкости с теплообменной поверхности. Капельная конденсация пара возникает на не смачиваемых жидкостью поверхностях (силы когезии превосходят силы адгезии);

- смешанная конденсация пара, свойственная поверхностям, для которых в разных частях одновременно выполняются условия, определяющие существование пленочной и капельной конденсации пара.

Интенсивность теплоотдачи при капельной конденсации пара значительно выше, чем при пленочной. Однако в энергооборудовании трудно обеспечить длительное существование капельной конденсации.

При пленочной конденсации пара интенсивность теплоотдачи определяется гидродинамическими характеристиками течения конденсата. Начиная от места возникновения пленки конденсата, происходит развитие ламинарного течения. Теплоотдача при этом связана только с теплопроводным механизмом в жидкости (теория Нуссельта). При достижении некоторого критического числа Рейнольдса на межфазной границе начинают развиваться волны, которые интенсифицируют тепло- и массообмен. После завершения формирования волн теплоотдача становится автомодельной относительно длины теплообменной поверхности. Такая консервативность термического сопротивления связана с интенсивным перемешиванием за счет волновых движений и, как следствие, с возникновением термического сопротивления только в невозмущенном пристенном слое. Дальнейший рост числа Рейнольдса приводит к развитию хаотических пульсаций, соответствующих турбулентности.

При пленочной конденсации коэффициент теплоотдачи от пара к твердой поверхности рассчитывается по формуле:

$$a = \frac{1}{R} = \frac{1}{R_{пл} + R_{ф} + R_{к} + R_{по}}, \qquad (3.2.2.35)$$

где $R_{ф}$ – термическое сопротивление на границе пар-конденсат (сопротивление фазового перехода), м^2·К/Вт;

$R_{к}$ – термическое сопротивление на границе конденсат-поверхность охлаждения (контактное термическое сопротивление), м^2·К/Вт;

$R_{пл}$ – термическое сопротивление пленки конденсата, м^2·К/Вт;

$R_{по}$ – термическое сопротивление, обусловленное наличием в паре неконденсирующихся газов, м^2·К/Вт.

Основным термическим сопротивлением при пленочной конденсации чистого, т.е. не содержащего примесей неконденсирующихся газов, пара неметаллических жидкостей, является термическое сопротивление пленки конденсата. Для этих условий суммарное сопротивление переносу тепла $R \approx R_{пл}$. Величина термического сопротивления $R_{пл}$ зависит от режима течения пленки конденсата (ламинарный, ламинарно-волновой, турбулентный), скорости движения парового потока, ориентации поверхности конденсации в пространстве.

Режим течения пленки характеризуется числом Рейнольдса пленки конденсата:

$$Re_{пл} = \frac{w\delta}{\nu'} = \frac{G}{\Pi\mu'} = \frac{(\rho w)d_{вн}}{4\mu'} = \frac{\bar{q}L}{\mu' r} = \frac{\bar{\alpha}\Delta TL}{\mu' r} = \frac{\overline{Nu}^{*}_{пл}}{K\,Pr}\left(\frac{L}{L_{\nu}}\right), \qquad (3.2.2.36)$$

где $Nu^{*}_{пл} = \dfrac{\alpha L_{\nu}}{\lambda'}$;

$L_{\nu} = \left[\dfrac{\nu'^{2}}{g(1-\rho''/\rho')}\right]^{1/3}$ – вязкостная постоянная;

δ – толщина пленки конденсата, м;

G – массовый расход конденсата, кг/с;

Π – смоченный периметр канала, м;

L – длина (высота поверхности конденсации), м;

ΔT – перепад температур на пленке конденсата, K;

$K = \dfrac{r}{C_{p'}\Delta T}$ – число фазового перехода;

$Pr = \nu/a$ – критерий Прандтля.

При пленочной конденсации чистых паров жидких металлов, имеющих высокую теплопроводность, термическое сопротивление $R_{пл}$ относительно мало. В этих условиях при определении коэффициента теплоотдачи наряду с $Re_{пл}$ необходимо учитывать и другие виды термических сопротивлений.

3.2.2.2.1 Теплоотдача при пленочной конденсации неподвижного пара на вертикальной поверхности

Средняя по длине теплоотдача при пленочной конденсации неподвижного насыщенного пара на вертикальной теплообменной поверхности рассчитывается [10,11]:

- при $Re_{пл} \le Re_{в}$ по формуле:

$$\overline{Nu}^{*}_{пл} = \overline{Nu}^{*}_{л}, \qquad (3.2.2.37)$$

где $\overline{Nu}^{*}_{л} = 0{,}925\,Re_{пл}^{-1/3}$; $\quad \overline{Nu}^{*}_{пл} = \dfrac{\bar{\alpha}L_{\nu}}{\lambda'}$;

$$Re_{в} = \begin{cases} 2{,}802\,(K\,Pr')^{-0{,}5} & при \quad K\,Pr' = 5 \div 20; \\ 2{,}16\,(K\,Pr')^{-0{,}3} & при \quad 20 \le K\,Pr' \le 10^{3}; \end{cases}$$

$Pr' = \nu'/a'$;

$Re_{пл} = \dfrac{qL}{\mu' r}$;

- при $Re_{в} < Re_{пл} \le Re_{кр}$ по формуле:

$$\overline{Nu}^{*}_{пл} = \overline{Nu}^{*}_{лв} = \overline{Nu}^{*}_{л}\left\{\frac{Re_{в}}{Re_{пл}} + 1{,}34\,Re_{пл}^{0{,}05}\,Ar_{*}^{-0{,}02}\left(1 - \frac{Re_{в}}{Re_{пл}}\right)^{1{,}05}\right\}, \qquad (3.2.2.38)$$

где $Re_{кр} = 113\,Ar_{*}^{1/25}$;

$Ar_* = \left(\frac{L_\sigma}{L_\nu}\right)^3$ – критерий Архимеда;

$L_\sigma = \left[\frac{\delta}{g(\rho' - \rho'')}\right]$ – капиллярная составляющая;

- при $Re_{кр} < Re_{пл} \le 4 \cdot 10^3$ по формуле:

$$\overline{Nu}^*_{пл} = \overline{Nu}^*_{лв}\Big|_{Re_{пл}=Re_{кр}} \cdot \frac{Re_{кр}}{Re_{пл}} + 0{,}3365\, Ar_*^{-0{,}044}\left(1 - \frac{Re_{кр}}{Re_{пл}}\right). \qquad (3.2.2.39)$$

Формулы применимы при конденсации чистых паров воды, фреона-12, фреона-22, углекислого газа, четыреххлористого углерода, дефинила, ацетона, бензина, этанола, смеси гептанов, аммиака, кислорода, азота, аргона.

Пределы применимости формул:

$5 < KPr' < 10^3$;

$10^3 < Ar_* < 5 \cdot 10^6$; $L/L_\sigma > 5$.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}^*_{пл}$ составляет ±10%.

При значениях $KPr' \le 5$ полученные по формулам (3.2.2.37) ÷ (3.2.2.39) значения $\overline{Nu}^*_{пл}$ умножаются на поправки, учитывающие конвективные перемешивания ε_i и переменность теплофизических свойств конденсата ε_t.

Поправка ε_i определяется по графику.

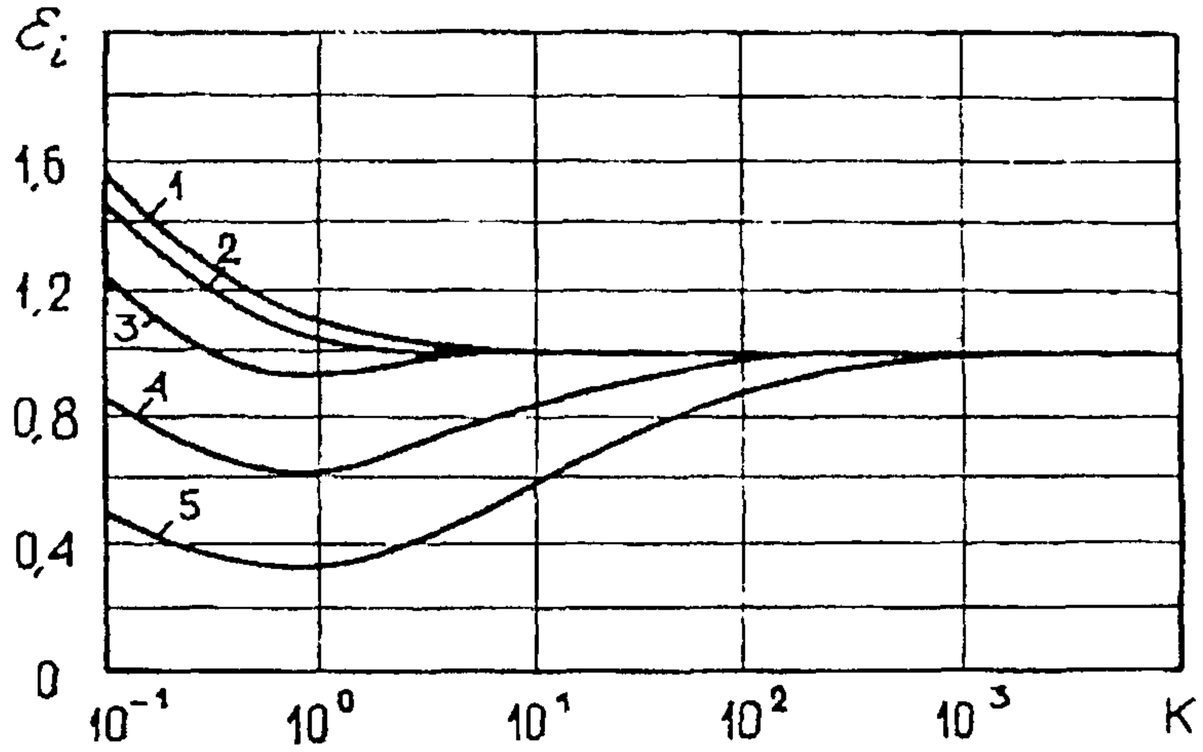


Рис. 3.2.2.2. Поправка ε_i, учитывающая конвективные перемещения при пленочной конденсации неподвижного пара на вертикальной поверхности

Поправка ε_t рассчитывается по формуле:

$$\varepsilon_t = \left(\frac{\lambda_{ст}}{\lambda'}\right)^{3/8}\left(\frac{\mu'}{\mu_{ст}}\right)^{1/8}.$$

Локальная теплоотдача при пленочной конденсации неподвижного пара на вертикальной теплообменной поверхности рассчитывается [10,11]:

- при $Re < 5$ по формуле:

$$Nu^{*}_{пл} = 0{,}925\, Re^{-1/3}_{пл}, \qquad (3.2.2.40)$$

где

$$Nu^{*}_{пл} = \frac{\alpha}{\lambda'}\left(\frac{\nu'^{2}}{g\Delta\tilde{\rho}}\right)^{1/3};$$

$$\Delta\tilde{\rho} = \frac{\rho'}{\rho' - \rho''};$$

$$Re_{пл} = \frac{\bar{q}L}{\mu' r};$$

L – высота поверхности конденсации, м;

$\bar{q}$ – средний тепловой поток на поверхности конденсации, Вт/м^2;

- при $Re_{пл} = 5 \div Re_{*}$ по формуле:

$$\overline{Nu}^{*}_{пл} = 0{,}925\, Re^{-1/3}_{пл}\, Re^{0{,}04}_{пл}, \qquad (3.2.2.41)$$

где $\varepsilon_{\nu} = Re^{0{,}04}_{пл}$ – поправка на волновое движение пленки конденсата;

$$Re_{*} = 2{,}3\, Ar^{1/5}_{*};$$

$$Ar_{*} = \left(\frac{\sigma^{3}}{\nu'^{4}\rho'^{3}g}\right)^{1/2};$$

- при $Re_{пл} = Re_{*} \div Re_{кр}$ по формуле:

$$\overline{Nu}^{*}_{пл} = 0{,}527\, Ar^{-1/15}_{*}, \qquad (3.2.2.42)$$

где $Re_{кр} = 35\, Ar^{1/5}_{*}$;

$Re_{кр}$ соответствует переходу ламинарно-волнового течения пленки конденсата к турбулентному.

Средняя по длине теплоотдача при пленочной конденсации неподвижного пара на вертикальной поверхности при смешанном (ламинарно-волновом-турбулентном) режиме течения пленки конденсата рассчитывается по формуле [10,11]:

$$\overline{Nu}^{*}_{пл} = \overline{Nu}^{*}_{л}\frac{Re_{*}}{Re_{пл}} + \overline{Nu}^{*}_{в}\frac{Re_{кр} - Re_{*}}{Re_{пл}} + \overline{Nu}^{*}_{т}\left(\frac{Re_{пл} - Re_{кр}}{Re_{пл}}\right), \qquad (3.2.2.43)$$

где $\overline{Nu}^{*}_{пл} = \frac{\alpha}{\lambda'}\left(\frac{\nu'^{2}}{g\Delta\tilde{\rho}}\right)^{1/3}$;

$Nu^{*}_{л}$ рассчитывается по формуле (3.2.2.40);

$\overline{Nu}^{*}_{в}$ рассчитывается по формуле (3.2.2.41);

$\overline{Nu}^{*}_{т}$ характеризует среднюю по длине теплоотдачу при турбулентном режиме течения пленки конденсата.

Средняя по длине теплоотдача при пленочной конденсации неподвижного пара на вертикальной поверхности при турбулентном режиме течения пленки конденсата рассчитывается по формуле:

$$\overline{Nu}_{т}^{*} = \left(\eta_{\delta} - \eta_{\delta кр}\right)^{-1} \int_{\eta_{\delta кр}}^{\eta_{\delta}} Nu_{т}^{*} d\eta, \qquad (3.2.2.44)$$

где

$Nu_{т}^{*}$ характеризует локальную теплоотдачу при турбулентном течении пленки конденсата;

$$\overline{Nu}_{т}^{*} = \eta_{\delta}^{1/3} \left(\int_{0}^{\eta_{\delta}} \frac{d\eta}{1 + \varepsilon Pr \overline{\mu}_{т}} \right)^{-1}; \qquad (3.2.2.45)$$

η – безразмерная толщина пленки конденсата, связанная с $Re_{пл}$ соотношением:

$$Re_{пл} = \frac{1}{\eta_{\delta}} \int_{0}^{\eta_{\delta}} \frac{(\eta_{\delta} - \eta)^2}{1 + \overline{\mu}_{т}(\eta)} d\eta; \qquad (3.2.2.46)$$

где

$$\eta = \frac{v_{*} y}{\nu}; \qquad \eta_{\delta} = \frac{v_{*} \delta}{\nu};$$

$$v_{*} = \left(\frac{\tau_{ст}}{\rho} \right)^{1/2};$$

$$\overline{\mu}_{т} = \frac{\mu_{т}}{\mu}; \qquad \varepsilon = \frac{1}{Pr_{т}};$$

$$Pr_{т} = \frac{v_{т}}{a};$$

$$v_{т} = \frac{\mu_{т}}{\rho};$$

$\mu_{т}$ – коэффициент турбулентной динамической вязкости:

$\overline{\mu}_{т} = 0$ при $0 < \eta < 6{,}80$;

$\overline{\mu}_{т} = 0{,}4(\eta - 6{,}8)\sqrt{1 - \eta/\eta_{\delta}}$ при $6{,}8 < \eta < 0{,}2(\eta_{\delta} - 6{,}8)$;

$\overline{\mu}_{т} = 0{,}08(\eta - 6{,}8)\sqrt{1 - \eta/\eta_{\delta}}$ при $0{,}2(\eta_{\delta} - 6{,}8) < \eta < \eta_{\delta}$;

δ – толщина пленки конденсата, м;

$\tau_{ст}$ – касательное напряжение на стенке.

Результаты численного расчета $\overline{Nu}_{т}^{*}$ приведены в таблице 3.2.2.1.

Пределы применимости формул (3.2.2.40) ÷ (3.2.2.45):

чистые пары воды, хладонов 12, 21, 22; углекислого газа, четыреххлористого углерода, аммиака, ацетона, этанола, азота, аргона.

Погрешность Δ расчета $Nu_{пл}^{*}$, $\overline{Nu}_{пл}^{*}$, $\overline{Nu}_{т}^{*}$, $Nu_{т}^{*}$ составляет ±15%.

Таблица 3.2.2.1

Результаты численного расчета $Nu_т^*$ по формуле (3.2.2.44)

	η_δ						
εPr	60	100	200	300	1000	4000	
1	0,157	0,160	0,168	0,176	0,213	0,285	$\overline{Nu}_т$
2	0,212	0,223	0,245	0,262	0,332	0,452	
3	0,252	0,270	0,300	0,324	0,416	0,572	
5	0,307	0,332	0,377	0,410	0,532	0,735	
7	0,344	0,374	0,428	0,467	0,607	0,841	
10	0,382	0,418	0,479	0,523	0,682	0,948	

Данная таблица определяет, приблизительно, пределы применимости формулы (3.2.2.28).

3.2.2.2.2. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на наружной поверхности труб, отклоненных от вертикали

Средняя по длине теплоотдача при пленочной конденсации неподвижного насыщенного пара на наружной поверхности одиночных труб, отклоненных от вертикали на угол менее 10°, рассчитывается по формулам раздела 3.2.2.2.1.

Средняя теплоотдача при пленочной конденсации пара, движущегося вдоль оси одиночных труб, отклоненных от вертикали на угол φ, рассчитывается по формуле [12]:

$$\overline{Nu}_{пл} = 0{,}056\left[\frac{w''^2_{вх}}{(g\nu')^{2/3}}\frac{\rho''}{\rho'}\right]exp(1{,}5\sin\varphi), \qquad (3.2.2.47)$$

где $\overline{Nu}_{пл} = \dfrac{\overline{\alpha} d_н}{\lambda'}$.

Пределы применимости формулы:

$P = 0{,}005 \div 0{,}20$ МПа; $\varphi = 0 \div 35°$; $\dfrac{w''^2_{вх}}{(g\nu')^{2/3}} = 500 \div 2000$.

Погрешность Δ расчета $Nu_{пл}$ составляет ±15%.

3.2.2.2.3. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на внутренней поверхности вертикальных труб

Средний по длине трубы коэффициент теплоотдачи при медленном опускном движении насыщенного или перегретого пара и пленки конденсата внутри вертикальной трубы при ламинарном режиме течения пленки

конденсата и полной конденсации пара рассчитывается по формуле [10, 11, 13]:

$$\overline{Nu}_{пл} = 0{,}28\left(Re''_{вх}\right)^{0{,}60}\left[K\,Pr'\frac{d_{вн}}{L}\frac{\rho''}{\rho'}\left(\frac{\nu''}{\nu'}\right)^{2}\right]^{1/3}\varepsilon_t, \qquad (3.2.2.48)$$

где $\overline{Nu}_{пл} = \frac{\overline{\alpha} d_н}{\lambda'}$; $Re''_{вх} = \frac{w''_{вх} d_{вн}}{\nu''}$; $w''_{вх} = \frac{4G''}{\pi d_{вн}^2 \rho''}$; $K = \frac{r}{c'_p \Delta T}$;

ε_t – поправка на переменность теплофизических свойств конденсата,

$\varepsilon_t = \left(\frac{Pr'}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25}$;

Pr' – число Прандтля воды на линии насыщения;

$L_\nu = \left[\frac{\nu'^2}{g\left(1-\rho''/\rho'\right)}\right]^{1/3}$ – вязкостная постоянная.

Пределы применимости формулы:

$Re''_{вх} = 10^4 \div 5\cdot 10^4$; $\rho''/\rho' \le 10^{-3}$; $\mu''/\mu' \ge 0{,}10$; $L/L_\nu \ge 10^4$.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}_{пл}$ составляет ±15%.

Локальный и средний по длине коэффициенты теплоотдачи при опускном движении насыщенного пара и пленки конденсата и турбулентном режиме течения пара и пленки конденсата рассчитываются [10, 11, 13, 14]:

- локальный – по формуле:

$$Nu_{пл} = C\,Re_ц^{0{,}8}\left(Pr'\right)^{0{,}43}\left[1+X\left(\frac{\rho'}{\rho''}-1\right)\right]^{1/2}; \qquad (3.2.2.49)$$

- средний по длине – по формуле:

$$\overline{Nu}_{пл} = \frac{1}{2}C\,Re_ц^{0{,}8}\left(Pr'\right)^{0{,}43}\left\{\left[1+X_{вх}\left(\frac{\rho'}{\rho''}-1\right)\right]^{1/2}+\left[1+X_{вых}\left(\frac{\rho'}{\rho''}-1\right)\right]^{1/2}\right\}, \qquad (3.2.2.50)$$

где $Re_ц = \frac{4G_{см}}{\pi\mu' d_{вн}}$ – критерий Рейнольдса циркуляции пароконденсатной смеси;

$G_{см} = G' + G''$ – массовый расход пароконденсатной смеси;

$X = \frac{i_{см} - i'}{r}$ – массовое расходное паросодержание;

$i_{см} = \frac{i'G' + i''G''}{G_{см}}$;

$C = 0{,}024$ – для трубы из нержавеющей стали;

$C = 0{,}032$ – для трубы из меди;

$C = 0{,}026$ – для трубы из латуни.

Пределы применимости формул: $Re_ц > 10^3$.

Погрешность Δ расчета $Nu_{пл}$ и $\overline{Nu}_{пл}$ составляет ±15%.

3.2.2.2.4. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на внутренней поверхности горизонтальных труб

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при полной конденсации практически неподвижных паров холодильных агентов на внутренней поверхности горизонтальных труб рассчитывается по формуле [12]

$$\overline{Nu}_{пл} = a\left(Ga\,Pr'K\right)^{0,25} We^{-0,25}\left(Re''_{вх}\right)^{m}, \qquad (3.2.2.51)$$

где $\overline{Nu}_{пл} = \dfrac{\bar{\alpha} d_{вн}}{\lambda'}$;

$Re''_{вх} = \dfrac{4\bar{q}L}{\mu'' r}$ – число Рейнольдса парового потока во входном сечении трубы;

$$Ga = \frac{d_{вн}^3}{\nu'^2} g\left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right);$$

$$We = \frac{\sigma}{d_{вн}^2 g\left(\rho' - \rho''\right)};$$

$$K = \frac{r}{c'_p \Delta T};$$

L – длина горизонтальной трубы, м;

$a = 0{,}215$, $m = 0$ при $Re''_{вх} < 7 \cdot 10^4$;

$a = 4{,}35 \cdot 10^{-3}$, $m = 0{,}35$ при $Re''_{вх} = 7 \cdot 10^4 \div 2 \cdot 10^5$.

Пределы применимости формулы:

Хладоагенты – Х-11; Х-22; Х-113; Х-142; Х-502, аммиак;

$P = 0{,}75 \div 1{,}95$ МПа; $d_{вн} = 10 \div 20$ мм; $L = 1 \div 6{,}4$ м.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}_{пл}$ составляет ±15%.

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации движущегося водяного пара на внутренней поверхности горизонтальных труб рассчитывается [12]:

- при $Re_{пл} \le Re_{гр}$ по формуле:

$$\overline{Nu}_{пл} = C_1 Re_{пл}^{0,5} d_{вн} \left(\frac{d_{вн}}{L}\right)^{0,2} \left[\frac{g\left(1 - \dfrac{\rho''}{\rho'}\right)}{\nu' a'}\right]; \qquad (3.2.2.52)$$

- при $Re_{пл} > Re_{гр}$; $Re_{ц} > 5 \cdot 10^3$ по формуле:

$$\overline{Nu}_{пл} = \frac{1}{2} C_2 Re_{ц}^{0,8} \left(Pr'\right)^{0,43} \left\{\left[1 + X_{вх}\left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right]^{1/2} + \left[1 + X_{вых}\left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right]^{1/2}\right\}, \qquad (3.2.2.53)$$

где $\overline{Nu}_{пл} = \dfrac{\bar{\alpha} d_{вн}}{\lambda'}$;

$Re_{пл} = \dfrac{\bar{q}L}{\mu' r}$;

$$Re_{\text{гр}} = \left[0{,}66 \frac{C_1}{C_2} \left(\frac{d_{\text{вн}}}{L} \right)^{0{,}20} Ga^{1/3} (Pr')^{0{,}10} \left(\sqrt{\frac{\rho'}{\rho''}} + 1 \right)^{-1} \right]^{10/3};$$

$$X = \frac{i_{\text{см}} - i'}{r};$$

$$i_{\text{см}} = \frac{i'G' + i''G''}{G_{\text{см}}};$$

$C_1 = 0{,}02$ – для труб из углеродистых сталей;

$C_1 = 0{,}031$ – для труб из меди и латуни;

$C_2 = 0{,}024$ – для труб из углеродистых и нержавеющих сталей;

$C_2 = 0{,}032$ – для труб из меди и латуни.

Пределы применимости формулы (3.2.2.52):

$Pr' = 0{,}88 \div 1{,}78$; $Re_{\text{пл}} = 20 \div 14700$;

$q = (2{,}3 \div 1350) \cdot 10^2$ Вт/м^2; $L = 1 \div 4$ м; $d_{\text{вн}} = 10 \div 38$ мм.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}_{\text{пл}}$ составляет $\pm 15\%$.

Пределы применимости формулы (3.2.2.53):

$Pr' = 0{,}86 \div 0{,}96$; $Re_{\text{ц}} = 5 \cdot 10^3 \div 3 \cdot 10^5$; $P = 1{,}2 \div 9$ МПа;

$\overline{q} = (160 \div 1600) \cdot 10^3$ Вт/м^2; $L = 2{,}2 \div 12{,}0$ м;

$d_{\text{вн}} = 10 \div 17$ мм; $0{,}26 \le X_{\text{вх}} \le 1$; $0 \le X_{\text{вых}} \le 0{,}069$.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}_{\text{пл}}$ составляет $\pm 15\%$.

3.2.2.2.5. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на поверхности внутренней трубы кольцевого канала

Локальный коэффициент теплоотдачи при конденсации водяного пара на поверхности внутренней трубы кольцевого канала (опускное движение насыщенного пара) рассчитывается по формуле [12]:

$$Nu_{\text{пл}} = 0{,}86 C\, Re_{\text{цг}}^{0{,}80} [Pr']^{0{,}43} \left[1 + kX \left[\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right] \right]^{1/2} \left[\frac{d_2}{d_1} \right]^{0{,}16}, \qquad (3.2.2.54)$$

где $Nu_{\text{пл}} = \dfrac{\alpha d_{\text{г}}}{\lambda'}$; $Re_{\text{цг}} = \dfrac{(\rho w) d_{\text{г}}}{\mu'}$; $d_{\text{г}} = d_2 - d_1$;

$$k = 1{,}5 + 5{,}1 \cdot 10^3 \left[\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right] \frac{d_2}{d_2 + d_1};$$

X – паросодержание;

d_2 – внутренний диаметр наружной трубы кольцевого канала, м;

d_1 – наружный диаметр внутренней трубы кольцевого канала, м;

$C = 0{,}024$ – для внутренней трубы кольцевого канала из углеродистой и нержавеющей стали;

$C = 0{,}026$ – для внутренней трубы кольцевого канала из меди и латуни.

Пределы применимости формулы:
$d_г = 3,7 \div 9,0$ мм; $P = 1 \div 10$ МПа; $\rho w = 100 \div 600$ кг/м^2·с.
Погрешность Δ расчета $Nu_{пл}$ составляет ±15%.

3.2.2.2.6. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на внутренней поверхности канала прямоугольного поперечного сечения

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при полной и частичной конденсации водяного пара, движущегося сверху вниз внутри каналов прямоугольного поперечного сечения, расположенных вертикально или горизонтально, с неполным охлаждением по периметру (охлаждение боковой или потолочной стенки) рассчитывается по формуле [12]:

$$\overline{Nu}_{по} = 0,082 g d_г w_0^{0,80} \left[\frac{w_0^2}{(g\nu')^{2/3}} - \frac{Pr'}{Pr''} \right] \left[\frac{1 + 3,54 d_г / d}{(1 - X_{вых})^{3/2}} \right], \qquad (3.2.2.55)$$

где $\overline{Nu}_{пл} = \frac{\overline{\alpha} d_г}{\lambda'}$;

$d_г$ – гидравлический диаметр канала, м;

$w_0 = \frac{G_{см}(1 - X_{вых})}{\rho' f}$ – приведенная скорость конденсата в выходном сечении канала, м/с;

$f = ab$ – площадь поперечного сечения канала, м^2;

$X_{вых} = \frac{i_{вых} - i'}{r}$;

d – диаметр гиба канала в случае изогнутых каналов, м.

Пределы применимости формулы: $a/b = 0,34$; $L = 0,8 \div 1,5$ м;
$\frac{d_г}{d} = 0,01$; $P = 0,15 \div 2$ МПа; $\frac{w_0^2}{(g\nu')^{2/3}} = 2 \div 600$; $\frac{Pr'}{Pr''} \geq 600$.

Погрешность Δ расчета Nu составляет ±15%.

3.2.2.2.7. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на пластинах

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при конденсации неподвижного пара на поверхности вертикально расположенной пластины, а также пластиной, отклоненной от вертикали на угол менее 10°, рассчитывается по формулам раздела 3.2.2.2.1.

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при конденсации неподвижного пара на нижней и верхней поверхностях пластины, отклоненной от вертикали на угол более 10°, и ламинарном режиме течения пленки конденсата, рассчитывается по формуле [10, 11, 13, 14]:

$$\overline{Nu}^{*}_{пл} = \alpha Re_{пл}^{-0,22} (sin\theta)^m \varepsilon_t, \qquad (3.2.2.56)$$

где $\overline{Nu}^{*}_{пл} = \frac{\overline{\alpha} L_{\nu}}{\lambda'}$; $L_{\nu} = \left[\frac{\nu'^2}{g(1-\rho''/\rho')}\right]^{1/3}$; $Re_{пл} = \frac{\bar{q} L}{\mu' r}$;

θ – угол наклона пластины к горизонтальной плоскости, градус;

ε_t – поправка на переменность теплофизических свойств конденсата,

$$\varepsilon_t = \left[\frac{\lambda_{ст}}{\lambda'}\right]^{3/8}\left[\frac{\mu'}{\mu_{ст}}\right]^{1/8};$$

$a = 0{,}65$, $m = 1/5$ при $\theta = 6 \div 23^{\circ}$;

$a = 0{,}74$, $m = 1/3$ при $\theta = 23 \div 80^{\circ}$.

Пределы применимости формулы:

$\frac{\lambda_{ст}}{\lambda'} = 0{,}5 \div 2{,}0$; $\frac{\mu'}{\mu_{ст}} = 0{,}1 \div 1{,}0$; $\theta = 6 \div 80^{\circ}$; $Re_{пл} < Re_{в}$;

где

$$Re_{в} = \begin{cases} 2{,}802(K\,Pr')^{-0{,}50}(Ar')^{0{,}182} & \text{при } K\,Pr' = 5 \div 20 \\ 2{,}16(K\,Pr')^{-0{,}30}(Ar')^{0{,}171} & \text{при } 20 < K\,Pr' < 10^3 \end{cases};$$

$$Ar_{*} = \left[\frac{L_{\sigma}}{L_{\nu}}\right]^3; \quad Ar'_{*} = Ar_{*}(\sin\theta)^{-1/2}.$$

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}^{*}_{пл}$ составляет ±15%.

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации неподвижного водяного пара на нижней поверхности пластины, отклоненной от горизонтали на угол $0 < \theta \le 6^{\circ}$, при ламинарном течении пленки конденсата рассчитывается по формуле [12]:

$$\overline{Nu}_{пл} = 0{,}9Ra^{1/6}\left[1 + 1{,}1Ra^{-1/6}\right]^{-1}, \qquad (3.2.2.57)$$

где $\overline{Nu}_{пл} = \frac{\alpha L_{\sigma}}{\lambda'}$;

$$L_{\sigma} = \left[\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}\right]^{1/2};$$

$Ra = K\,Pr'\,Ar_{*}\cos\theta$;

$$K' = \frac{r'}{C'_p \Delta t};$$

$r' = r + 0{,}68C'_p\Delta t$.

Пределы применимости формулы: $\Delta t < 40$ К; $0 < \theta < 6^{\circ}$.

Погрешность Δ расчета $Nu_{пл}$ составляет ±15%.

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации чистого водяного пара на нижней поверхности горизонтальной пластины рассчитывается по формуле [12]:

$$\overline{Nu}_{пл} = cRa^{m}, \qquad (3.2.2.58)$$

где $\overline{Nu}_{пл} = \alpha L_{\sigma}/\lambda'$;

$c = 0{,}66$, $m = 0{,}193$ при $10^{10} > Ra > 10^{8}$;

$c = 0{,}58$, $m = 0{,}200$ при $10^{8} > Ra > 10^{6}$.

Погрешность Δ расчета $Nu_{пл}$ составляет ±15%.

3.2.2.2.8. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на внешней поверхности одиночного горизонтального цилиндра

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при конденсации неподвижного насыщенного пара на внешней поверхности одиночного горизонтального цилиндра рассчитывается [13]:

- при $Re_{пл} < Re_{в}$ по формуле:

$$\overline{Nu}^{*}_{пл} = \overline{Nu}^{*}_{о}\left(1+\varepsilon_{вн}\right)\varepsilon_{t}\varepsilon_{i}, \qquad (3.2.2.59)$$

где $\overline{Nu}^{*}_{пл} = \overline{\alpha} L_{\sigma}/\lambda'$;

$$\overline{Nu}^{*}_{пл} = 0{,}954\, Re_{пл}^{-1/3}; \quad Re_{пл} = \frac{\overline{q}\pi d_{н}}{\mu' r};$$

ε_t – поправка на переменность теплофизических свойств конденсата:

$$\varepsilon_{t} = \left[\frac{\lambda_{ст}}{\lambda'}\right]^{3/8}\left[\frac{\mu'}{\mu_{ст}}\right]^{1/8};$$

ε_i определяется по рис. 2.2.2;

$$\varepsilon_{вн} = 1{,}4\left[2\tilde{D}^{-2}\left(1+4\tilde{D}^{-2}\right)\right]^{1/2};$$

$$\tilde{D} = \frac{d_{н}}{L_{\sigma}};$$

$$Re_{в} = 3{,}32\left(K\,Pr'\right)^{-0{,}38} Ar_{*}^{0{,}18}\,\tilde{D}^{0{,}15};$$

- при $Re_{пл} > Re_{в}$ по формуле:

$$\overline{Nu}^{*}_{пл} = \varepsilon_{t}\varepsilon_{i}\left[1+\varepsilon_{вн}\right]\left[\frac{Re_{в}}{Re_{пл}} + 0{,}85\, Ar_{*}^{-0{,}02}\, Re_{пл}^{0{,}15}\left[1-\frac{Re_{в}}{Re_{пл}}\right]^{1{,}15}\right]\overline{Nu}^{*}_{л}. \qquad (3.2.2.60)$$

Пределы применимости формулы: $\tilde{D} > 3$.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}^{*}_{пл}$ составляет ±10%.

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации движущегося сверху вниз пара на внешней поверхности одиночного горизонтального цилиндра рассчитывается по формуле [15–17]:

$$\overline{Nu}_{пл} = 0{,}64\, Re_{пл}^{1/2}\,\chi\left[1+\left[1{+}1{,}69\frac{K\,Pr'}{\chi^{4} Fr}\right]^{1/2}\right]^{1/2}, \qquad (3.2.2.61)$$

где $\overline{Nu}_{пл} = \dfrac{\overline{\alpha} d_{н}}{\lambda'}$;

$$Re_{пл} = \frac{w_{о} d_{н}}{\nu'};$$

w_o – скорость пара вдали от цилиндра, м/с;

$$Fr = \frac{w_{о}^{2}}{g d_{н}}; \quad \chi = \left[1+\frac{Pr\,K}{R}\right]^{1/3}; \quad R = \left[\frac{\rho'\mu'}{\rho''\mu''}\right]^{1/2}.$$

Пределы применимости формулы:

$Re_{пл} = 1 \div 10^6$; $K Pr'/Fr = 10^{-5} \div 10^5$.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}_{пл}$ составляет ±15%.

В настоящее время отсутствуют общепринятые формулы для расчета теплоотдачи при конденсации пара на горизонтальном цилиндре.

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации практически неподвижного пара на внешней поверхности одиночного горизонтального цилиндра рассчитывается поэтому по равноправным с формулами (3.2.2.59) ÷ (3.2.2.61) формулам [15–17]:

- при $Re_{пл} = Re_в \div 40$ по формуле:

$$\overline{Nu}_{пл} = 0{,}756\, Re_{пл}^{-1/3}\, \varepsilon_t \varepsilon_\nu, \qquad (3.2.2.62)$$

где $\overline{Nu}_{пл} = \dfrac{\overline{\alpha} L_\sigma}{\lambda'}$; $Re_{пл} = \dfrac{\pi d_н}{2} \dfrac{\overline{q}}{\mu' r}$ при $\widetilde{D} \geq 10$;

$$\varepsilon_t = \left[\frac{\lambda_{ст}}{\lambda'}\right]^{3/8} \left[\frac{\mu'}{\mu_{ст}}\right]^{1/8} \quad \text{при} \quad 0{,}5 < \frac{\lambda_{ст}}{\lambda'} < 2; \qquad 0 < \frac{\mu'}{\mu_{ст}} < 1;$$

ε_ν – поправка на волновое течение пленки конденсата, $\varepsilon_\nu = Re_{пл}^{0{,}04}$;

$$Re_в = 0{,}607\, Ar_*^{2/11}; \quad Ar_* = \left[\frac{\delta^3}{\nu'^4 \rho'^3 g}\right]^{1/2};$$

- при $\widetilde{D} = 2 \div 10$, $Re_{пл} = Re_в \div 40$ по формуле:

$$\overline{Nu}_{пл} = 0{,}756\, Re_{пл}^{-1/3}\, \varepsilon_t \varepsilon_\nu \varepsilon_\sigma, \qquad (3.2.2.63)$$

где $\widetilde{D} = \dfrac{d_н}{L_s}$; $L_\sigma = \sqrt{\dfrac{\delta}{(\rho' - \rho'')g}}$; $\varepsilon_\sigma = 1{,}8\left[\dfrac{d_н}{L_\sigma}\right]^{-0{,}20}$.

Пределы применимости формулы: $d_н = 3 \div 45$ мм.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}_{пл}$ составляет ±15%.

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации движущегося сверху вниз пара на внешней поверхности одиночного горизонтального цилиндра рассчитывается по формулам [15–17]:

$$\frac{\overline{Nu}_{пл}}{\sqrt{\mathrm{Re}'}} = 0{,}712\chi \left[1 + \left[1 + 1{,}11 \frac{Pr K}{\chi^4 Fr}\right]^{0{,}50}\right]^{0{,}50}, \qquad (3.2.2.64)$$

или по аналогичной зависимости:

$$\frac{\overline{Nu}_{пл}}{\sqrt{Re'}} = \chi \left[1 + 0{,}276 \frac{Pr K}{\chi^4 Fr}\right]^{0{,}25}, \qquad (3.2.2.65)$$

где $\overline{Nu}_{пл} = \dfrac{\overline{\alpha} d_н}{\lambda'}$; $Re' = \dfrac{w'' d_н}{\nu'}$;

w'' – скорость пара в узком проходном сечении канала, где расположена труба (цилиндр);

$$\chi = 0{,}9\left[1 + \frac{Pr K}{R}\right]^{1/3};$$

$$R=\left[\frac{\rho'\mu'}{\rho''\mu''}\right]^{1/2};$$

$$K=\frac{r}{c_p\Delta t};\qquad Fr=\frac{w''^2}{gd_н};\qquad Pr=\frac{\nu}{a}.$$

Пределы применимости формулы:

$\chi^4\dfrac{Fr}{Pr\,K}=0{,}05\div 10$ для чистых паров воды, хладонов 12 и 21;

$d_н=2{,}5\div 25$ мм.

Погрешность Δ расчета $\bar{N}u_{пл}$ составляет ±15%.

Относительное изменение коэффициента теплоотдачи при $\Delta t = idem$ по сравнению с конденсацией неподвижного пара рассчитывается по формуле:

$$\frac{\bar{\alpha}}{\alpha_0}=\left[1+3{,}62\,\chi^4\frac{Fr}{Pr\,K}\right]^{0{,}25},\qquad (3.2.2.66)$$

где $\bar{\alpha}$ рассчитывается по формулам (3.2.2.62), (3.2.2.63).

3.2.2.2.9. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на наружной поверхности оребренных снаружи вертикальных труб

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации пара на наружной поверхности вертикальных труб с мелким продольным оребрением трапецеидальной формы рассчитывается по формуле [12]:

$$\bar{N}u=0{,}34\frac{a^{0{,}15}h^{1{,}1}p\bar{\theta}^{-0{,}667}}{H^{0{,}25}S\cos\varphi}We^{0{,}21}(Ga\,Pr\,K)^{0{,}37},\qquad (3.2.2.67)$$

где $\bar{N}u_{пл}=\dfrac{\bar{\alpha}H}{\lambda'};\quad Ga=\dfrac{gH^3}{\nu'^2};\quad K=\dfrac{r}{c_p\Delta t_0};$

$\bar{\theta}=0{,}7n^{-0{,}4}We^{0{,}1}$ при $\beta<1,\ nWe^{0{,}25}\ge 1;$

$\bar{\theta}=0{,}77\beta^{-0{,}07}\left(nWe^{0{,}25}\right)^m$ при $\beta\ge 1,\ nWe^{0{,}25}\ge 1,\quad m=-0{,}4\beta^{-0{,}15};$

$\bar{\theta}=1-0{,}23\beta^{-0{,}36}\left(nWe^{0{,}25}\right)^{1{,}2}$ при $\beta\ge 1,\ nWe^{0{,}25}<1;$

$$n=\left[\frac{\rho'^2 gr\lambda'^3h^7\cos\varphi}{4\mu'b^4\lambda_{ст}^4\Delta t_0}\right]^{0{,}25};$$

$$We=\frac{\sigma\cos\varphi}{g\rho'bh(1+tg\varphi)};\qquad \beta=\frac{htg\varphi}{b};$$

b – половина толщины ребра на торце, м;

h – высота ребра, м;

H – длина трубы, м;

a – половина ширины межреберной канавки, м;

S – шаг ребер, м;

φ – острый угол между боковой поверхностью ребра и его осевой плоскостью, град.;

Δt_0 – температурный напор в основании ребра, К.

Значения $\overline{\alpha}$ относятся к поверхности гладкой трубы с наружным диаметром по основанию ребер.

Пределы применимости формулы:

$$We \geq 10; \qquad H \leq 3\left[\frac{a^{14}\cos^9\varphi}{h\bar{\theta}^3}\left[\frac{g}{\nu'^2}\right]^3\frac{Pr'^3K^3}{We}\right]^{0,25}.$$

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}$ составляет ±20%.

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации пара на наружной поверхности вертикальных труб с мелким продольным оребрением, имеющим треугольный профиль со скругленной вершиной, рассчитывается по формуле [12]:

$$\overline{Nu} = \frac{\rho'^2 gr(L\sin 2\varphi)^3(1-y)^4}{96\mu'\lambda'\Delta t_0} + \frac{2,7H}{L\sin 2\varphi}, \qquad (3.2.2.68)$$

где $\overline{Nu}=\frac{\overline{\alpha}H}{\lambda'}$; H – длина трубы, м;

L – ширина боковой поверхности ребра, м.

Значение параметра ($0 \leq y \leq 1$) определяется из уравнения:

$$y^{0,25}\left[\frac{y^3}{13}-\frac{y^2}{3}+0,6y-1\right]=A,$$

где $A=\frac{2H(\sigma/R)^{0,25}}{\rho' g L^{3,5}\sin^3 2\varphi}\left[\frac{4\mu'\lambda'\Delta t_0}{\rho' r}\right]-\frac{128}{195}$;

R – радиус кривизны вершины ребра, м.

Значения $\overline{Nu}$ относятся к полной наружной поверхности трубы с учетом оребрения.

Пределы применимости формулы: $A \leq 0$;

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}$ составляет ±20%.

3.2.2.2.10. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на наружной поверхности профилированных вертикальных труб

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации практически неподвижного пара на наружной поверхности одиночных вертикальных труб с внутренними поперечными гофрами (кольцевое профилирование, рис. 3.1.3.14) рассчитывается [12]:

$$\overline{Nu} = \overline{Nu}_0\left[1+5,42\cdot 10^3\, exp\left(-1,4\frac{t}{h}\right)\right]Re_{пл}^n;$$

- при $Re_{пл} = 30 \div 3000$, $\frac{t}{D_н} \geq 0,25$, $\frac{t}{h} \geq 7$ по формуле:

$$\overline{Nu}=\overline{Nu}_0\left[1+5{,}42\cdot10^3\,exp\left(-1{,}4\frac{t}{h}\right)\right]Re_{пл}^{n}\,, \qquad (3.2.2.69)$$

где $n=0{,}127exp\left[-\frac{50}{h}\left[\frac{\nu'^2}{g}\right]^{1/3}\right]$;

- при $Re_{пл}<400$, $\frac{t}{D_н}\geq0{,}25$, $\frac{t}{h}>8$ по формуле:

$$\overline{Nu}=\overline{Nu}_0\left[1+0{,}7\,exp\left(-0{,}1\frac{t}{h}\right)\right]. \qquad (3.2.2.70)$$

В формулах:

$\overline{Nu}=\frac{\overline{\alpha}H}{\lambda'}$; $Re_{пл}=\frac{qH}{r\mu'}$;

H – высота трубы, м;

h – высота кольцевой гофры, м;

t – шаг расположения кольцевых гофр, м;

$D_н$ – наружный диаметр гладкой трубы, м;

$\overline{Nu}_0$ – средний коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации пара на наружной поверхности исходной гладкой одиночной трубы, $\overline{Nu}_0$ рассчитывается по формуле [12]:

$$\overline{Nu}_0=0{,}925CH\,Re_{пл}^{-1/3}\left[\frac{g\left(1-\rho''/\rho'\right)}{\nu'^2}\right]^{1/3}, \qquad (3.2.2.71)$$

где $\overline{Nu}_0=\frac{\overline{\alpha}H}{\lambda'}$; $Re=\frac{qH}{r\mu'}$;

$C=Re_{пл}^{0{,}04}E_t$ при $Re_{пл}\leq100$;

$C=1+0{,}04Re_{пл}^{0{,}2}+2{,}27\cdot10^{-3}Re_{пл}^{0{,}8}(Pr')^{0{,}5}$;

$E_t=\left[\frac{\lambda_{ст}}{\lambda'}\right]^{3/8}\left[\frac{\mu'}{\mu_{ст}}\right]^{1/8}$ при $0{,}5<\frac{\lambda_{ст}}{\lambda''}<2$, $0{,}1<\frac{\mu'}{\mu_{ст}}<1$;

$\lambda_{ст}$, $\mu_{ст}$ – физические свойства конденсата при температуре стенки трубы;

λ', μ' – физические свойства конденсата при температуре насыщения.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}$ составляет ±20%.

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации практически неподвижного пара на наружной поверхности вертикальных труб с внутренним трехзаходным спиральным оребрением (спиральное профилирование) рассчитывается [12]:

- для труб из нержавеющей стали при $Re_{пл}=80\div400$, $h/S=0{,}048\div0{,}20$, $S/d_н=0{,}33\div0{,}91$ по формуле:

$$\overline{Nu}=\overline{Nu}_0\,Re_{пл}^{0{,}133}\left[\frac{h}{S}\right]^{0{,}25}; \qquad (3.2.2.72)$$

- для труб из латунных и медноникелевых сплавов, углеродистой стали при $Re_{пл} = 30 \div 2500$, $S/h \geq 7$, $S/d_н \leq 0{,}90$ по формуле:

$$\overline{Nu}=\overline{Nu}_0\left[1+0{,}855\,exp\left(-0{,}136\frac{S}{h}\right)\right]\left[\frac{Re_{пл}}{300}\right]^{0{,}32\,exp\left(-\frac{S}{7h}\right)}. \qquad (3.2.2.73)$$

В формулах: $\overline{Nu}_0=\dfrac{\overline{\alpha}H}{\lambda'}$; $\quad Re=\dfrac{qH}{r\mu'}$;

$\overline{Nu}_0$ – рассчитывается по формуле (2.2.71);

H – высота трубы, м;

S – шаг закрутки ребра, м;

h – высота ребра, м;

$d_н$ – наружный диаметр исходной гладкой трубы, м.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}$ составляет ±20%.

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации движущегося пара, который поперечно обтекает вертикальную профильную трубу из нержавеющей стали с внутренним трехзаходным спиральным оребрением рассчитывается по формуле [12]:

$$\overline{Nu}=\overline{Nu}_0\cdot 0{,}3\left[\frac{hS}{d_н^2}\right]^{0{,}28}\Pi_1^B; \qquad (3.2.2.74)$$

где $\quad \overline{Nu}=\dfrac{\overline{\alpha}H}{\lambda'}; \quad B=0{,}67\left[\dfrac{hS}{d_н^2}\right]^{0{,}38};$

$$\Pi_1=\frac{Fr}{Pr'K^{0{,}2}}\frac{H}{d_н}; \quad Fr=\frac{w^2}{gH}; \quad K=\frac{r}{C\rho'\left(t'-t_{ст}\right)};$$

$\overline{Nu}_0$ рассчитывается по формуле (3.2.2.71), где $C=Re_{пл}^{0{,}04}\,E_l$.

Пределы применимости формулы:

$\Pi_1 = 14 \div 1000$; $Re_{пл} \leq 500$;

$h/S = 0{,}057 \div 0{,}122$; $\dfrac{S}{d_н} = 0{,}438 \div 1{,}0$.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}$ составляет ±25%.

3.2.2.2.11. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на пакете горизонтальных труб

Особенностью теплообмена при конденсации пара на пакете (пучке расположенных друг над другом) горизонтальных труб является конденсация пара на переохлажденных каплях и струях в межтрубном пространстве. На каждую нижерасположенную трубу жидкость поступает при температуре, равной температуре насыщения. На каждой трубе пакета, кроме первой, формируется начальный участок теплового пограничного слоя. Точка выхода теплового пограничного слоя, развивающегося от стенки на поверхность пленки, определяет длину начального участка $x_н$ или угол φ.

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации практически неподвижного пара на *i*-той трубе пакета рассчитывается по формуле [15–17]:

$$\overline{Nu}^{*}_{\text{пл}} = \frac{\overline{Nu}^{*}_{\text{н}}\varphi + \overline{Nu}^{*}_{\text{к}}(\pi - \varphi)}{\pi}, \qquad (3.2.2.75)$$

где $\overline{Nu}^{*}_{\text{пл}} = \frac{\overline{\alpha}}{\lambda'}\left[\frac{\nu'^{2}}{g\widetilde{\Delta}\rho}\right]^{1/3}$;

$\overline{Nu}^{*}_{\text{н}}$ описывает теплообмен на начальном участке теплового пограничного слоя на *i*-той трубе пакета, расположенной ниже первой, начиная сверху;

$$\overline{Nu}^{*}_{\text{н}} = \frac{1{,}13\, Pr^{1/3}\, Re^{1/9}_{\text{пл}}\, Ga^{-1/9} Q(\varphi)}{\varphi}, \qquad (3.2.2.76)$$

где $Re_{\text{пл}}$ – число Рейнольдса пленки конденсата, вычисленное на предыдущей трубе пакета, $Re_{\text{пл}} = \frac{\pi d_{\text{н}}}{2}\sum_{i}^{n}\overline{q}_i/\mu r$;

$Ga = \frac{g d_{\text{н}}}{\nu^{2}}$;

n – номер трубы при отсчете сверху;

$\overline{q}_i$ – плотность теплового потока на данной трубе пакета, Вт/м^2;

φ – значение угла, при котором тепловой пограничный слой достигает толщины пленки конденсата, определяется соотношением [15–17]:

$$P(\varphi) = \int_{0}^{\varphi}(\sin\varphi)d\varphi^{1/3} = 0{,}605\, Pr\, Re^{4/3}_{\text{пл}}\, Ga^{1/3}. \qquad (3.2.2.77)$$

Значения функций $Q(\varphi)$, $\frac{Q(\varphi)}{\varphi}$, $P(\varphi)$ приведены в таблице 3.2.2.2.

Таблица 3.2.2.2

Значения функций $Q(\varphi)$, $\frac{Q(\varphi)}{\varphi}$, $P(\varphi)$ в формулах (3.2.2.76), (3.2.2.77)

Град.	$P(\varphi)$	$Q(\varphi)$	$\frac{Q(\varphi)}{\varphi}$	Град.	$P(\varphi)$	$Q(\varphi)$	$\frac{Q(\varphi)}{\varphi}$
0	0	0	0	100	1,469	1,939	1,111
10	0,073	0,260	1,490	110	1,641	2,088	1,088
20	0,184	0,489	1,401	120	1,810	2,229	1,064
30	0,315	0,697	1,331	130	1,974	2,361	1,040
40	0,479	0,896	1,283	140	2,129	2,483	1,016
50	0,615	1,088	1,247	150	2,273	2,594	0,991
60	0,779	1,272	1,215	160	2,404	2,696	0,965
70	0,948	1,449	1,186	170	2,515	2,777	0,936
80	1,120	1,619	1,160	180	2,589	2,824	0,899
90	1,295	1,783	1,135				

При $\varphi = \pi$ $\overline{Nu}^{*}_{н}$ рассчитывается по формуле [15–17]:

$$\overline{Nu}^{*}_{н} = 1{,}01 Pr^{1/3} Re^{1/9}_{по} Ga^{-1/9}. \qquad (3.2.2.78)$$

В формуле (3.2.2.75):

$\overline{Nu}^{*}_{к}$ – число Нуссельта на той части трубы, где происходит конденсация пара, $\overline{Nu}^{*}_{к}$ рассчитывается:

при $Re_{пл} < 2{,}3Ar^{1/5}_{*}$ по формуле (3.2.2.62);

при $Re_{пл} > 2{,}3Ar^{1/5}_{*}$ по формуле (3.2.2.62) подстановкой в нее $Re_{пл} = 2{,}3Ar^{1/5}_{*}$.

Пределы применимости формул (3.2.2.75) ÷ (3.2.2.78):

$Re = 10 \div Re_{кр}$, где $Re_{кр} = 353Ar^{1/5}_{*}$.

При $Re_{пл} < 10$ расчет $\overline{Nu}^{*}_{по}$ производится по формуле (3.2.2.62) для одиночного цилиндра без учета плотности орошения.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}^{*}_{по}$, $\overline{Nu}^{*}_{н}$, $\overline{Nu}^{*}_{к}$ составляет ±20 %.

При конденсации пара на пакете труб диаметром $\tilde{D} = 2 \div 10$ значение $\overline{Nu}^{*}_{по}$, рассчитанное по формуле (3.2.2.75), умножается на коэффициент ε_{σ}.

$$\varepsilon_{\sigma} = 1{,}8\left[\frac{d_{н}}{L_{\sigma}}\right]^{-0.20}. \qquad (3.2.2.79)$$

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации нисходящего потока пара на пучке расположенных друг над другом горизонтальных труб рассчитывается по формуле [16, 18]:

$$\overline{Nu}^{*}_{по} = 0{,}728\left[1 + 0{,}2\frac{n-1}{K}\right]\left[[K + 0.68]\frac{Pr'}{n}\frac{L_{\nu}}{d_{н}}\right]^{1/4}, \qquad (3.2.2.80)$$

где $\overline{Nu}^{*}_{по} = \dfrac{\alpha L_{\nu}}{\lambda'}$; $K = \dfrac{r}{C'p\Delta t}$; $Pr' = \dfrac{\nu'}{a'}$;

n – номер трубы при отсчете сверху.

Пределы применимости формулы: $K > 1/2$.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}^{*}_{по}$ составляет ±15% .

3.2.2.2.12. Теплоотдача при пленочной конденсации пара в поперечно-обтекаемых шахматных и коридорных пучках горизонтальных труб

Средний по длине коэффициент теплоотдачи первого ряда шахматных и коридорных поперечно-обтекаемых пучков горизонтальных труб при пленочной конденсации нисходящего потока пара рассчитывается по формуле [16, 18]:

$$\overline{Nu}^{*}_{пр} = 25{,}7\left[\overline{Nu}^{*}_{по}\frac{d_{н}}{L_{\nu}}\right]^{0.50}\left[\frac{\rho''\overline{w}''}{g\rho' d_{н}}\right]^{0.08}, \qquad (3.2.2.81)$$

где $\overline{Nu}^{*}_{пр} = \dfrac{\overline{\alpha} d_{н}}{\lambda}$;

$\overline{Nu}^{*}_{\text{по}}$ рассчитывается по формуле (3.2.2.80);

$\overline{w}''$ – средняя скорость пара в узком сечении горизонтального ряда труб, м/с.

Пределы применимости формулы:

$P = (0{,}032 \div 0{,}89) \cdot 10^5$ Па; $\Delta t = 0{,}6 \div 12$ °С; $Re'' = \frac{\rho'' \overline{w}'' d_н}{\mu''} = 46 \div 864$.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}_{\text{по}}$ составляет ±15% .

Средний по длине коэффициент теплоотдачи всего пучка при пленочной конденсации в поперечно-обтекаемом пучке горизонтальных труб, имеющем постоянное по высоте пучка проходное сечение для пара, рассчитывается по формуле [16, 18]:

$$\overline{Nu}_{\text{пл}} = \overline{Nu}_{1\text{п}} \frac{0{,}84(1-X)}{\left(1-X^{0{,}84}\right)n^{0{,}70}}, \qquad (3.2.2.82)$$

где $\overline{Nu}_{\text{пл}} = \alpha d_н/\lambda'$

$\overline{Nu}_{1\text{п}}$ рассчитывается по формуле (3.2.2.81);

$$X = \frac{i_{\text{см}} - i'}{r}; \qquad i_{\text{см}} = \frac{i'_{\text{см}} G' + i'' G''}{G' + G''};$$

n – число рядов труб по высоте коридорного пучка труб или половина числа рядов труб шахматного пучка.

Пределы применимости формулы: $P = (0{,}032 \div 0{,}89) \cdot 10^5$ Па;

$\Delta t = 0{,}6 \div 12$ °С; $Re'' = \frac{\rho'' w d_н}{\mu''} = 46 \div 864$.

Погрешность Δ расчета $\overline{Nu}_{\text{пл}}$ составляет ±15% .

3.2.2.2.13. Теплоотдача при пленочной конденсации нисходящего потока пара на внутренней поверхности трубы змеевика с вертикальной осью навивки

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации нисходящего потока пара на внутренней поверхности трубы змеевика с вертикальной осью навивки рассчитывается по формуле [12]:

$$\overline{Nu}_{\text{пл}} = C\left[1 + 3{,}54\frac{d_{\text{вн}}}{d_0}\right] Fr_0^n \left[Pr'\right]^{0{,}40} \frac{1}{\left(1 - X_{\text{вых}}\right)^{3/2}}, \qquad (3.2.2.83)$$

где $\overline{Nu}_{\text{пл}} = \overline{\alpha} d_{\text{вн}}/\lambda'$;

$d_{вн}$ $\overline{Nu}_{1\text{п}}$ внутренний диаметр трубы змеевика, м;

$$d_0 = d_{\text{зм}}\left[1 + \left[\frac{\pi}{2}\frac{h}{d_{\text{зм}}}\right]^2\right];$$

$d_{\text{зм}}$ – диаметр змеевика, м;

h – шаг навивки змеевика, м;

$$Fr_0 = \frac{w_0'^2}{g d_{вн}};$$

$w_0' = \frac{4\bar{q}L}{r d_{вн} \rho'}$ – приведенная скорость конденсата в выходном сечении трубы, м/с;

L – длина трубы змеевика, м,

$C = 160$, $n = -0{,}27$ при $Fr_0 = 1{,}6 \cdot 10^{-3} \div 7 \cdot 10^{-2}$;

$C = 425$, $n = 0{,}20$ при $Fr_0 = 7 \cdot 10^{-2} \div 10$.

Пределы применимости формулы:

$P = 0{,}5 \div 4{,}0$ МПа; $\bar{q} = (60 \div 950) \cdot 10^3$ Вт/м^2; $X_{вых} = 0{,}03 \div 0{,}50$;

$X_{вх} = 1{,}0$; $L = 2{,}3 \div 4{,}0$ м; $d_{зм} = 130 \div 210$ мм;

$h = 100 \div 200$ мм; $d_{вн} = 10 \div 16$ мм.

Погрешность Δ расчета $\bar{Nu}_{пл}$ составляет $\pm 15\%$.

Локальный коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации нисходящего потока пара на внутренней поверхности трубы змеевика с вертикальной осью навивки рассчитывается по формуле [12]:

$$Nu_{пл} = Nu_* A \sqrt{1 + X\left[\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right]}, \qquad (3.2.2.84)$$

где $Nu_{пл} = \frac{\alpha d_н}{\lambda'}$;

Nu_* – безразмерный коэффициент теплоотдачи при течении внутри змеевика воды при температуре насыщения с массовой скоростью конденсирующегося пара,

$$Nu_* = Nu_0\left[1 - exp\left[-0{,}015\frac{d_{зм}}{d_{вн}}\right]\right], \qquad (2.2.85)$$

где $Nu_0 = 0{,}023 Re_ц^{0{,}80} (Pr')^{0{,}40}$;

$Re_ц = \frac{4G_{см}}{4\mu'' d_{вн}}$; $G_{см} = G' + G''$;

$A = 1 - 0{,}334\ (\lg K - 3{,}40)$ при $K > 2{,}5 \cdot 10^3$;

$A = 1$ при $K < 2{,}5 \cdot 10^3$;

$K = \frac{r}{C_p' \Delta T}$ – число фазового перехода.

Пределы применимости формулы:

$P = 0{,}7 \div 10$ МПа; $X = 0 \div 1{,}0$; $\rho w = 200 \div 1200$ кг/м^2·с;

$d_{вн} = 2{,}2 \div 10$ мм; $d_{зм} = 115 \div 510$ мм.

Погрешность Δ расчета $Nu_{пл}$ составляет $\pm 15\%$.

3.2.2.2.14. Тепломассообмен при пленочной конденсации парогазовой смеси на твердой поверхности

Водяной пар, поступающий в конденсаторы ядерных энергетических установок, содержит кислород, водород, азот и другие газы. В процессе конденсации концентрация газа в паре повышается, что приводит к ухудшению теплоотдачи, так как скапливающийся в зоне охлаждения газ препятствует притоку пара к поверхности теплообмена.

Возможны два режима работы поверхностей теплообмена с конденсацией *пара из парогазовой смеси:*

- с продувкой части парогазовой смеси из зоны с максимальной концентрацией неконденсирующегося газа;
- с полной конденсацией пара и удалением газа за счет растворимости в конденсате.

Количество продувочного пара при удалении неконденсирующихся газов продувкой паром рассчитывается по формуле:

$$Y = \frac{C_{вх} - C_{конд}}{C_{вых} - C_{конд}}, \qquad (3.2.2.86)$$

где $Y = \frac{G_{пп}}{G}$ – отношение массового расхода продувочного пара к общему расходу греющего пара $G_{пп}$;

$C_{вх} = \frac{G_г^{пп} + G_г^{раств}}{G}$ – массовая концентрация газа в продувочном паре на входе в конденсатор, кг/кг;

$C_{вых} = \frac{G_г^{пп}}{G_{пп}}$ – массовая концентрация газа в продувочном паре на выходе из конденсатора, кг/кг;

$C_{конд} = \frac{G_г^{раств}}{G_{конд}}$ – равновесная концентрация газа паре;

$G_г^{пп}$ – массовый расход газа, удаляемого из конденсатора с продувочным паром, кг/с;

$G_г^{раств}$ – массовый расход газа, растворяющегося в конденсате, кг/с;

$G_{конд}$ – массовый расход пара, сконденсировавшегося в конденсаторе, кг/с;

$G_{пп}$ – массовый расход продувочного пара, кг/с;

$K_г$ – константа Генри, зависящая от температуры и рода газа, м^2/Н;

$P_г$ – парциальное давление газа в парогазовой смеси, Н/м^2.

Массовая концентрация газа в продувочном паре на входе в конденсатор $C_{вх}$ выбирается по условиям работы установки. Массовая концентрация газа в продувочном паре на выходе из конденсатора $C_{вых}$ принимается с учетом максимально возможной недовыработки

электроэнергии, с одной стороны, и с учетом максимально возможного увеличения поверхности конденсации, с другой стороны.

При работе с полной конденсацией парогазовой смеси удаление неконденсирующихся газов происходит за счет растворимости в конденсате. При этом выполняется условие:

$C_{вх} = C_{конд}$.

Теплоотдача при пленочной конденсации пара из парогазовой смеси определяется диффузионным термическим сопротивлением и термическим сопротивлением пленки конденсата.

При разработке расчетных рекомендаций используются два метода [12]:

– первый метод состоит в использовании эмпирических зависимостей для эквивалентного термического сопротивления:

$$q = \alpha_г(T_s - T_{ст}), \qquad (3.2.2.87)$$

где $\alpha_г$ – суммарный коэффициент теплоотдачи при конденсации из парогазовой смеси, Вт/(м^{2}К); T_s, $T_{ст}$ в [К];

– второй метод заключается в раздельном описании этих термических сопротивлений с привлечением уравнений диффузии. При таком подходе величина плотности теплового потока, переданного от парогазовой смеси к пленке конденсата и от пленки конденсата к стенке должна удовлетворять одновременно двум уравнениям:

$$\left.\begin{aligned} q &= (r + \Delta i)\beta_P (P_п - P_п^{гр}) \\ q &= \alpha(T_п^{гр} - T_{ст}) \end{aligned}\right\}, \qquad (3.2.2.88)$$

где P_n – парциальное давление пара в парогазовой смеси, Н/м^2;

$P_п^{гр}$ – парциальное давление пара в парогазовой смеси на границе пар-пленка конденсата, Н/м^2;

$T_п^{гр}$ – температура насыщения пара на границе пар-пленка конденсата, К;

β_p – коэффициент массоотдачи из парогазовой смеси к пленке конденсата, м/с;

Δi – теплота перегрева пара в парогазовой смеси относительно температуры насыщения при парциальном давлении, Дж/кг;

α – коэффициент теплоотдачи от пленки конденсата к стенке, Вт/м^{2}К.

Рассматривая уравнение (3.2.2.88) и уравнение, описывающее способ отвода тепла:

$$q = \frac{T_{ст} - T_{охл}}{R_{ст} + R_{охл}}, \qquad (3.2.2.89)$$

где $T_{охл}$ – средняя температура охлаждающей воды, К; $R_{охл}$ – термическое сопротивление теплоотдачи от внутренней стенки трубы к охлаждающей воде, м^{2}К/Вт, получают систему трех нелинейных уравнений с тремя неизвестными: $T_{ст}$, $T_п^{гр}$, q, определив которые методом последовательных

приближений рассчитывают теплоотдачу при конденсации парогазовой смеси.

Суммарный локальный коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации парогазовой смеси рассчитывается по эмпирической формуле из [12]:

$$\alpha_г = \alpha\,(1-\varepsilon_г)^m, \qquad (3.2.2.90)$$

где $\varepsilon_г = \dfrac{P_г}{P_{см}}$ – объемное газосодержание смеси;

$P_г$ – парциальное давление газа, Н/см^2;

$P_{см}$ – общее давление парогазовой смеси, Н/см^2;

m – эмпирический показатель, значения которого в зависимости от режимных параметров приведены в таблице 3.2.2.3;

α рассчитывается по формулам раздела 3.2.2.2.

Погрешность Δ расчета $\alpha_г$ составляет 20%.

Таблица 3.2.2.3

Значения эмпирического показателя *m* в формуле (3.2.2.90) в зависимости от режимных параметров

P, МПа	$\varepsilon_г$	q, кВт/м^2	Re	m
7,85	0÷0,24	123÷172	700÷1200	1,30
7,85	0÷0,24	51÷63	1800÷10000	0,71
3,92	0÷0,12	79÷124	2900÷8800	0,60
1,96	0÷0,12	93÷113	2600÷9400	0,49
1,96	0÷0,12	35÷52	2900÷4300	0,40

Средний коэффициент теплоотдачи при конденсации водяного пара из движущейся внутри вертикальной трубы парогазовой смеси рассчитывается по эмпирической формуле [12]:

$$\overline{\alpha}_г = \overline{\alpha}\left(1-0{,}25(\varepsilon_г^{вх})^{0,7}\right), \qquad (3.2.2.91)$$

где $\varepsilon_г^{вх}$ – объемное газосодержание на входе в конденсатор;

$\overline{\alpha}$ рассчитывается по формулам (3.2.2.48) ÷ (3.2.2.50).

Пределы применимости формулы:

$P = 0{,}8 \div 3{,}0$ МПа; $L \le 3$ м; $\varepsilon_г^{вх} \le 2{,}5$ %.

Погрешность Δ расчета $\alpha_г$ составляет 20%.

Система уравнений (3.2.2.88), (3.2.2.89) является нелинейной, поскольку все входящие в нее параметры представляют собой функции искомых величин:

– коэффициент теплоотдачи от пленки конденсата к стенке зависит от q, $T_{ст}$, $T_п^{гр}$ и рассчитывается по формулам для конденсации чистого насыщенного пара, которые приведены в разделе 3.2.2.2;

– термические сопротивления $R_{охл}$ и $R_{ст}$ зависят от q и $T_{ст.}$ Они рассчитываются по формулам раздела 3.2.1.2 и по формулам для расчета термического сопротивления цилиндрических стенок;

– коэффициент массоотдачи β_p зависит от $T_п^{гр}$ и рассчитывается по формуле [12]:

$$\beta_p = \frac{Nu_D D_p}{L}, \qquad (3.2.2.92)$$

где L – характерный размер, м;

D_p – коэффициент диффузии для пара, отнесенный к градиенту парциального давления;

Nu_D – диффузионное число Нуссельта с учетом влияния поперечного потока массы.

Коэффициент диффузии D_p рассчитывается по формуле:

$$D_p = D_{1-2}\frac{M_п}{RT_{см}}, \qquad (3.2.2.93)$$

где $R = 8{,}31 \cdot 10^3$ Дж/(кмоль· град) – универсальная газовая постоянная;

$M_п$ – молекулярная масса пара, кг/кмоль;

$T_{см}$ – температура парогазовой смеси, К;

$D_{1\text{-}2}$ – коэффициент взаимной диффузии компонентов парогазовой смеси, который рассчитывается по формуле [12], м^2/с:

$$D_{1\text{-}2} = D_0 \frac{P_0}{P_{ст}}\left(\frac{T_{ст}}{T_0}\right)^n, \qquad (3.2.2.94)$$

где D_0 – коэффициент взаимной диффузии при нормальных условиях, м^2/с;

$P_0 = 1{,}013 \cdot 10^5$ Н/м^2;

$T = 273$ К.

Диффузионное число Нуссельта с учетом влияния поперечного потока массы определяется соотношением [12]:

$$\frac{Nu_D}{Nu_{D_1}} = f\left[\frac{\varepsilon_г}{\pi_D}; \pi_D; \frac{R_п}{R_г}\right], \qquad (3.2.2.95)$$

где $Nu_D = \beta_p L/D_p$; Nu_{D_1} – диффузионное число Нуссельта без учет влияния поперечного потока массы, определяемое по аналогии между тепло- и массообменом путем замены в критериальных формулах теплового числа Прандтля на диффузионное;

$Pr_D = \nu_{см}/D_{1\text{-}2}$;

$\mu_{см} = \dfrac{(1-\varepsilon_г)\mu_п + \mu_г \varepsilon_г R_п/R_г}{1+(R_п/R_г - 1)\varepsilon_г}$ – коэффициент динамической вязкости парогазовой смеси, Н·с/м^2;

$\mu_г$, $\mu_п$ – коэффициент динамической вязкости газа и пара при $t_{см}$ и $\rho_{см}$, (Н·с)/м^2;

$\rho_{см} = \rho_п + \rho_г$ – плотность парогазовой смеси, кг/м^3;

$\rho_п$, $\rho_г$ – плотность пара и газа при парциальном давлении пара $P_п$ и газа $P_г$ и температуре смеси, кг/м^3;

$\varepsilon_г = \dfrac{1}{1+\dfrac{R_п}{R_г}\dfrac{G_п}{G_г}}$ – объемное газосодержание парогазовой смеси;

$R_п/R_г = M_г/M_п$ – отношение газовых постоянных газа и пара;

$M_г$, $M_п$ – молекулярные массы газа и пара, кг/кмоль;

$G_п$, $G_г$ – массовые расходы пара и газа, кг/с;

$\pi_D = \dfrac{P_p - P_p^{гр}}{m_{см}}$ – относительный перепад давлений.

Характер течения парогазовой смеси определяется числом Рейнольдса [12]:

$$Re_{см} = \frac{(\rho' w)_{см} L}{\mu_{см}}, \qquad (3.2.2.96)$$

где $(\rho w)_{см} = \dfrac{G_г + G_п}{f}$ – массовая скорость парогазовой смеси, кг/(м^2·с);

f – площадь поперечного сечения канала, м^2.

Диффузионное число Нуссельта с учетом поперечного потока массы рассчитывается [12]:

- при турбулентном течении парогазовой смеси ($Re_{см} > 1000$) по формулам:

$$\frac{Nu_D}{Nu_{D_1}}\pi_D = 0{,}65\left[\frac{\varepsilon_г}{\pi_D}\right]^{-0{,}6}\left[\frac{R_п}{R_г}\right]^{-0{,}1} \quad \text{при } 0{,}1 < \frac{\varepsilon_г}{\pi_D} \le 2{,}3; \qquad (3.2.2.97)$$

$$\frac{Nu_D}{Nu_{D_1}}\pi_D = 0{,}78\left[\frac{\varepsilon_г}{\pi_D}\right]^{-0{,}84}\left[\frac{R_п}{R_г}\right]^{-0{,}1} \quad \text{при } 2{,}3 < \frac{\varepsilon_г}{\pi_D} < 10; \qquad (3.2.2.98)$$

- при ламинарном течении парогазовой смеси ($Re_{см} < 1000$) по формулам:

$$\frac{Nu_D}{Nu_{D_1}}\pi_D = 0{,}82\left[\frac{\varepsilon_г}{\pi_D}\right]^{-0{,}7}\left[\frac{R_п}{R_г}\right]^{-0{,}1} \quad \text{при } 0{,}1 < \frac{\varepsilon_г}{\pi_D} \le 1; \qquad (3.2.2.99)$$

$$\frac{Nu_D}{Nu_{D_1}}\pi_D = 0{,}82\left[\frac{\varepsilon_г}{\pi_D}\right]^{-0{,}9}\left[\frac{R_п}{R_г}\right]^{-0{,}1} \quad \text{при } 1 < \frac{\varepsilon_г}{\pi_D} < 10. \qquad (3.2.2.100)$$

Диффузионное число Нуссельта с учетом поперечного потока массы при $\varepsilon_г < \pi_D < 0{,}1$ рассчитывается [12]:

- для турбулентного пограничного слоя по формулам:

$$\frac{Nu_D}{Nu_{D_1}}\pi_D\frac{R_{см}}{R_п} = \frac{b}{[1-0{,}25b]^{0{,}2}}; \qquad (3.2.2.101)$$

$$\frac{R_{\text{п}}}{R_{\text{см}}}\left[1+\varepsilon_{\text{г}}/\pi_D\right]=\frac{(1-0{,}25)^2}{b}; \qquad (3.2.2.102)$$

- для ламинарного пограничного слоя по формулам:

$$\frac{Nu_D}{Nu_{D_1}}\pi_D\frac{R_{\text{см}}}{R_{\text{п}}}=\frac{b}{\left[\left[1+\frac{b}{3{,}35}\right]^{4/3}-b\right]^{0{,}5}}; \qquad (3.2.2.103)$$

$$\frac{R_{\text{п}}}{R_{\text{см}}}\left[1-\varepsilon_{\text{г}}/\pi_D\right]=\frac{\left[1-b/3{,}35\right]^{4/3}}{b}, \qquad (3.2.2.104)$$

где $R_{\text{п}}/R_{\text{см}}=1+\varepsilon_{\text{г}}\left[R_{\text{п}}/R_{\text{г}}-1\right]$ – отношение газовых постоянных пара и парогазовой смеси;

b – параметр отсоса, учитывающий поперечный поток массы.

В процессе конденсации парогазовой смеси параметр отсоса является искомой величиной. Приведенные зависимости (3.2.2.101), (3.2.2.102) и (3.2.2.103), (3.2.2.104) представляют собой систему алгебраических уравнений с неизвестными Nu_D/Nu_{D_1} и b. Таким образом, для определения искомой величины Nu_D/Nu_{D_1} из второго уравнения системы рассчитывается параметр b и подставляется в первое уравнение.

Погрешность Δ расчета Nu_D по формулам (3.2.2.97 ÷ 3.2.2.103) составляет ±20%.

Система уравнений (3.2.2.88), (3.2.2.89) решается следующим образом:

– задается температура охлаждающей воды на выходе из рассчитываемого ряда труб теплообменника $(T_{\text{охл}}^{\text{вых}})^1$;

– определяется средняя температура охлаждающей воды в первом приближении $T_{\text{охл}}^1$;

– задается температура наружной стенки труб теплообменника в первом приближении $T_{\text{ст}}^1$;

– рассчитываются термические сопротивления $R_{\text{охл}}$ и $R_{\text{ст}}$;

– рассчитывается передаваемая плотность теплового потока в первом приближении:

$$q^1=\frac{T_{\text{ст}}^1-T_{\text{охл}}^1}{R_{\text{охл}}+R_{\text{ст}}};$$

– задается $T_{\text{п}}^{\text{гр}1}$ в первом приближении, рассчитывается α, и рассчитывается $T_{\text{п}}^{\text{гр}11}$ во втором приближении:

$$T_{\text{п}}^{\text{гр}11}=T_{\text{ст}}^1+\frac{q^1}{\alpha};$$

– расчет продолжается, когда

$$\left|\frac{T_{\text{п}}^{\text{гр}11}-T_{\text{п}}^{\text{гр}1}}{T^{\text{гр}1}-T_{\text{ст}}^1}\right|\le 0{,}05, \qquad (3.2.2.105)$$

если это условие не выполняется, то $T_{\text{п}}^{\text{гр}}$ уточняется еще раз:

– по известному значению $T_{\text{п}}^{\text{гр}}$ рассчитывается $P_{\text{п}}^{\text{гр}}$;

– по известным $P_{\text{п}}^{\text{гр}}$, $T_{\text{п}}^{\text{гр}}$ рассчитывается коэффициент массоотдачи β_P;

– рассчитывается передаваемая при этом коэффициенте массоотдачи плотность теплового потока:

$$q^{11} = r\beta_P\left(P_{\text{п}} - P_{\text{п}}^{\text{гр}}\right);$$

– расчет продолжается, если выполняется условие:

$$\left|\frac{q^{11} - q^{1}}{q^{11}}\right| \le 0{,}05\,,$$

если это условие не выполняется, то задается новая температура:

$$T_{\text{ст}}^{11} = T_{\text{охл}}^{1} + \frac{q^{1} + q^{11}}{2} R_0$$

и расчет повторяется:

– рассчитывается количество тепла, передаваемого охлаждающей воде:

$$Q = qF;$$

– рассчитывается температура охлаждающей воды на выходе во втором приближении:

$$\left[T_{\text{охл}}^{\text{вых}}\right]^{11} = T_{\text{охл}}^{\text{вх}} + \frac{Q}{C_P G_{\text{охл}}},$$

где $T_{\text{охл}}^{\text{вх}}$ – температура охлаждающей воды на входе в теплообменник, K;

$G_{охл}$ – массовый расход охлаждающей воды, кг/с;

C_p – теплоемкость охлаждающей воды, Дж/(кг·К);

– расчет продолжается, если

$$\left|\frac{\left[T_{\text{охл}}^{\text{вых}}\right]^{11} - \left[T_{\text{охл}}^{\text{вых}}\right]^{1}}{\left[T_{\text{охл}}^{\text{вых}}\right]^{11} - \left[T_{\text{охл}}^{\text{вх}}\right]}\right| \le 0{,}05\,, \qquad (3.2.2.106)$$

если это условие не выполняется, то расчет повторяется сначала.

В результате проведенного расчета определяется:

– количество тепла Q, передаваемого охлаждающей воде, массовый расход сконденсировавшегося пара $G_{\text{к}} = Q/r$, где r – теплота парообразования при $P_{\text{п}}$, Дж/кг;

– объемная концентрация газа на выходе:

$$\varepsilon_{\text{г}}^{\text{вых}} = \frac{1}{1/\varepsilon_{\text{г}} - R_{\text{п}}/R_{\text{т}}\left(G_{\text{к}}/G_{\text{г}}\right)}.$$

Погрешность Δ расчета Q составляет ± 15%; $G_{\text{к}}$ – ± 20%.

3.2.2.2.15. Теплоотдача при пленочной конденсации пара из паровоздушной смеси на наружной поверхности вертикальных профилированных труб

Средний по длине коэффициент теплоотдачи при конденсации практически неподвижного водяного пара из паровоздушной смеси на наружной поверхности вертикальной трубы с внутренними кольцевыми поперечными гофрами и трехзаходным спиральным оребрением рассчитывается по формуле [12]:

$$\overline{\alpha} = C\overline{\alpha}_{г}(1-3{,}4\varepsilon_{г}), \qquad (3.2.2.107)$$

где $\overline{\alpha}$ – средний по длине коэффициент теплоотдачи при конденсации водяного пара из паровоздушной смеси на наружной поверхности вертикальной гладкой трубы;

$\overline{\alpha}_{г}$ рассчитывается по формуле (3.2.2.91);

$\varepsilon_{г}$ – объемное газосодержание;

$$C = \frac{\overline{Nu}}{\overline{Nu}_{0}} - \left[\left[\frac{\overline{Nu}}{\overline{Nu}_{0}} - 1\right]\frac{\varepsilon_{г}}{0{,}025}\right] \quad \text{при} \quad \varepsilon_{г} \le 0{,}025;$$

$$C = 1 \quad \text{при} \quad \varepsilon_{г} > 0{,}025;$$

$\frac{\overline{Nu}}{\overline{Nu}_{0}}$ рассчитывается по формулам (3.2.2.69) ÷ (3.2.2.73).

Пределы применимости формулы:

трубы из латунных и медных сплавов;

$\varepsilon_{г} = 0 \div 1$; $P = 0{,}1 \div 0{,}7$ МПа.

Погрешность Δ расчета $\overline{\alpha}$ составляет $\pm 25\%$.

3.2.2.2.16. Теплоотдача при конденсации пара на спутной струе воды

Средний по длине коэффициент теплоотдачи от конденсирующего пара к охлаждающей струе воды при спутном течении рассчитывается по формуле [12]:

$$\overline{\alpha} = 0{,}02\frac{\lambda_{в}}{d_{0}} Re^{1,2}\, Pr^{0,43}\, K^{0,1}\left[\frac{d_{0}}{L}\right]^{0,75}, \qquad (3.2.2.108)$$

где $Re = \frac{w_{0} d_{0}}{\nu_{в}}$; $Pr = \frac{\nu_{в}}{\alpha_{в}}$; $K = \frac{r}{C_{pв}(t' - t_{0})}$;

L – длина струи, м;

d_{0} – диаметр сопла, м;

w_{0} – скорость воды в выходном срезе сопла, м/с;

t_{0} – среднемассовая температура воды на входе в сопло, °С;

t', r – температура насыщения и скрытая теплота парообразования при давлении в конденсаторе;

$\nu_в$, $a_в$, $\lambda_в$, $C_{pв}$ – физические свойства воды, определяются при температуре:

$$t = \frac{t_0 + t_в}{2};$$

$\bar{\alpha}$ отнесен к среднеарифметическому температурному напору:

$$\bar{t} = t' - \frac{t_0 + t_L}{2};$$

t_L – среднемассовая температура струи в сечении на расстоянии от выходного среза сопла.

Пределы применимости формулы:

$P = 0{,}01 \div 0{,}098$ МПа; $w_0 = 5 \div 26$ м/с; $L = 20 \div 1200$ мм; $d = 2 \div 20$ м; $w_п = 0{,}4 \div 30$ м/с; $n = 1 \div 46$;

$w_п$ – скорость пара в сечении среза сопла;

P – абсолютное давление в конденсаторе;

n – число струй воды.

Погрешность Δ расчета $\bar{\alpha}$ составляет $\pm$ 30%.

3.2.2.2.17. Тепломассообмен при конденсации пара из паровоздушной среды на водяных каплях

Охлаждение паровоздушной смеси, образующейся при аварии с разуплотнением контура водяного теплоносителя, происходит в гермозоне АС на диспергированных водяных струях спринклерной системы, представляющих собой конгломерат капель.

Зависимость степени прогрева капли воды, движущейся в паровоздушной среде, от режимных параметров и безразмерный эффективный коэффициент теплоотдачи рассчитываются по формулам [19, 20]:

$$\theta = \frac{t_к - t_{ко}}{t_с - t_{ко}} = 1 - exp[-1{,}1 \cdot 10^{-5} P_с^{0{,}35} w_к^{0{,}5} \varepsilon_п^{0{,}68} m_0^{-0{,}68} \tau], \qquad (3.2.2.109)$$

$$Nu_э = \frac{\alpha_э d_к}{\lambda_с} = 10^4 Re_с^{0{,}5} Pr_с^{0{,}33} Lp_{ко}^{-0{,}5} \varepsilon_п^{0{,}65}, \qquad (3.2.2.110)$$

где $P_с$ – давление паровоздушной среды, МПа;

$w_к$ – скорость капли относительно паровоздушной среды, м/с;

m_0 – начальная масса капли, кг;

$\varepsilon_п$ – мольная концентрация пара в паровоздушной среде;

τ – время, с;

$Lp_{ко}$ – число Лапласа, $Lp_{ко} = \frac{\sigma_{ко} d_к}{\rho_{ко} \nu_{ко}^2}$;

$\sigma_к$, $\rho_к$ и $\nu_к$ – коэффициент поверхностного натяжения, плотность и коэффициент кинематической вязкости.

Индексы «с», «п» и «к» относятся к паровоздушной смеси, пару и капле, «ко» – к начальной температуре капли при нормальных условиях ($P = 0{,}1$ МПа);

Пределы применимости формулы:
$d_к = 0{,}9 \div 1{,}8$ мм; $t_{ко} = 20 \div 100$ °С; $P_с = 0{,}1 \div 0{,}5$ МПа;
$t_с = 40 \div 140$ °С; $w_к = 0{,}8 \div 15$ м/с; $\varepsilon_п = 0{,}09 \div 0{,}85$.
Погрешность Δ расчета θ составляет 6,1%.
Погрешность Δ расчета $Nu_э$ составляет 13%.

3.2.2.3. ЗАКРИЗИСНЫЙ ТЕПЛООБМЕН ПРИ КИПЕНИИ ВОДЫ В КАНАЛАХ

При течении кипящей жидкости в обогреваемом канале в некотором его сечении может произойти резкое ухудшение теплоотдачи (кризис теплоотдачи), проявляющееся либо в увеличении температуры теплоотдающей поверхности, либо в снижении теплового потока в месте возникновения кризиса теплоотдачи и ниже по потоку. Участок канала между сечением, где возник кризис теплоотдачи и сечением, ниже которого по течению поток становится однофазным (зона перегрева пара), называют закризисной областью или областью ухудшенного теплообмена, а режим теплообмена в ней закризисным (пленочное кипение).

В общем случае двухфазный поток в закризисной зоне является термически неравновесным, а температура теплоотдающей поверхности определяется несколькими одновременно протекающими процессами: конвективной теплоотдачей к пару, испарением капель и излучением. При этом истинные параметры потока зависят от испарения влаги, как на теплоотдающей поверхности, так и в паре, температура которого может значительно превышать температуру насыщения. В расчетной практике часто используется допущение о термическом равновесии между жидкой и паровой фазами. В этом случае границей между закризисной зоной и зоной перегрева пара считается сечение канала с относительной энтальпией потока, равной 1. Часто закризисную зону дополнительно разбивают на области переходного и развитого пленочного кипения, однако такое разбиение также весьма условно.

В зависимости от сочетания режимных параметров и геометрии канала режим течения в закризисной зоне может быть либо обратно-кольцевым, когда жидкость отделена от теплоотдающих поверхностей паровой прослойкой, либо дисперсным, когда жидкость распределена в паровом потоке в виде капель. Надежных рекомендаций для расчета теплоотдачи при обратно-кольцевом режиме течения в настоящее время нет, однако эта структура двухфазного потока весьма неустойчива: жидкое ядро довольно быстро распадается на капли, и поток становится дисперсным. Таким образом, преобладающим режимом течения в закризисной зоне является дисперсный. Большие значения температуры стенки в этой зоне объясняются тем, что теплоотдающая поверхность омывается, в основном, перегретым паром.

3.2.2.3.1. Закризисный теплообмен при дисперсном режиме

Закризисный теплообмен при кризисе теплоотдачи, обусловленном сменой дисперсно-кольцевой структуры потока дисперсной в условиях подъемного течения парожидкостной смеси в цилиндрических каналах, рассчитывается по методике [21, 22], учитывающей термическую неравновесность потока.

Основные допущения:

- двухфазный поток в закризисной области представляет собой однородную смесь перегретого пара и капель жидкости;
- тепло от греющей поверхности передается конвекцией к пару и от него к каплям, т.е. испарением капель на теплоотдающей поверхности и излучением пренебрегается;
- коэффициент теплоотдачи от стенки к пару и критическое паросодержание ($X_{кр}$) считаются известными.

Область применения:

- геометрия каналов: трубы, кольцевые каналы, пучки стержней с дистанционирующими решетками;
- гидравлический диаметр каналов 4 ÷ 20 мм;
- режимные параметры: P = 1,1÷ 19,6 МПа, $\rho w = 70 \div 2000$ кг/м^2·с, $q \le 1$ МВт/м^2;
- $t_{ст} - t_s \le 500$ °С, $X_б > X_{кр} \ge 0{,}1$.

При этих допущениях изменение истинного паросодержания в закризисной зоне канала определяется следующим дифференциальным уравнением:

$$\frac{dX}{dX_б} = Cm\lambda'' \frac{1}{\sigma\rho'} \frac{(\rho w)^2 \Pi_г}{\sum_i q_i(X_б)\Pi_{тi}} X(1-X)\left[\frac{X_б - X}{X}\right]^n, \qquad (3.2.2.3.1)$$

где C – эмпирическая константа;

$\Pi_г$ – смоченный периметр канала, м;

$\Pi_{тi}$ – обогреваемый периметр i-ой теплоотдающей поверхности, м;

$q_i(X_б)$ – осевое распределение плотности теплового потока на i-ой теплоотдающей поверхности, Вт/м^2;

X – истинное массовое паросодержание;

$X_б$ – балансовое (равновесное) паросодержание;

m и n – коэффициенты в степенной аппроксимации калорического уравнения состояния перегретого пара.

Для водяного пара:

при $P < 6$ МПа

$m = 1149{,}1 - 28{,}2534p + 0{,}995p^2 - 1{,}8421\cdot10^{-2}p^3 + 1{,}213\cdot10^{-4}p^4$, °С;

$n = 1{,}0003 + 4{,}3389\cdot10^{-3}p - 2{,}5466\cdot10^{-5}p^2$;

при $P \ge 6$ МПа

$m = 864{,}664 - 4{,}0128p$, °С;

$n = 1{,}0861 + 8{,}6654\cdot10^{-4}p + 1{,}0772\cdot10^{-5}p^2$,

где P – давление в МПа, $p = P/10$ – давление в барах.

Для труб и пучков стержней $C = 1{,}5$.

Для кольцевых каналов с односторонним обогревом $C = 3$. Для кольцевых каналов с двухсторонним обогревом [23] до сечения возникновения кризиса теплоотдачи на второй теплоотдающей поверхности канала плотность теплового потока принимается равной нулю, а константа $C = 3$. Ниже этого сечения по ходу потока принимается $C = 1{,}5$.

Интегрирование уравнения (3.2.2.3.1) ведется от сечения возникновения кризиса теплоотдачи, в котором принимается, что $X_{кр} = (X_б)_{кр}$ и $t_{пп} = t_s$.

При $n = 1$ (большие перегревы пара) уравнение (3.2.2.3.1) имеет аналитическое решение:

$$X = 1 - \frac{exp\left(-\xi^2/2\right)}{B + \Phi(\xi)\sqrt{\pi A/2}}, \qquad (3.2.2.3.2)$$

где $$A = Cm\lambda'' \frac{1}{\sigma\rho'} \frac{(\rho w)^2 \Pi_Г}{\sum_i q_i(X_б)\Pi_{\tau i}};$$

B – константа, определяемая из условия $X_{кр} = (X_б)_{кр}$;

$\xi = \sqrt{A}(X - 1)$;

$\Phi(\xi)$ – интеграл вероятности.

Формулу (3.2.2.3.2) можно использовать для тестирования схемы численного интегрирования уравнения (3.2.2.3.1).

Порядок расчета теплообмена в закризисной области:

- путем решения дифференциального уравнения (3.2.2.3.1) либо по формуле (3.2.2.3.2) находится истинное паросодержание потока X при заданном балансовом паросодержании $X_б$;
- по формуле $i_{пп} = i'' + r\left[\frac{X_б - X}{X}\right]$ рассчитывается энтальпия перегретого пара $i_{пп}$ в заданном сечении канала;
- по найденной энтальпии перегретого пара и термодинамическим таблицам водяного пара либо по приближенному соотношению $t_{пп} = t_s + m\left[\frac{X_б}{X - 1}\right]^n$ определяется температура перегретого пара $t_{пп}$;
- далее рассчитывается температура i-ой теплоотдающей поверхности $t_{ст} = t_{пп} + \frac{q_i}{\alpha_{пп}}$,

где $\alpha_{пп}$ – коэффициент конвективной теплоотдачи к перегретому пару.

Соотношения для расчета теплоотдачи к пару

В *трубах* при $q \le 0{,}5$ МВт/м^2 коэффициент теплоотдачи к перегретому пару $\alpha_{пп}$ рассчитывается по формуле [24]:

$$Nu_{пп} = 0{,}028 Re_{пп}^{0{,}8} Pr_{пп}^{0{,}4} \left[\frac{\rho_{ст}}{\rho_{пп}}\right]^{1{,}15}, \qquad (3.2.2.3.3)$$

где $Re_{пп} = \frac{(\rho w) d_{вн'}}{\mu_{пп}}$; $Pr_{пп} = \frac{\nu_{пп}}{\alpha_{пп}}$; $Nu_{пп} = \frac{\alpha_{пп} d_{вн'}}{\lambda_{пп}}$.

При $q > 0{,}5$ МВт/м^2 для расчета теплоотдачи к пару используется среднеарифметическое значение $\alpha_{пп}$ из результатов расчета по формулам (2.2.3.3) и (2.2.3.4):

$$Nu_{пп} = 0{,}023\, Re_{пп}^{0,8} Pr_{пп}^{0,4} (T_{пп}/T_{ст})^{0,5}, \qquad (3.2.2.3.4)$$

где $T_{пп}$ – температура перегретого пара, K;

$T_{ст}$ – температура стенки, K.

Теплофизические свойства берутся при температуре перегретого пара $t_{пп}$.

В кольцевых каналах коэффициент теплоотдачи $\alpha_{пп}$ рассчитывается [25]:

- при тепловыделении на внутренней стенке кольцевого канала по формуле:

$Nu_1^{пп} = 0{,}86 Nu_{пп} (d_1/d_2)^{-0,16}$;

- при тепловыделении в наружной стенке кольцевого канала по формуле:

$Nu_2^{пп} = Nu_{пп}\left[1 - 0{,}14 (d_1/d_2)^{0,6}\right]$;

- при двухстороннем тепловыделении в кольцевом канале:

для внутренней стенки $Nu^*_{1пп} = Nu_1^{пп} / \left[1 + Nu_1^{пп} \theta_1 q_2/q_1\right]$;

для наружной стенки кольцевого канала

$Nu^*_{2пп} = Nu_2^{пп} / \left[1 + Nu_2^{пп} \theta_2 q_1/q_2\right]$,

где $Nu_{пп} = 0{,}023\, Re_{пп}^{0,80} Pr_{пп}^{0,4} (T_{пп}/T_{ст})^{0,5}$;

$\theta_1 = 32[0{,}16 (d_1/d_2)^2 - 1] Re_{пп}^{-0,88}$;

$\theta_2 = \theta_1 d_1/d_2$;

$Nu_{пп} = \frac{\alpha_{пп} d_г}{\lambda_{пп}}$; $Re_{пп} = \frac{(\rho w) X d_г}{\mu_{пп}}$; $Pr_{пп} = \frac{\nu_{пп}}{\alpha_{пп}}$;

$Nu_1^{пп} = \frac{\alpha_1^{пп} d_г}{\lambda_{пп}}$; $Nu_2^{пп} = \frac{\alpha_2^{пп} d_г}{\lambda_{пп}}$.

Индексы 1 и 2 относятся к внутренней и наружной стенкам кольцевого канала, соответственно.

Теплофизические свойства определяются при температуре перегретого пара $t_{пп}$.

В пучках стержней коэффициент теплоотдачи $\alpha_{пп}$ рассчитывается по формуле [26]:

$$Nu_{пп} = C Re_{пп}^{0,8} Pr_{пп}^{0,4}, \qquad (3.2.2.3.5)$$

где $C = 0{,}0165 + 0{,}02[1 - 0{,}91/(s/d)^2]\, (s/d)^{0,15}$;

s/d – относительный шаг расположения стержней.

Учет нестабилизированного теплообмена на входном участке закризисной зоны

Теплоотдача к перегретому пару на участке формирования теплового пограничного слоя на расстояниях до 15 гидравлических диаметров от сечения возникновения кризиса теплоотдачи рассчитывается по эмпирическому соотношению [27]:

$$Nu = 1{,}38\,(d_г/\Delta z)^{0{,}12} Nu_0\,, \qquad (3.2.2.3.6)$$

где Nu_0 – число Нуссельта для стабилизированного теплообмена, а Δz – расстояние от сечения кризиса теплоотдачи.

Учет влияния дистанционирующих элементов [28]

При интегрировании уравнения (3.2.2.3.1) в каждом сечении дистанционирования налагается новое граничное условие в соответствии с формулой (3.2.2.3.7), учитывающее возрастание паросодержания из-за дополнительного испарения влаги в результате взаимодействия с дистанционирующим элементом (ДЭ) на величину:

$$\Delta X = (1 - X)k\Delta F/F, \qquad (3.2.2.3.7)$$

где $\Delta F/F$ – степень блокировки проходного сечения канала дистанционирующим элементом;

k – эмпирический коэффициент эффективности ДЭ, который может зависеть от геометрии дистанционирующего элемента и режимных параметров ($0 < k < 1$). Для простых (без завихрителей) ДЭ при $\rho w \le 500$ кг/м^{2}с для оценки величины k можно использовать соотношение:

$$k = (1 - \rho w/3000) \pm 0{,}15. \qquad (3.2.2.3.8)$$

Если паросодержание в сечении расположения ДЭ, рассчитанное с учетом (2.2.3.7), превышает значение относительной энтальпии в этом же сечении, то считается, что разница $(X - X_б)$ обусловлена испарением жидкой пленки, образовавшейся в результате взаимодействия потока с ДЭ и покрывающей теплоотдающую поверхность на отрезке длиной:

$$\Delta z_p = Gr(X - X_б)/\sum_i (q\Pi_т)_i\,. \qquad (3.2.2.3.9)$$

На этом отрезке теплоотдача определяется по формулам для кипения, после чего описанная выше процедура решения уравнения (2.2.3.1) повторяется, начиная от сечения, удаленного от ДЭ на Δz_p, где принимается термическое равновесие.

Интенсификация однофазного теплообмена дистанционирующим элементом учитывается с помощью формулы [29]:

$$Nu/Nu_0 = 1 + 5{,}55\left(\Delta F/F\right)^2 e^{-0{,}13z/d_г}\,, \qquad (3.2.2.3.10)$$

где Nu_0 – число Нуссельта для канала без ДЭ;
Nu – число Нуссельта для канала с ДЭ;
z – расстояние от ДЭ;
$d_г$ – эквивалентный гидравлический диаметр канала.

Учет излучения

Суммарный теплоотвод конвекцией к пару и излучением к каплям определяется выражением [21,22]:

$$q_i = \alpha_{пп}(t_{сті} - t_{пп}) + \sigma\varepsilon\,(T_{сті}^{\,4} - T_s^{\,4}), \qquad (3.2.2.3.11)$$

где σ – постоянная Больцмана;

ε – приведенная степень черноты системы стенка-капли.

Температура стенки находится по вышеописанной методике путем совместного решения уравнений (3.2.2.3.1) и (3.2.2.3.11). По найденной температуре стенки вычисляется приведенный коэффициент теплоотдачи:

$\alpha_i = q_i/(t_{ппі} - t_s)$.

В формулах этого раздела:

α в [Вт/м^2 °С]; t в [°С]; q в [Вт/м^2]; P в [МПа];

i [Дж/кг]; ρw в [кг/м^2 с]; r в [Дж/кг]; μ в [Н с/м^2];

$d_т = (d_2 - d_1)$ в [м]; $d_{вн}$ в [м]; λ в [Вт/м °С];

σ в [Н/м]; m в [°С]; ρ в [кг/м^3]; T в [K].

Пределы применимости методики:

P =1,1÷ 19,6 МПа; $t_{ст} - t_ж \le 500$ °С; $\rho w = 70 \div 2000$ кг/м^2 с;

$q \le 1$ МВт/м^2; $X_б > X_{кр} \ge 0{,}1$; $d_т = 4 \div 20$ мм.

Погрешность σ расчета α для круглых труб с равномерным и косинусоидальным тепловыделением составляет 10%.

3.2.2.3.2. Эмпирические соотношения для закризисного теплообмена в трубах

Теплообмен в закризисной области при течении воды в трубах рассчитывается [30]:

- при $P \le 14{,}5$ МПа по формуле:

$$\alpha = \frac{14{,}5 + 0{,}029\rho w}{X_б - X_{кр} + 0{,}001} - [5400 - 9{,}3\rho w][X_б - X_{кр}] + 1440; \qquad (3.2.2.3.12)$$

пределы применимости формулы:

$P = 6{,}9 \div 14{,}5$ МПа; $\rho w = 330 \div 760$ кг/м^2·с; $q = 2\cdot10^5 \div 6\cdot10^5$ Вт/м^2;

$X_{кр} < X_б \le 1$; $d_{вн} = 10$ мм;

погрешность δ расчета α составляет $\pm$ 25%;

- при $P \ge 16$ МПа по формуле:

$$\alpha = \left[\frac{14{,}5 + 0{,}029\rho w}{X_б - X_{кр} + 0{,}001} - [5400 - 9{,}3\rho w][X_б - X_{кр}] + 1440\right]\frac{2}{\sqrt{q\cdot10^{-5}}}. \qquad (3.2.2.3.13)$$

Пределы применимости формулы:

$P = 16{,}0 \div 18{,}0$ МПа; $\rho w = 500 \div 1050$ кг/м^2·с;

$q = 2\cdot10^5 \div 6\cdot10^5$ Вт/м^2; $X_{кр} < X_б \le 1$; $d_{вн} = 10$ мм.

Погрешность δ (максимальная) расчета α составляет $\pm$ 35%.

В формулах этого раздела:

q в [Вт/м^2]; ρw в [кг/м^2·с]; $d_{вн}$ в [мм];

$X_б$ – относительная энтальпия;

$X_{кр}$ – относительная энтальпия в сечении возникновения кризиса теплоотдачи;

ρ в [кг/м^3]; λ в [Вт/м·°С]; μ в [Н·с/м^2];

$\alpha = q/(t_{ст} - t_s)$ в [Вт/м^2·°С].

3.2.2.3.3. Скелетная таблица для коэффициента теплоотдачи в закризисной зоне при течении воды в равномерно обогреваемых трубах

Для оценочных расчетов теплоотдачи в равномерно обогреваемых трубах диаметром 10 мм могут быть использованы значения коэффициента теплоотдачи из таблицы 3.2.2.3.1 [31]. Эта таблица охватывает следующий диапазон изменения параметров: давление 0,1 – 20 МПа, массовая скорость 250 – 3000 кг/м^2 с, относительная энтальпия от –0,2 до 2,0, тепловой поток 0,2 – 1 МВт/м^2, диаметр трубы 10 мм.

Приведенные в таблице 3.2.2.3.1 значения коэффициента теплоотдачи отнесены к разности температур $t_{ст} - t_s$. Выбор в качестве определяющей температуры t_s значительно упрощает расчет температуры стенки, которая рассчитывается:

$$t_{ст} = t_s + \frac{q}{\alpha},$$

где α – коэффициент теплоотдачи берется из таблицы 3.2.2.3.1. Приведенные в таблице 3.2.2.3.1 значения коэффициента теплоотдачи снабжены индексами, которые указывают на способ их получения:

e – среднеарифметическое значение опытных данных из банка данных [32];

s – рассчитанное по модели [33];

q – значения из скелетной таблицы, предложенной в работе [34];

α – значения полученные интерполяцией и экстраполяцией.

Погрешность расчета α по таблице составляет не более δ ±35%.

В таблице 3.2.2.3.1 проведены вертикальные линии, делящие каждую строчку на $X < X_{кр}$ и $X > X_{кр}$, где $X_{кр}$ – критическое паросодержание для равномерно обогреваемых труб. Значения $X_{кр}$ были рассчитаны на основании скелетной таблицы для критических тепловых потоков при вынужденном течении воды в равномерно обогреваемых трубах диаметром 8 мм [35]. Значения коэффициента теплоотдачи при $X < X_{кр}$ были получены в работе [34] на основании опытов с «горячим пятном». Значения коэффициента теплоотдачи при $X > X_{кр}$ были получены по экспериментальным данным из банка [32] и расчетом по модели [33].

Таблица 3.2.2.3.1

Скелетная таблица для коэффициента теплоотдачи (кВт/м^2·К) в закризисной области в трубе диаметром 10 мм

P, МПа	*G*, кг/м^{2}сек	*q*, МВт/м^2	*x*												
			-0,2	0,0	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0,1	250	0,2	0,42g	0,24g	0,19g	0,19g	0,25g	0,32g	0,28s	0,14a	0,10a	0,08a	0,07a	0,06a	0,05a
		0,6	0,60g	0,50g	0,45g	0,43g	0,47g	0,52g	0,61g	0,43a	0,29a	0,22a	0,18a	0,15a	0,13a
		1,0	1,18g	0,75g	0,71g	0,72g	0,72g	0,76g	0,82g	0,71a	0,49a	0,37a	0,30a	0,25a	0,22a
0,1	500	0,2	0,42g	0,24g	0,21g	0,26g	0,42g	0,18s	0,11a	0,09a	0,08a	0,07a	0,07a	0,06a	0,06a
		0,6	0,60g	0,50g	0,45g	0,46g	0,60g	0,52a	0,29a	0,21a	0,17a	0,15a	0,13a	0,12a	0,12a
		1,0	1,18g	0,75g	0,72g	0,72g	0,78g	0,85a	0,47a	0,33a	0,26a	0,22a	0,20a	0,18a	0,17a
0,1	1000	0,2	0,42g	0,24g	0,32g	0,53g	0,18s	0,14s	0,14s	0,14s	0,14s	0,13s	0,12a	0,10a	0,09a
		0,6	0,60g	0,50g	0,47g	0,66g	0,44a	0,26a	0,22a	0,21a	0,21a	0,21a	0,21a	0,20a	0,19a
		1,0	1,18g	0,75g	0,72g	0,82g	0,70a	0,38a	0,30a	0,28a	0,27a	0,26a	0,26a	0,26a	0,25a
0,1	3000	0,2	0,43g	0,24g	0,34a	0,44s	0,65s	0,72s	0,66s	0,51s	0,34s	0,22s	0,15s	0,12s	0,09a
		0,6	0,60g	0,50g	0,55a	0,62s	0,74s	0,88s	0,91s	0,84s	0,71s	0,57s	0,44s	0,35a	0,28a
		1,0	1,18g	0,74g	0,73a	0,73a	0,79a	0,95s	1,03s	1,02s	0,93s	0,81s	0,68s	0,56a	0,47a
0,2	250	0,2	0,41g	0,27g	0,23g	0,19g	0,26g	0,32g	0,42g	0,23s	0,14a	0,11a	0,08a	0,07a	0,06a
		0,6	0,66g	0,52g	0,45g	0,44g	0,47g	0,52g	0,62g	0,70a	0,43a	0,31a	0,24a	0,20a	0,17a
		1,0	0,95g	0,77g	0,72g	0,73g	0,73g	0,77g	0,83g	0,94g	0,71a	0,51a	0,40a	0,33a	0,28a

P, МПа	*G*, кг/м^{2}сек	*q*, МВт/м^2	*x*												
			-0,2	0,0	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0,2	500	0,2	0,41g	0,27g	0,24g	0,30g	0,43g	0,35s	0,16s	0,11a	0,09a	0,08a	0,08a	0,07a	0,07a
		0,6	0,66g	0,52g	0,45g	0,47g	0,51g	0,76g	0,44a	0,29a	0,22a	0,19a	0,17a	0,15a	0,14a
		1,0	0,95g	0,77g	0,72g	0,72g	0,78g	0,96g	0,72a	0,47a	0,35a	0,29a	0,25a	0,22a	0,20a
0,2	1000	0,2	0,41g	0,27g	0,33g	0,54g	0,30s	0,18s	0,17s	0,16s	0,15s	0,14s	0,13s	0,11a	0,09a
		0,6	0,66g	0,52g	0,47g	0,68g	0,78s	0,36a	0,28a	0,26a	0,25a	0,24a	0,23a	0,23a	0,21a
		1,0	0,95g	0,77g	0,73g	0,82g	1,17g	0,54a	0,40a	0,34a	0,32a	0,31a	0,30a	0,29a	0,29a
0,2	3000	0,2	0,56a	0,27g	0,40a	0,54s	0,77s	0,85s	0,77s	0,58s	0,38s	0,24s	0,16s	0,12s	0,10a
		0,6	0,66g	0,52g	0,60a	0,68a	0,87s	1,03s	1,05s	0,96s	0,79s	0,62s	0,47s	0,37s	0,30a
		1,0	0,95g	0,77g	0,81a	0,85a	0,95s	1,11s	1,19s	1,16s	1,05s	0,89s	0,73s	0,59a	0,49a
0,5	250	0,2	0,34g	0,29g	0,26g	0,20g	0,27g	0,34g	0,44g	0,49a	0,29s	0,18s	0,13a	0,10a	0,09a
		0,6	0,57g	0,46g	0,46g	0,45g	0,49g	0,54g	0,64g	0,82g	0,74a	0,54a	0,39a	0,31a	0,25a
		1,0	0,87g	0,75g	0,74g	0,74g	0,75g	0,79g	0,85g	0,96g	0,97g	0,89a	0,65a	0,51a	0,42a
0,5	500	0,2	0,38g	0,31g	0,26g	0,34g	0,45g	0,58g	0,53s	0,23s	0,16s	0,12a	0,10a	0,09a	0,08a
		0,6	0,62g	0,46g	0,46g	0,48g	0,64g	0,82g	1,04g	0,65a	0,42a	0,32a	0,26a	0,22a	0,20a
		1,0	0,94g	0,75g	0,74g	0,74g	0,81g	0,99g	1,21g	1,07a	0,69a	0,51a	0,41a	0,35a	0,31a

P, МПа	*G*, кг/м^{2}сек	*q*, МВт/м^2	*x*												
			-0,2	0,0	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0,5	1000	0,2	0,38g	0,31g	0,36g	0,58g	0,87g	0,36s	0,24s	0,21s	0,19s	0,17s	0,14s	0,12a	0,10a
		0,6	0,62g	0,47g	0,48g	0,70g	1,07g	0,92s	0,50a	0,39a	0,34a	0,31a	0,29a	0,27a	0,25a
		1,0	0,94g	0,75g	0,75g	0,84g	1,23g	1,47a	0,75a	0,55a	0,47a	0,42a	0,39a	0,37a	0,35a
0,5	3000	0,2	0,81g	0,31g	0,50a	0,70a	1,03s	1,13s	1,00s	0,71s	0,43s	0,25s	0,17s	0,13s	0,10a
		0,6	0,79g	0,49g	1,12g	1,16a	1,23a	1,33s	1,32s	1,17s	0,93s	0,69s	0,51s	0,39s	0,31a
		1,0	0,94g	0,76g	1,22g	1,26a	1,35s	1,45s	1,51s	1,42s	1,24s	1,01s	0,80s	0,64a	0,52a
1,0	250	0,2	0,55g	0,36g	0,32g	0,25g	0,31g	0,36g	0,48g	0,70g	0,39s	0,23s	0,16s	0,12a	0,10a
		0,6	0,71g	0,52g	0,50g	0,47g	0,50g	0,56g	0,67g	0,81g	0,79g	0,67a	0,47a	0,36a	0,30a
		1,0	0,88g	0,78g	0,77g	0,77g	0,76g	0,81g	0,87g	0,99g	1,01g	0,95a	0,78a	0,60a	0,49a
1,0	500	0,2	0,84g	0,40g	0,33g	0,44g	0,50g	0,61g	0,69a	0,37s	0,21s	0,16a	0,13a	0,11a	0,09a
		0,6	0,82g	0,59g	0,52g	0,57g	0,67g	0,85g	1,10g	1,06s	0,59a	0,42a	0,33a	0,28a	0,24a
		1,0	1,02g	0,82g	0,77g	0,80g	0,83g	1,02g	1,27g	1,35a	0,98a	0,68a	0,53a	0,44a	0,38a
1,0	1000	0,2	0,84g	0,44g	0,46g	0,66g	0,92g	0,81s	0,33s	0,26s	0,23s	0,19s	0,16s	0,13s	0,11a
		0,6	0,82g	0,59g	0,56g	0,75g	1,23g	1,20a	0,74s	0,52s	0,43a	0,38a	0,34a	0,31a	0,28a
		1,0	1,02g	0,83g	0,81g	0,89g	1,30g	1,62g	1,15a	0,76a	0,61a	0,53a	0,48a	0,44a	0,41a

P, МПа	*G*, кг/м^{2}сек	*q*, МВт/м^2	*x*												
			-0,2	0,0	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
1,0	3000	0,2	0,84g	0,44g	1,19g	1,21a	1,34s	1,46s	1,26s	0,87s	0,48s	0,27s	0,18s	0,14s	0,11a
		0,6	0,82g	0,66g	1,18g	1,58a	1,56s	1,69s	1,65s	1,40s	1,07s	0,76s	0,54s	0,41s	0,33a
		1,0	1,02g	0,86g	1,26g	2,10g	1,84s	1,85s	1,87s	1,72s	1,45s	1,14s	0,88s	0,68a	0,55a
4	250	0,2	1,08g	0,63g	0,50g	0,36g	0,44g	0,49g	0,76g	0,80a	0,76s	0,36s	0,23s	0,17s	0,14a
		0,6	1,22g	0,75g	0,68g	0,59g	0,61g	0,64g	0,78g	0,85g	0,88a	1,07a	0,70a	0,52a	0,41a
		1,0	1,42g	0,92g	0,88g	0,84g	0,85g	0,88g	1,00g	1,08g	1,32a	1,78a	1,16a	0,86a	0,68a
4	500	0,2	1,10g	0,65g	0,53g	0,50g	0,66g	0,89g	1,00a	1,47s	0,47s	0,28s	0,21s	0,16s	0,14a
		0,6	1,22g	0,82g	0,73g	0,72g	0,86g	0,96g	1,17g	1,55g	1,35s	0,79s	0,57a	0,45a	0,37a
		1,0	1,46g	1,01g	0,93g	0,92g	1,01g	1,12g	1,20a	1,59g	1,52g	1,30a	0,93a	0,73a	0,60a
4	1000	0,2	1,30g	0,70g	0,70g	0,82g	1,08g	1,50a	1,18s	0,60s	0,44s	0,32s	0,23s	0,18s	0,14a
		0,6	1,22g	0,82g	0,78g	0,96g	1,60a	1,68g	1,81a	1,23s	0,87s	0,70s	0,58s	0,48a	0,41a
		1,0	1,46g	1,03g	1,05g	1,11g	1,67g	1,70g	2,14g	1,85s	1,26s	1,00a	0,85a	0,73a	0,63a
4	3000	0,2	1,30g	0,84g	1,40a	2,35a	4,19s	4,37s	3,55s	2,04s	0,80s	0,38s	0,24s	0,18s	0,14s
		0,6	1,22g	0,90g	1,45a	2,40a	4,35a	4,80s	4,33s	3,19s	1,94s	1,11s	0,72s	0,53s	0,42a
		1,0	1,46g	1,07g	1,50g	2,46g	4,45g	5,04s	4,75s	3,85s	2,71s	1,77s	1,20s	0,89s	0,70a

P, МПа	*G*, кг/м^{2}сек	*q*, МВт/м^2	*x*												
			-0,2	0,0	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
10	250	0,2	3,16g	0,86g	0,77g	0,46g	0,50g	0,58g	0,75g	0,90a	0,82a	0,68s	0,40s	0,28s	0,22s
		0,6	2,39g	0,93g	0,82g	0,59g	0,61g	0,62g	0,71g	0,95g	0,86g	0,86a	0,86a	0,84a	0,64a
		1,0	2,06g	1,07g	1,00g	0,88g	0,90g	0,93g	0,99g	1,17g	1,18g	1,18a	1,18a	1,18a	1,07a
10	500	0,2	3,16g	1,08g	0,87g	0,77g	0,86g	0,89a	0,90a	1,20a	1,02a	0,57s	0,38s	0,27s	0,22s
		0,6	2,39g	1,29g	1,03g	0,88g	0,90g	0,88a	0,95g	1,29g	1,04g	1,04a	1,03s	0,78s	0,62a
		1,0	2,06g	1,36g	1,19g	1,08g	1,14g	1,16a	1,29g	1,69g	1,64g	1,64a	1,64a	1,24a	1,00a
10	1000	0,2	3,16g	1,08g	1,10g	1,42g	1,74g	2,16g	2,50a	1,83s	1,14s	0,67s	0,41s	0,29s	0,22s
		0,6	2,39g	1,38g	1,26g	1,32g	1,62g	1,98g	2,42g	3,12g	2,15s	1,55s	1,13s	0,84s	0,65s
		1,0	2,06g	1,47g	1,23g	1,29g	1,63g	2,07g	2,62g	3,16g	2,94s	2,19s	1,70s	1,34s	1,07s
10	3000	0,2	3,16g	1,26g	2,89g	4,56g	6,99g	15,0s	12,0s	6,43s	1,83s	0,71s	0,41s	0,29s	0,22s
		0,6	2,39g	1,38g	2,40g	3,39g	5,86g	11,0g	15,6s	10,3s	4,85s	2,13s	1,23s	0,86s	0,66s
		1,0	2,06g	1,47g	2,26g	2,88g	5,76g	9,52g	14,0g	12,6s	7,06s	3,52s	2,06s	1,43s	1,09s
16	250	0,2	6,41g	1,44g	1,12g	0,55g	0,70g	1,14g	1,16g	1,11g	1,05g	1,05a	0,94s	0,60s	0,43s
		0,6	4,63g	0,96g	0,93g	0,64g	0,64g	0,86g	0,98g	1,06g	0,97g	0,97a	0,97a	0,97a	0,97a
		1,0	3,29g	1,39g	1,21g	0,90g	0,95g	1,06g	1,14g	1,25g	1,27g	1,27a	1,27a	1,27a	1,27a

P, МПа	*G*, кг/м^{2}сек	*q*, МВт/м^2	*x*												
			-0,2	0,0	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
16	500	0,2	6,41s	1,44g	1,13g	1,03g	1,46g	1,91g	2,00e	2,00e	1,90e	1,60e	1,20e	0,61s	0,43s
		0,6	4,63g	0,97g	0,96g	0,81g	0,88g	1,24g	1,63g	2,00a	1,58g	1,58a	1,58a	1,58a	1,28s
		1,0	3,29g	1,39g	1,21g	1,06g	1,20g	1,34g	1,63g	2,01g	1,82g	1,82a	1,82a	1,82a	1,82a
16	1000	0,2	6,41g	1,44g	2,00a	2,11g	3,13g	4,04g	5,20g	5,75g	3,80s	1,86s	0,98s	0,61s	0,43s
		0,6	4,63g	1,06g	1,08a	1,10g	1,49g	2,53g	4,11g	5,75g	4,14g	4,14a	2,89s	1,84s	1,30s
		1,0	3,29g	1,39g	1,47g	1,52g	1,80g	2,90g	4,27g	5,82g	4,70g	4,70a	4,59s	3,04s	2,16s
16	3000	0,2	6,41g	1,80g	9,04g	12,3g	16,6g	22,2g	27,0a	17,0s	4,94s	1,89s	0,98s	0,61s	0,43
		0,6	4,63g	1,63g	6,31g	6,54g	14,4g	20,5g	26,1g	31,5s	14,2s	5,68s	2,95s	1,84s	1,30s
		1,0	3,29g	1,72g	3,90a	6,12g	11,6g	19,8g	28,6g	35,0g	19,6g	9,46s	4,92s	3,07s	2,17s
20	250	0,2	8,40g	2,56g	1,80g	0,97g	0,99g	1,24g	1,40g	1,76g	1,59g	1,59a	1,70e	1,40e	1,40a
		0,6	6,31g	1,46g	1,17g	0,79g	0,84g	1,06g	1,26g	1,48g	1,49g	1,49a	1,49a	1,49a	1,49a
		1,0	6,25g	1,38g	1,20g	1,00g	1,07g	1,19g	1,29g	1,46g	1,47g	1,47a	1,47a	1,47a	1,47a
20	500	0,2	8,41g	2,56g	2,00g	2,28g	2,52g	3,24g	3,71g	4,21g	4,10e	3,30e	2,40e	2,40a	1,67s
		0,6	7,79g	1,46g	1,26g	1,16g	1,21g	1,87g	2,50g	3,35g	2,82g	2,82a	2,82a	2,82a	2,82a
		1,0	6,67g	1,38g	1,28g	1,25g	1,40g	1,76g	2,12g	2,58g	2,27g	2,27a	2,27a	2,27a	2,27a

P, МПа	*G*, кг/м^{2}сек	*q*, МВт/м^2	*x*												
			-0,2	0,0	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
20	1000	0,2	8,41g	2,56g	3,36a	4,15g	7,82g	11,7g	16,2g	19,2g	14,8g	12,3s	5,64s	2,87s	1,67s
		0,6	7,79g	1,46g	1,90a	2,35g	4,18g	6,43g	9,71g	12,5g	10,4g	10,4a	10,4a	8,60s	5,02s
		1,0	6,67g	1,38g	2,30g	2,64g	4,38g	6,05g	6,68g	11,1g	9,68g	9,68a	9,68a	9,68a	8,36s
20	3000	0,2	8,41g	2,56g	15,8g	20,8g	28,4g	34,4g	37,4g	41,0g	26,7s	12,4s	5,66s	2,88s	1,68s
		0,6	7,79g	2,39g	14,4g	26,1g	34,4g	44,3g	51,4g	52,4g	41,1g	37,1s	17,0s	8,63s	5,03s
		1,0	6,67g	2,41g	10,3g	17,7g	23,8g	33,8g	45,1g	45,3g	34,0g	34,0a	28,3s	14,4s	8,38s

Список литературы к разделу 3.2.2

1. Боришанский В.М., Козырев А.П., Светлова Л.С. Изучение теплообмена при пузырьковом кипении жидкости. - В сб.: Конвективная теплопередача в двухфазном и однофазном потоках. М.: Энергия, 1964.
2. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). М.: Энергоатомиздат, 1990.
3. Будов В.М., Самойлов О.Б., Соколов В.А., Шемагин И.А. Теплообмен при пленочном кипении у вертикальной поверхности с постоянным тепловым потоком. Атомная энергия, 1989, т.65, вып.3.
4. Будов В.М., Шемагин И.А., Соколов В.А. Влияние изменения толщины паровой пленки на развитие неустойчивости при пленочном кипении у вертикальной поверхности. Изв. ВУЗов СССР. Энергетика, 1983, № 7.
5. Клименко В.В. Теплоотдача при свободно конвективном пленочном кипении насыщенной жидкости на одиночном горизонтальном цилиндре. Теплоэнергетика, 1984, № 8.
6. Клименко В.В., Снытин С.Ю. Расчетное соотношение для пленочного кипения на вертикальной поверхности. Теплоэнергетика, 1983, № 3.
7. Похвалов Ю.Е., Кронин И.В., Мурганова И.В. Обобщение экспериментальных данных по теплоотдаче при пузырьковом кипении недогретой жидкости в трубах. Теплоэнергетика, 1966, № 5.
8. Боришанский В.М., Андриевский А.А., Фокин В.М. Теплоотдача при движении двухфазного потока в каналах. Теплоэнергетика, 1971, № 11.
9. Лабунцов Д.А. Вопросы теплообмена при пузырьковом кипении жидкости. Теплоэнергетика, 1972, № 9.
10. Будов В.М., Кирьянов В.А., Шемагин И.А. Неустойчивость при пленочной конденсации на поверхности цилиндра. Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт, 1984, № 6.
11. Будов В.М., Кирьянов В.А., Шемагин И.А. Теплоотдача на ламинарно-волновом участке конденсации неподвижного пара. Инженерно-физический журнал, 1987, т.52, № 6.
12. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС. РД 24.035.05-89. Л.: НПО ЦКТИ.
13. Будов В.М., Шемагин И.А. Волновые характеристики межфазной поверхности при конденсации пара на горизонтальном цилиндре. Изв. СО АН СССР, Серия технических наук, 1988, вып.2.
14. Будов В.М., Кирьянов В.А., Шемагин И.А. О неустойчивости при конденсации движущегося пара. Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт, 1984, № 5.

15. Гогонин И.И., Дорохов А.Р., Сосунов В.И. Теплоотдача при конденсации неподвижного пара на пучке гладких горизонтальных труб. Теплоэнергетика, 1977, № 4.
16. Гогонин И.И., Сосунов В.И., Лазарев С.И., Кабов О.А. Исследование теплообмена при конденсации неподвижного пара на пакетах горизонтальных труб разного диаметра. Теплоэнергетика, 1983, № 3.
17. Кутателадзе С.С., Гогонин И.И., Дорохов А.Р., Сосунов В.И. Пленочная конденсация движущегося пара на пучке гладких горизонтальных труб. Теплоэнергетика, 1979, № 5.
18. Гогонин И.И., Сосунов В.И., Лазарев С.И., Кабов О.А. Теплообмен при конденсации неподвижного пара на пакетах горизонтальных труб различной геометрии. Теплоэнергетика, 1982, № 3.
19. Уголева И.Р., Гордон Б.Г., Григорьев А.С. Тепло- и массообмен движущейся паровоздушной смеси с каплями воды. Теплоэнергетика, 1989, № 6.
20. Уголева И.Р., Гордон Б.Г., Григорьев А.С. Обобщение опытных данных по тепло- и массообмену движущейся паровоздушной смеси с каплями воды. Теплоэнергетика, 1989, № 7.
21. Сергеев В.В. Закризисный теплообмен в элементах ЯЭУ. Обнинск. 2004.
22. Сергеев В.В. Верификация модели закризисного теплообмена для дисперсного режима течения // Труды 3-й Российской нац. конф. по теплообмену. М.: Изд-во МЭИ. 2002. Т. 4
23. Сергеев В.В., Гальченко Э.Ф., Ремизов О.В. Инженерный расчет теплообмена в закризисной зоне кольцевых каналов / Физико-энергетический институт: Препринт ФЭИ-1649. Обнинск. 1985.
24. Миропольский З.Л. Теплоотдача к перегретому пару с подводом и отводом тепла // Теплоэнергетика. 1975, № 3.
25. РТМ 24.031.05-72. Методика и зависимости для теоретического расчета теплообмена и гидравлического сопротивления теплообменного оборудования АЭС. М.: 1974.
26. Гидродинамика и теплообмен в атомных энергетических установках / В.И.Субботин. и др. М.: Атомиздат. 1975.
27. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоиздат. 1981.
28. Сергеев В.В., Гонин А.И., Ремизов О.В. Закризисный теплообмен в каналах с дистанционирующими элементами //Атомная энергия. 1990. Т. 68, вып. 6.
29. Яо, Хохрейтер, Лич. Интенсификация теплообмена в стержневых сборках вблизи дистанционирующих решеток // Теплопередача. 1982. Т. 107, № 1.

30. Ремизов О.В. Исследование температурных условий работы парогенерирующей поверхности при кризисе теплоотдачи // Теплоэнергетика. 1978. № 2.
31. Ефанов А.Д., Кириллов П.Л., Смогалев И.П., Ивашкевич А.А., Виноградов В.Н., Сергеев В.В. Скелетная таблица для коэффициента теплоотдачи в закризисной области при течении воды в тубе (версия 1997 г.) //Труды международной конференции «Теплофизические аспекты безопасности ВВЭР». Теплофизика-98. Обнинск: ФЭИ, 1998. Т.1.
32. Бобков В.П., Виноградов В.Н., Кириллов П.Л., Смогалев И.П. Базовый Центр теплофизических данных Минатома Российской Федерации. //Атомная энергия. 1996. Т.80, вып.5.
33. Сергеев В.В. Расчет теплообмена в закризисной зоне вертикальных цилиндрических каналов/Физико-энергетический институт: Препринт ФЭИ-1836. Обнинск. 1987.
34. Leung L.K.H., Hammouda N., Groeneveld D.C. A look-up table for film-boiling heat transfer coefficients in tubes with upward flow. //8th Int. Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics. NURETH-8. Kyoto. 1997. V.2.
35. Groeneveld D.C., Leung L.K.H., Kirillov P.L., Bobkov V.P., Smogalev I.P., Vinogradov V.N., Huang X.C., Rover E. The 1995 Look-up Table for Critical Heat Flux in Tubes. //Nuclear Engineering and Design. 1996. V.163. N1.

3.2.3. ТЕПЛООБМЕН ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ ГАЗОЖИДКОСТНОЙ СМЕСИ В ТРУБАХ

Эксперименты показали, что при течении газожидкостной смеси в трубах коэффициенты теплоотдачи имеют более высокие значения, чем при течении однофазной среды. Возрастание коэффициентов теплоотдачи сопровождается уплощением полей температуры, указывающим на изменение турбулентных свойств потока. Замечено, что коэффициенты теплоотдачи возрастают более интенсивно в области небольших объемных газосодержаний ($\varphi \le 10\%$), уменьшаются при возрастании расхода теплоносителя. Кроме того, эффект повышения теплоотдачи зависит от направления потока и диаметра трубы.

Средний коэффициент теплоотдачи при течении газожидкостной смеси в круглых гладких трубах рассчитывается [1]:

- при $\varphi < 10\%$ по формуле:

$$\frac{\overline{Nu}}{Nu_0} = 1 + Pr^{-0,5}\left[\frac{d_{вн}}{0,050}\right]^2 \beta f(Re), \qquad (3.2.3.1)$$

где $f(Re) = 3,3 + 78,2(Re \cdot 10^{-4})^{-1,75}$;

- при $\varphi > 10\%$ по формуле:

$$\frac{\overline{Nu}}{Nu_0} = 1 + Pr^{-0,5}\left[\frac{d_{вн}}{0,050}\right]^2 (A + e\beta), \qquad (3.2.3.2)$$

где $A = -0,13+10,5(Re\cdot 10^{-4})^{-1,8}$;

$B = 8,0 + 0,08(Re\cdot 10^{-4})^{1,7}$.

В формулах $\overline{Nu}$, $\overline{Nu}_0$ – числа Нуссельта при наличии и отсутствии газовой фазы в потоке; критерии $\overline{Nu}$, $\overline{Nu}_0$, Re, Pr рассчитываются по параметрам однофазного потока;

β – объемное расходное газосодержание, доли единицы при расчетах;

$$\beta = \frac{V_г}{V_г + V_ж};$$

$V_г$, $V_ж$ – объемы, занимаемые газом и жидкостью;

$d_{вн}$ – внутренний диаметр трубы, м.

Пределы применимости формулы (2.3.1):

$Re = 10^4 \div 3,6\cdot 10^4$ – для восходящего течения воды;

$Re = 1,5\cdot 10^4 \div 3,6\cdot 10^4$ – для нисходящего течения воды;

$d_{вн} = 21,96 \div 50,0$ мм.

Погрешность σ расчета $\overline{Nu}$ составляет 6%.

Пределы применимости формулы (2.3.2.):

$Re = 10^4 \div 3\cdot 10^4$ – для восходящего течения воды;

$d_{вн} = 21,96 \div 50$ мм.

Погрешность σ расчета $\overline{Nu}$ составляет 8%.

Эффективный коэффициент турбулентного переноса тепла при течении газожидкостной смеси рассчитывается на основе принципа суперпозиции по формуле [2]:

$$a_{эф} = a_м + a_т + a_г, \qquad (3.2.3.3)$$

где $a_м$ – коэффициент турбулентного переноса тепла за счет молекулярной температуропроводности;

$a_т$ – за счет турбулентной температуропроводности;

$a_г$ – коэффициент турбулентного переноса тепла за счет дополнительной турбулизации потока газовой фазой;

$$\frac{a_м + a_т}{a_м} = 1 + 0,16RePrK\left[1 - \frac{\overline{u}}{u_{max}}\right] exp\left[-1,54Y_i\right] w_i^n \left[\frac{\overline{u}}{u_{max}}\right]^4; \qquad (3.2.3.4)$$

$$\frac{\overline{u}}{u_{max}} = \left[1 - \frac{1}{1 + 1,34\,Re^{0,125}}\right];$$

$$K = 0,7\frac{\left(15\,Re\,Pr\cdot 10^{-4}\right)^4}{1 + \left(15\,Re\,Pr\cdot 10^{-4}\right)^4} + 0,3;$$

$n = 4,5 + 1,5exp(-0,07Pr)$;

$w_i = \frac{w_i}{u}$ – локальная относительная скорость теплоносителя;

$$Y_i = 1 - \frac{r}{r_{вн}};$$

r – текущий радиус трубы, м.

Коэффициенты турбулентного переноса тепла за счет дополнительной турбулизации потока газовой фазой рассчитываются [1, 2]:

- при $\varphi < 10\%$ по формуле:

$$\frac{a_г}{a_м} = A(Re) Pr^{-0,13} \beta \left[\frac{d_{вн}}{0,050}\right]^2 \left[1 - \left[\frac{r}{r_{вн}}\right]^2\right], \qquad (3.2.3.5)$$

где $A(Re) = 2,9 + 62,0 exp(0,7Re \cdot 10^{-4})$;

пределы применимости формулы:

$Re = 10^4 \div 3,6 \cdot 10^4$ – при восходящем течении воды;

$Re = 1,5 \cdot 10^4 \div 3,6 \cdot 10^4$ – при нисходящем течении воды;

$d_{вн} = 21,96 \div 50,0$ мм.

Погрешность σ расчета $a_г$ составляет 4% для описания средней теплоотдачи и 20% для описания температурных полей;

- при $\varphi > 0,10\%$ по формуле:

$$\frac{a_г}{a_м} = A(Re) Pr^{-0,13} \beta^{0,53} \left[\frac{d_{вн}}{0,050}\right]^2 \left[1 - \left[\frac{r}{r_{вн}}\right]^2\right] \qquad (3.2.3.6)$$

где $A(Re) = 5,6 + 162,0 exp(-0,63Re \cdot 10^{-4})$.

Пределы применимости формулы:

$Re = 10^4 \div 3 \cdot 10^4$ – при восходящем течении воды;

$Re = 5,5 \cdot 10^4 \div 12 \cdot 10^4$ – при восходящем течении ртути;

$d = 21,96 \div 50,0$ мм.

Погрешность σ расчета $a_г$ составляет 6% для описания средней теплоотдачи и 15% для описания температурных полей.

Список литературы к разделу 3.2.3

1. Козина Н.В., Бобков В.П. О влиянии газовых пузырей на теплообмен в каналах. - Препринт ФЭИ-1991, Обнинск, 1989.
2. Бобков В.П., Ибрагимов М.Х., Субботин В.И. Расчет коэффициента турбулентного переноса тепла при течении жидкости в трубе. - Атомная энергия, 1968, т. 24, вып. 5.

3.3. РАСЧЕТ КРИТИЧЕСКОГО ТЕПЛОВОГО ПОТОКА ПРИ КИПЕНИИ ВОДЫ В КАНАЛАХ ЯДЕРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Под кризисом теплоотдачи при кипении понимается (КТП) достаточно резкое снижение интенсивности теплообмена при повышении плотности теплового потока вследствие изменения механизма переноса тепла от стенки. Это явление обычно связывают с изменением структуры пристенного слоя при достижении определенных критических условий. При этом происходит уменьшение контакта жидкости со стенкой, что и вызывает резкий рост температуры обогреваемой поверхности.

Характер движения жидкости и интенсивность теплоотдачи при кипении в большом объеме определяются, в основном, свойствами кипящей жидкости и плотностью теплового потока или температурой поверхности. Возникновение кризиса теплоотдачи в этом случае связывается с переходом пузырькового кипения в пленочное.

При вынужденном движении жидкости, недогретой до температуры насыщения, или парожидкостной смеси с небольшим паросодержанием, поверхность нагрева перегревается вследствие недостаточного поступления к ней жидкости, оттесняемой образующимся паром.

При положительных паросодержаниях смеси, начиная с $X \approx 0{,}05$, наступает дисперсно-кольцевой режим течения (в ядре потока течет пар с каплями жидкости, а по стенке – пленка жидкости). В этом случае возникновение кризиса теплоотдачи связывается с высыханием или срывом пристенной пленки жидкости и образованием сухой поверхности.

Кризис теплоотдачи при течении кипящей воды в каналах является сложнейшим процессом, обусловленным большим количеством определяющих параметров. Этим объясняется возникновение большого количества предложенных многими авторами эмпирических и полуэмпирических подходов, которые позволили дать рекомендации к расчету КТП лишь в узких областях параметров. Очевидно, что использование подходов, основанных на фундаментальных уравнениях [1], в случае их реализации, было бы наиболее оправданным, предпочтительным и вызывало бы максимальное доверие. Но пока нет надежды на их реализацию. В связи с этим исследователи вынуждены основывать свои разработки и рекомендации на полуэмпирических методах, используя массивы экспериментальных данных, накопленных в различных научных центрах. Наиболее представительным является массив данных по КТП, имеющийся в Отраслевом базовом Центре теплофизических данных Физико-энергетического института [2].

На примере описания КТП в круглых трубах можно убедиться [3], что вполне удобной формой обобщения данных по КТП является их табличное представление. Такая форма позволяет избавиться от основных недостатков традиционного аналитического описания КТП: узкий диапазон режимных и геометрических параметров, сложность перехода от одних

расчетных соотношений к другим с учетом необходимости сшивки на границах, необходимость вычисления теплофизических свойств теплоносителя и др. Табличное описание КТП, названное в России "методом скелетной таблицы", а в зарубежной литературе – "*Look-Up Table*", сейчас превратилось в надежный универсальный метод расчета КТП. Преимущества табличного описания КТП следующие: широкий диапазон определяющих параметров, отсутствие сшивок и скачков описания, наглядность представления. Именно широкий диапазон режимных и геометрических параметров позволяет использовать табличный метод в рамках единого подхода для описания КТП как в номинальных, так и в переходных и аварийных режимах работы ЯЭУ.

Более сложной проблемой является описание КТП при неравномерном аксиальном и/или радиальном тепловыделении. Случай неравномерного радиального тепловыделения в пучках твэлов требует привлечения методов поячеечного расчета и в данном Руководстве не рассматривается.

При проведении опытов с неравномерным аксиальным обогревом появляются дополнительные источники погрешностей, которые следует рассматривать как абсолютно объективные.

1) Основной дополнительный источник погрешностей связан с определением координаты кризиса. Локализация кризиса теплообмена определяется скачком (подъемом) температуры, зафиксированным термопарами в одном из сечений. В связи с этим координата кризиса и, следовательно, значение критического теплового потока определяются с неопределенностью, зависящей от расстояния между термопарами и от локального градиента теплового потока. Эта неопределенность не имеет статистической природы.
2) На погрешность в значениях параметров кризиса в пучках твэлов влияет и взаиморасположение термопар и дистанционирующих решеток.
3) Особенно велика погрешность в экспериментальном определении критического теплового потока вблизи выходного конца рабочего участка, где толщина стенки трубок максимальна, а сам тепловой поток минимален. Здесь же максимальны растечки тепла и концевые эффекты (токоподводы) и минимальна чувствительность термопар к изменению температуры теплоотдающей поверхности (относительно велик перепад температуры в стенке).

Для описания КТП при неравномерном аксиальном тепловыделении часто используется метод формфактора. В литературе имеется достаточно много формул для определения формфактора (см. [4]). Как правило, все они не являются универсальными, т.к. получены эмпирическим или полуэмпирическим способом и используются как поправки к вполне определенным формулам и методикам для равномерного обогрева. Очевидно, что результаты использования этих формфакторов жестко связаны с использованием

исходных формул или методик для определения $q_{кр}$ при равномерном обогреве. Более того, сам способ получения этих поправок подразумевает, что они пригодны для описания конкретного набора данных, на котором они получены. Их использование для иных наборов данных требует дополнительного обоснования и проверки.

Для пучков твэлов геометрии ВВЭР можно упомянуть два метода описания КТП при неравномерном аксиальном тепловыделении [5 – 8]. В первом из них [5, 6] используется эмпирический формфактор и корреляция ОКБ "Гидропресс" для описания КТП при равномерном аксиальном обогреве. Во втором [7] – эмпирический формфактор и скелетная таблица для треугольных пучков твэлов [8].

Также можно рассчитать критическую мощность пучка твэлов с неравномерным аксиальным обогревом, если использовать давно отмеченный [9 – 15] экспериментальный факт: полная мощность канала (труба, пучок стержней) с плавным профилем тепловыделения по длине ($L_{об} > 2$ м) с точностью около 10% совпадает с критической мощностью такого же канала с равномерным обогревом при близких значениях режимных параметров (P, G, $X_{вх}$).

Следует признать, что для выбора надежного общепризнанного метода описания КТП при неравномерном аксиальном тепловыделении следует провести дополнительную работу. При этом нужно, во-первых, сделать выбор из двух методов описания (по полной мощности или по локальному потоку), во-вторых, построить и верифицировать саму методику.

При разработке методов описания и определении ошибок описания в качестве методов анализа используются *два подхода*:

1) по входным параметрам,

2) по локальным параметрам в месте кризиса.

Оцененные по этим двум методам погрешности различаются в 1,5-3,5 раза в зависимости от области режимных параметров. Погрешность по локальным параметрам много больше. Каждый из этих методов обработки имеет свои преимущества и недостатки. Поэтому в данной работе использовались и представлены оба метода обобщения. Таблицы для КТП и все поправочные функции даны для выходных (локальных) параметров. Результаты оценки точности даются по обоим методам.

3.3.1. КРИТИЧЕСКИЕ ТЕПЛОВЫЕ ПОТОКИ В БОЛЬШОМ ОБЪЕМЕ

При кипении жидкости с увеличением плотности теплового потока на стенке (температурного напора) число центров парообразования и частота отрыва паровых пузырей растут. Вместо одиночных пузырей от поверхности нагрева движутся струи пара, а между ними навстречу жидкость. Образующийся пар затрудняет доступ жидкости к поверхности нагрева. При критической плотности теплового потока устойчивость встречных потоков

пара и жидкости нарушается, что ведет к нарушению структуры пристенного слоя, уменьшению времени и поверхности контакта между жидкостью и стенкой. Это приводит к резкому снижению коэффициента теплоотдачи, повышению температуры поверхности нагрева.

Критическая плотность теплового потока при кипении жидкости в большом объеме (горизонтальная плоская поверхность, обращенная вверх) при температуре насыщения рассчитывается по формуле [4]:

$$Q_o = CkR\sqrt{\rho''}\sqrt[4]{\sigma g(\rho' - \rho'')} \ [\text{Вт/м}^2]. \qquad (3.3.1.1)$$

Таблица 3.3.1

Значения *C* и соотношения для *k*

Авторы	*C*	*K*
Кутателадзе С.С. [16]	0,16	1
Зубер и др.[17]	π/24	$[\rho'/(\rho''-\rho')]^{0,5}$
Боришанский В.М. [18]	1	$0,13 + 4[\{g(\mu'^2)(\rho'-\rho'')^{0,5}\}/(\rho'\sigma^{1,5})]$
Чанг и Снайдер [19]	0,145	$[(\rho' + \rho'')/\rho']^{0,5}$
Маленков И.Г. [20]	1	$30M^{2/3}$, $M = (\rho'/\rho'')^{0,5}[g\sigma/(\rho'-\rho'')^{0,25}$
Мойссис и Беренсон [21]	0,18	$[(\rho'+\rho'')/(\rho'\rho'')^{0,5}][1+ 2(\rho''/\rho')^{0,5} + + (\rho''/\rho')](1/\rho''^{0,5})$

Пределы применимости формулы: $P = 0,1 \div P_{кр}$ МПа.

Погрешность Δ расчета $q_{кр}$ не превышает ±10%.

Критическая плотность теплового потока при кипении в большом объеме жидкости, температура которой вдали от поверхности нагрева меньше температуры насыщения, рассчитывается по формуле:

$$Q_{кр} = Q_o\left[1 + 0,10\left[\frac{\rho'}{\rho''}\right]^{0,76}\left[\frac{H_i - H}{R}\right]\right] \ [\text{Вт/м}^2], \qquad (3.3.1.2)$$

где H_i – энтальпия воды на линии насыщения, Дж/кг;

H – энтальпия недогретой до температуры насыщения воды, Дж/кг;

Q_o рассчитывается по формуле (3.3.1.1).

Пределы применимости формулы: горизонтальные поверхности;

$P/P_{кр} < 0,50$; $(H_i - H)/R < 0,60$.

Погрешность Δ расчета $Q_{кр}$ составляет ±10%.

3.3.2. КРИТИЧЕСКИЕ ТЕПЛОВЫЕ ПОТОКИ ПРИ ТЕЧЕНИИ В КРУГЛЫХ ТРУБАХ

По установившимся представлениям кризис теплоотдачи при кипении воды в трубах вызывается уменьшением контакта жидкости с поверхностью нагрева. Кризис теплоотдачи возникает в результате двух основных процессов.

1. Гидродинамическое и тепловое разрушение пристенного парожидкостного слоя и образование паровой пленки. Это характерно для недогретой до температуры насыщения жидкости или малого паросодержания;
2. Испарение (высыхание) пленки жидкости, текущей вдоль теплоотдающей поверхности (дисперсно-кольцевой режим течения). Высыхание пленки жидкости связано с процессами испарения, механического уноса жидкости и недостаточного выпадения капель из парожидкостного ядра потока на стенку.

Эти два вида кризиса теплоотдачи получили название кризисов теплоотдачи 1-го и 2-го рода.

При больших паросодержаниях, соответствующих дисперсному режиму течения, тепло от стенки трубы отводится выпадающими на нее каплями жидкости. Возникновение кризиса теплоотдачи в этом режиме связывается с недостаточным орошением стенки каплями жидкости (кризис орошения).

Механизмы кризиса теплоотдачи в трубах в значительной мере определяется режимами течения двухфазной смеси, недогревом жидкости до температуры насыщения и плотностью теплового потока. Между всеми механизмами кризиса теплоотдачи, по-видимому, отсутствуют резкие границы и существуют области одновременного влияния двух и более механизмов. В связи с этим интерпретация опытных данных и форма описания их эмпирическими уравнениями вызывают значительные трудности. Традиционным является представление опытных данных в координатах $Q_{кр}(X_{кр})$ или $N_{кр}(X_{вх})$. При разных G, d_h, P, X наблюдаются три вида зависимостей $Q_{кр}=f(X_{кр})$.

Кризис теплоотдачи при дисперсно-кольцевом режиме течения двухфазного потока связан с истощением пристенной пленки жидкости и переходом в дисперсную структуру потока. Когда истощение пристенной пленки жидкости происходит в условиях отсутствия ее подпитки каплями из ядра потока, кризис теплоотдачи, согласно Дорощуку В.Е. [22], характеризуется величиной так называемого граничного паросодержания, соответствующего началу резкого увеличения наклона зависимости КТП от потока. Почти вертикальные зависимости КТП от паросодержания на выходе наблюдаются в трубах при $G \approx 500 \div 2000$ кг/м^2·с и $P = 5 \div 15$ МПа. Значения граничного паросодержания для трубы с внутренним диаметром 8 мм приведены в таблице 3.2.

Значение граничного паросодержания также может быть определено по формуле [23, 24]:

$$X_{гр}^{0} = 1 - 0{,}86\, exp\left(-19/\sqrt{We}\right), \qquad (3.3.2.1)$$

где $We = d_h(G)^2/(\sigma\rho')$ – число Вебера, определенное по внутреннему диаметру трубы.

Таблица 3.3.2

Значения граничного паросодержания для трубы с внутренним диаметром 8 мм [4]

P, МПа	Массовая скорость *G*, кг/м^2·с					
	350	**500**	**700**	**1000**	**1500**	**2000**
5	0,95±0,02	0,91±0,04	0,78±0,05	0,65±0,03		
7	0,95±0,02	0,92±0,05	0,85±0,03	0,69±0,03		
10	0,89±0,09	0,81±0,05	0,67±0,09	0,54±0,09	0,40±0,04	0,39±0,05
12	0,83±0,06	0,62±0,03	0,51±0,03	0,41±0,06	0,35±0,04	0,32±0,03
14	0,70±0,10	0,59±0,07	0,49±0,06	0,40±0,06	0,32±0,06	0,28±0,05
16	0,63±0,03	0,56±0,04	0,49±0,04	0,39±0,06	0,30±0,06	0,26±0,04

Пределы применимости формулы: $2{,}4 \le P \le 17{,}7$ МПа;
$55 \le G \le 5000$ кг/(м^2·с); $L > 1$ м; $d_h = 3{,}84 \div 32{,}2$ мм; $X_{вх} < 0$;
$1 > X_{кр} \ge 0{,}05$.
Среднеквадратичная погрешность формулы 11,8%.

Интенсивность выпадения капель (орошение) из ядра потока увеличивается с ростом массовой скорости и давления. При P >16 МПа и G >2500 кг/м^2·с интенсивность орошения является основным фактором, определяющим отвод тепла от стенки и ее температурный режим.

3.3.2.1. КРИТИЧЕСКИЕ ТЕПЛОВЫЕ ПОТОКИ ПРИ КИПЕНИИ ВОДЫ В ТРУБАХ С РАВНОМЕРНЫМ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЕМ ПО ДЛИНЕ

В разделе представлены: табличный метод расчета критических тепловых потоков и традиционный аналитический метод расчета.

3.3.2.1.1. Табличный метод расчета КТП в трубах

Величину критической плотности теплового потока для гладкой, достаточно длинной (при $L_h / d_h \ge 300$), трубы диаметром 8 мм при равномерном энерговыделении рекомендуется определять по таблице 1 Приложения (международная версия) [3]. Для получения КТП в трубе диаметром 8 мм используются следующие параметры в месте кризиса (при равномерном энерговыделении – на выходе из трубы): давление, массовая скорость и балансное паросодержание. Если параметры не совпадают с параметрами узлов таблицы, следует использовать метод трехмерной линейной интерполяции.

Для получения КТП в трубе другого диаметра (от 2 мм до 40 мм) необходимо ввести поправку на величину диаметра $F(d_h)$:

$$Q_{dh} = Q_8 F(d_h) = Q_8 (8/d_h)^{(1/3)}. \qquad (3.3.2.2)$$

Поправка на относительное расстояние от места кризиса до входа (отношение расстояния от места кризиса до входа Z_h к диаметру трубы) имеет вид:

$$F(z_h/d_h) = 1+0{,}4exp(-0{,}02Z_h/d_h) \text{ для } Z_h/d_h \geq 40. \quad (3.3.2.3)$$

Расчет критической мощности трубчатого твэла с обогреваемой длиной L_h можно произвести по формуле:

$$N = Q\pi d_o L_h. \quad (3.3.2.4)$$

Относительную энтальпию на входе в обогреваемую зону вычисляют по формуле:

$$X_{вх} = X - 4N/(G\pi d_o^2 R). \quad (3.3.2.5)$$

Погрешности Δ и σ описания данных по *локальным параметрам* 2 – 3% и 16%, по *входным параметрам* – не более 1– 2% и не более 8%. Эти погрешности относятся к областям параметров, обеспеченным экспериментальными данными и обозначенным в таблице 3.3.1 полужирным шрифтом.

3.3.2.1.2. Расчетный метод НИКИЭТ

Критическая плотность теплового потока при кипении воды в трубах в соответствии с характером зависимостей $Q_{кр}(X_{кр})$ рассчитывается по соотношениям [25, 26]:

а) при $X \leq X_0$ по формуле:

$$Q = Q_0 + 8{,}4\cdot 10^{-3} R(\rho'')^{0,50}[\sigma g(\rho'-\rho'')]^{0,25} \times$$
$$\times\left[\frac{\mu'}{\mu''}\right]^{1,25}\left[\frac{G}{\rho'}\left[\frac{\rho'-\rho''}{\sigma g}\right]^{0,25}\right]^{0,667}[X_0 - X_{жт}], \quad (3.3.2.6)$$

где $Q_0 = 0{,}18R(\rho'')^{0,50}[\sigma g(\rho'-\rho'')]^{0,25}\left[(\nu''/\nu')^{0,50}-1\right]$;

$$X_0 = 1{,}5\left[\frac{\rho'}{\rho'+\rho''}\right] - 0{,}1;$$

б) при $X_{кр} = X_0 \div X_1$ по формуле:

$$Q = Q_{кр}\left\{exp - \left[0{,}2[d/\rho'\sigma]^{0,333}G^{0,667}[X_{жт} - X_0]\right]\right\}^{-1}, \quad (3.3.2.7)$$

где $$X_1/(1-X_1)^{0,333} = \frac{0{,}90(\rho''\sigma)^{0,5}[\nu''/\nu']^{0,667}}{[\mu' G]^{0,667} d^{0,167} exp\left\{45\left[\frac{q}{R(\rho'-\rho'')}\right][\rho''/\sigma g]^{0,25}\right.};$$

в) при $X_{кр} > X_1$ по формуле:

$$Q_{жт} = 0{,}2(\mu''/\mu')\left[\frac{\mu''\rho''\rho'}{d(\rho'-\rho'')}\right]^{0,333} G^{0,667}\times[1-X_{жт}]^2[X_{жт}(\rho'-\rho'')+\rho'']^{-0,333}. \quad (3.3.2.8)$$

При G = const и P = const критическая плотность теплового потока рассчитывается по приведенным формулам до взаимного пересечения кривых $Q_{кр}(X_{кр})$. Область над кривыми $Q_{кр}(X_{кр})$ характеризуется как кризисная.

Если результаты расчетов критической плотности теплового потока по формуле (3.3.2.8) окажутся выше, чем по формуле (3.3.2.7), то при $X_{кр} > X_1$ для данного режима:

$$Q_{жт1} = Q_{жт3}(x_0) + 0{,}01R(\rho'/\rho'')^{0,5}[\sigma g(\rho' - \rho'')]^{0,25} \times \left[G(\frac{\rho' - \rho''}{\sigma g})^{0,25} \right]^{0,5} (X_0 - X_{жт}), \quad (3.3.2.9)$$

где $Q_{кр}$ рассчитывается по формуле (3.3.2.8).

В формулах (3.3.2.6 – 3.3.2.9) d_h в [м]; g в [м/с^2]; H в [Дж/кг]; R в [Дж/кг]; G в [кг/м^{2}с]; Q в [Вт/м^2]; ν в [м^2/с]; ρ в [кг/м^3]; σ в [Н/м]; μ в [Па·с].

Пределы применимости формул (3.3.2.6-3.3.2.9): P = 4 ÷ 18 МПа; G = 500 ÷ 7500 кг/м^2·с; L_h = 0,5 ÷ 6 м; d_h = 4÷16 мм.

Погрешность σ расчета $Q_{кр}$ по входным параметрам, указанная авторами и полученная на ограниченном массиве данных, составляет 8%.

3.3.3. КРИТИЧЕСКИЙ ТЕПЛОВОЙ ПОТОК В КОЛЬЦЕВЫХ КАНАЛАХ С РАВНОМЕРНЫМ ЭНЕРГОВЫДЕЛЕНИЕМ ПО ДЛИНЕ

В разделе представлены два метода определения КТП в кольцевых каналах: первый – на основе скелетной таблицы для КТП в кольцевых каналах, второй – на основе эмпирических расчетных соотношений.

Значения граничного паросодержания в кольцевых каналах определяются по формуле [24, 27]:

$$X^0_{гр} = 1 - 0{,}86\,exp\left(-19/\sqrt{We}\right), \quad (3.3.3.1)$$

где $We = d_э(G)^2/(\sigma\rho')$ – число Вебера, определенное по эквивалентному диаметру кольцевого канала $d_э = d_Т П_Г/П_о$. Здесь $П_Г$ и $П_о$, соответственно, – смоченный и обогреваемый периметры канала, $d_Т = 4S/П_о$ – эквивалентный тепловой диаметр, S – проходное сечение канала.

Пределы применимости формулы: 3,4 ≤ P ≤ 16,7 МПа; 350 ≤ G ≤ 4500 кг/м^{2}с; L > 1 м; $d_э$ = 14,06 ÷ 151,65 мм; $X_{вх} < 0$; $1 > X_{кр} \geq 0{,}05$.

Среднеквадратичная погрешность формулы около 10%.

3.3.3.1. РАСЧЕТ КТП В КОЛЬЦЕВЫХ КАНАЛАХ ПО СКЕЛЕТНОЙ ТАБЛИЦЕ

Имеющаяся методика описания КТП в одиночных каналах различного поперечного сечения [28] позволила сформировать таблицу для численного описания КТП в кольцевых каналах [29] (Приложение, таблица 2). На основе экспериментальных данных [30] получена базовая таблица, позво-

ляющая рассчитывать КТП в различных кольцевых каналах. С целью соблюдения традиции таблица для кольцевых каналов была сформирована для теплового диаметра, равного 8 мм и соотношением диаметров $d_1/d_2 = 1$ (плоская щель как предельный случай кольцевого канала).

3.3.3.1.1. Концентричные кольцевые каналы, односторонний обогрев

В качестве исходных данных нужно иметь P, G, $X_{вых}$, d_1, d_2, l_h.

Необходимые геометрические параметры находим по соотношениям:

- *для внутреннего обогрева:*

$d_{h1} = (d_2^2 - d_1^2)/d_1$;

$C_{o1} = (d_2 - d_1)/d_1$;

- *для наружного обогрева:*

$d_{h2} = (d_2^2 - d_1^2)/d_2$;

$C_{o2} = (d_2 - d_1)/d_2$.

Определяется КТП по соотношению:

$$Q = Q_t(P, G, X_o, d_h)F(d_h)F(l_h), \qquad (3.3.3.2)$$

где $X_{o1} = X - 0{,}05\,C_{o1}^2$; $X_{o2} = X + 0{,}05\,C_{o2}^2$;

$F(d_h) = (d_h/8)^{(-1/3)}$ при $d_h \le 16$;

$F(d_h) = (16/8)^{(-1/3)}$ при $d_h > 16$;

$F(l_h) = 1 + 0{,}4exp(-0{,}021h/d_h)$.

3.3.3.1.2. Концентричные кольцевые каналы, двусторонний обогрев

В качестве исходных данных нужно иметь P, G, $X_{вых}$, d_1, d_2, l_h, Q_1, Q_2.

Определяем диаметр – границу охлаждающих слоев по соотношению:

$$d_o^2 = [Q_1 d_1(d_2^2) + Q_2 d_2(d_1^2)]/(Q_1 d_1 + Q_2 d_2), \qquad (3.3.3.3)$$

где для каждой поверхности из определения имеем:

- *для внутренней стенки*:

$d_{h1} = (d_o^2 - d_1^2)/d_1$;

$C_{o1} = (d_o - d_1)/d_1$.

- *для наружной стенки*:

$d_{h2} = (d_2^2 - d_o^2)/d_2$;

$C_{o2} = (d_o - d_2)/d_2$.

X_{o1}, X_{o2} – определяются по формулам предыдущего раздела.

Определяется КТП по соотношению:

$Q = Qtab(P, G, X_o, d_h)F(d_h)F(l_h)$; (3.3.3.4)

$F(d_h) = (d_h / 8)^{(-1/3)}$ при $d_h \le 16$;

$F(d_h) = (16/8)^{(-1/3)}$ при $d_h > 16{,}2$;

$F(l_h) = 1+0{,}4exp(-0{,}02l_h/d_h)$.

В результате имеем две величины КТП, соответственно, для двух поверхностей. Сравнение с заданными величинами тепловых потоков на обеих поверхностях покажет близость к кризису на обеих поверхностях.

3.3.3.1.3. Эксцентричные каналы, односторонний обогрев

В качестве исходных данных нужно иметь P, G, $X_{вых}$, d_1, d_2, l_h и e – эксцентриситет. Необходимые геометрические параметры находим по соотношениям:

- *для внутреннего обогрева*:

$d_{h1} = (d_2^2 - d_1^2)/d_1$;

$Y_{o1} = (d_2 - d_1 - e)/(d_2 - d_1)$;

$C_{o1} = (d_2 - d_1)/d_1$;

$L_{o1} = (\pi d_1)/(d_2 - d_1)$;

- *для наружного обогрева*:

$d_{h2} = (d_2^2 - d_1^2)/d_2$;

$Y_{o2} = (d_2 - d_1 - e)/(d_2 - d_1)$;

$C_{o2} = (d_2 - d_1)/d_2$;

$L_{o2} = (\pi d_2)/(d_2 - d_1)$.

Для обеих поверхностей находим параметры:

$n = 0{,}5 + 0{,}0015(G)(C_o)^2$;

$A = K_1K_2K_3K_4K_5$;

$K_1 = K(L_o) = 1{,}15[1 - exp(-L_o / 8{,}5)]$;

$K_2 = K(G, C_o) = G^{\alpha}$;

$\alpha = (-0{,}37|C_o|^{0{,}5})$;

$K_3 = K(L_{mm}, C_o) = (L_{mm})^{\beta}$;

$\beta = (0{,}29|C_o|^{0{,}33})$;

$K_4 = K(X) = 1 - 0{,}3X$;

$K_5 = K(E_k) = 0{,}5$.

Определяется КТП по соотношению:

$Q = Q_{tab}(P, G, X_o, d_h)F(Y_o, C_o, L_o, E_k)F(d_h)F(l_h)$, (3.3.3.5)

где $F(Y_o, C_o, L_o, E_k) = [1 - A(1 - Y_o)^n]$;

$F(d_h) = (d_h / 8)^{(-1/3)}$ при $d_h \le 16$;

$F(d_h) = (16/8)^{(-1/3)}$ при $d_h > 16$;

$F(l_h) = 1+0{,}4exp(-0{,}02 l_h / d_h)$;

X_{o1}, X_{o2} – по формулам предыдущего раздела.

3.3.3.1.4. Эксцентричные каналы, двусторонний обогрев

В качестве исходных данных имеем: Q_1, Q_2, P, G, $X_{вых}$, d_1, d_2, l_h, e – эксцентриситет.

Определяем диаметр окружности – границу нулевого обмена:

$$d_o^2 = [Q_1 d_1 (d_2^2) + Q_2 d_2 (d_1^2)] / (Q_1 d_1 + Q_2 d_2). \qquad (3.3.3.6)$$

X_{o1}, X_{o2} – находим по формулам предыдущего раздела.

Необходимые геометрические параметры находим по соотношениям:

- *для внутреннего обогрева*:

$d_{h1} = (d_2^2 - d_1^2) / d_1$;

$Y_{o1} = (d_2 - d_1 - e) / (d_2 - d_1)$;

$C_{o1} = (d_2 - d_1) / d_1$;

$L_{o1} = (\pi d_1) / (d_2 - d_1)$.

- *для наружного обогрева*:

$d_{h2} = (d_2^2 - d_1^2) / d_2$;

$Y_{o2} = (d_2 - d_1 - e) / (d_2 - d_1)$;

$C_{o2} = (d_2 - d_1) / d_2$;

$L_{o2} = (\pi d_2) / (d_2 - d_1)$.

Для обеих поверхностей находим параметры:

$n = 0{,}5 + 0{,}0015(G)(C)^2$;

$A = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5$;

$K_1 = K(L_o) = 1{,}15[1 - exp(-L_o / 8{,}5)]$;

$K_2 = K(G, C_o) = G^{\alpha}$;

$\alpha = (-0{,}37|C_o|^{0{,}5})$;

$K_3 = K(L_{mm}, C_o) = (L_{mm})^{\beta}$;

$\beta = (0{,}29|C_o|^{0{,}33})$;

$K_4 = K(X) = 1 - 0{,}3X$;

$K_5 = K(E_k) = 0{,}5$.

Определяем КТП по соотношению:

$$Q = Q_{tab}(P, G, X_o, d_h) F(Y_o, C_o, L_o, E_k) F(d_h) F(l_h), \qquad (3.3.3.7)$$

где $F(Y_o, C_o, L_o, E_k) = [1 - A(1 - Y_o)^n]$;

$F(d_h) = (d_h/8)^{(-1/3)}$ при $d_h \le 16$;

$F(d_h) = (16/8)^{(-1/3)}$ при $d_h > 16$;

$F(l_h) = 1+0{,}4exp(-0{,}02 l_h/d_h)$.

В результате имеем две величины КТП для двух поверхностей. Сравнение с заданными величинами тепловых потоков на обеих поверхностях покажет близость к кризису на обеих поверхностях.

О погрешностях табличного метода

В таблице 2 Приложения выделены области параметров, которые обеспечены экспериментальными данными. Эти области узкие, особенно, при малых давлениях. Поэтому требуется проверка данных таблицы в областях, полученных экстраполяцией по определенной методике.

Табличный метод был проверен на экспериментальных данных для концентрических каналов [30]:

- для внутреннего обогрева: число точек – 5564, тепловой диаметр от 6 мм до 96 мм, длина $l_h > 0{,}04$ м. Среднее отклонение экспериментов от расчетов по таблице по входным параметрам не более 3%, среднеквадратичный разброс не более 17%;
- для наружного обогрева: число точек – 2271, тепловой диаметр от 3,84 мм до 22 мм, L от 0,5 до 1,5 м; средняя ошибка 1%, среднеквадратичная ошибка 9% по входным параметрам.

Максимальный диапазон применимости метода:

- давление от 0,1 до 20 МПа,
- массовая скорость от 50 до 6000 кг/м^2·с,
- балансное паросодержание от – 0,5 до 0,9,
- тепловой диаметр от 3,8 до 97 мм,
- обогреваемая длина от 0,04 до 2,8 м,
- соотношение радиусов от 0 до 1 для наружного обогрева и от 0,3 до 1 для внутреннего обогрева.

Для концентрических каналов с двусторонним обогревом и для эксцентрических каналов данных для надежного определения погрешности метода недостаточно, поэтому приведенные выше алгоритмы расчета для этих случаев следует считать как оценочные.

3.3.3.2 ЭМПИРИЧЕСКАЯ МЕТОДИКА

Данная методика для одностороннего обогрева разработана Судницыным О.А. [29] на основе экспериментальных данных для гладких кольцевых каналов с односторонним, внутренним или наружным, обогревами (в

количестве 2906 опытных точек, находящихся в банке ФЭИ [30]). Она создавалась в 70-х годах, усовершенствована в 80-х годах и применима в относительно узком диапазоне параметров и геометрических размеров (см. ниже). Система зависимостей для КТП имеет вид:

$$Q_{кк} = K_1 g m [K_x g m_x - X] K_d K_L ; \qquad (3.3.3.8)$$

$K_1 = a_1 p^2 + a_2 p + a_3$; $\quad K_x = a_7 p^2 + a8 p + a_9$;

$m_x = a_{10} p + a_{11}$; $\quad m = a_4 p^2 + a_5 p + a_6$;

$p = P/P_{cr}$ – давление воды; $g = G/1000$; G – массовая скорость потока в кг/м^2· с;

$K_d = (0{,}007/d_m)0{,}17(0{,}93 - 0{,}07 d_h/0{,}0175)$ – поправка на тепловой диаметр;

$K_L = 1 + 1{,}28\ exp(-3{,}6\ L_h/L_{бв})$ – поправка на длину обогрева L_h;

$L_{бв} = 0{,}87 - 0{,}59P$.

В формулах данного раздела константы имеют различные значения в различных областях X:

для $X < X_{гр}$ см. *первую строчку* таблицы 3.3.1;

для $X > X_{гр}$ см. *вторую строчку* этой таблицы.

Здесь $X_{гр} = (0{,}75p^2 - 1{,}275p + 0{,}7)g - 0{,}4$. $\qquad (3.3.3.9)$

Таблица 3.3.3.1

Значения коэффициентов a_i

a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8	a_9	a_{10}	a_{11}
0,17	-13,1	9,41	0	0	0,7	-0,97	1,0	0,47	0,41	-0,8
4,48	-16,5	12,9	-0,88	1,79	-0,20	0	0	0,6	0	-0,44

Приведенная здесь методика рекомендуется для давлений от 7 до 20 МПа, массовых скоростей от 250 до 3500 кг/м^2·с, величин паросодержаний в месте кризиса от –1,1 до 0,5, обогреваемых диаметров от 0,004 до 0,045 м и обогреваемых длин от 0,1 до1,5 м. При этом среднеквадратичный разброс данных по выходным параметрам не превышает 17% при нулевом среднем отклонении, по входным параметрам – 10%. Проверка методики на массиве данных в широком диапазоне параметров (P >70 атм, X от –1,1 до 0,9, G от 150 до 6000 кг/м^2·с) показала, что она описывает экспериментальные данные с погрешностями (по входным параметрам): при наружном обогреве (число точек 1721) – среднее отклонение 0%, среднеквадратичный разброс – 10%; для внутреннего обогрева (число точек 3094) – 4 и 15%, соответственно.

3.3.4. КРИЗИС ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ КИПЕНИИ ВОДЫ В СБОРКАХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ТВЭЛОВ

Кризис теплоотдачи в стержневых сборках – явление более сложное, чем в одиночных каналах более простой формы, рассмотренных ранее. Сложность определяется не только формой сечения ячеек пучков, но и фактом взаимного влияния потоков в ячейках. Играют роль и периферийные каналы, и наличие необогреваемых поверхностей, и неравномерность обогрева по сечению и длине, и наличие дистанционирующих решеток, и тепловая развертка между периферийными и стандартными ячейками. Под стандартными ячейками понимается часть проходного сечения сборки, заключенная между соседними одинаково обогреваемыми стержнями.

В данном разделе приводятся как табличные методы расчета КТП в сборках, так и традиционные методы (на основе аналитических соотношений).

3.3.4.1. ТАБЛИЧНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА КТП В СБОРКАХ ТРЕУГОЛЬНОЙ ГЕОМЕТРИИ ПРИ РАВНОМЕРНОМ ЭНЕРГОВЫДЕЛЕНИИ

В качестве основы для получения скелетной таблицы (Приложение, таблица 3) использованы данные, полученные на 47 сборках (5240 точек) в широком диапазоне режимных и геометрических параметров: давление – от 0,1 МПа до 20 МПа, массовая скорость – от 25 до 4960 кг/м^2·с; балансное паросодержание – от –0,5 до 1,0; обогреваемая длина стержней – от 0,45 до 3,54 м; диаметр стержней – от 5 до 13,5 мм; тепловой диаметр ячеек – от 2,81 до 20,9 мм; относительный шаг стержней – от 1,16 до 1,52; количество стержней в сборках – 7 и 19. Степень "несбалансированности" использованных для анализа сборок (отношение тепловых диаметров d_h/d_{h1}) составляла от 0,42 до 0,93. Указаны крайние пределы, охватывающие все данные, полученные в разных областях параметров и включенные в базу данных ФЭИ.

3.3.4.1.1. Метод ФЭИ расчета КТП в сборках по осредненным по сечению параметрам

Метод изложен в [31], там же приведена история создания серии скелетных таблиц. В этом случае в качестве исходных данных, кроме геометрии (длина, диаметры стержней, относительный шаг расположения стержней, количество стержней, конструкция обечайки, наличие или отсутствие направляющих стержней, расположение дистанционирующих решеток и их коэффициенты сопротивления) необходимо знать средние по сечению режимные параметры сборки в каждом сечении сборки: P – давление, G – массовая скорость, X – балансное паросодержание в месте кризиса.

Согласно исходной геометрии (конструкции сборки) определяются (задаются или рассчитываются) все безразмерные и размерные геометрические определяющие параметры: d_h/d_{h1}, s/d, L/d_h, K_f, Z/d_h, где d_h – тепловой диаметр внутренней ячейки сборки, d_{h1} – тепловой диаметр всего сечения сборки, s/d – относительный шаг стержней, L/d_h – относительное расстояние от места кризиса до входа в сборку, K_f – коэффициент, учитывающий влияние дистанционирующей решетки, Z/d_h – относительное расстояние от места кризиса до ближайшей дистанционирующей решетки в сторону входа.

КТП по табличному методу рассчитывается по соотношению:

$$Q_{кр} = Q_т K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6 K_7, \quad (3.3.4.1)$$

где $Q_т$ – критические тепловые потоки согласно таблице, которая дана для стандартной идеальной ячейки сборки со следующими параметрами: s/d = 1,4; d_h = 9,36 мм, $d_h/d_{h1} = 1$, $L/d_h > 300$. Под стандартными ячейками подразумеваются ячейки между одинаковыми и одинаково обогреваемыми твэлами.

Еще раз следует подчеркнуть, что табличные значения $Q_т$ даны для локальных параметров ячеек сборок в отсутствии каких-либо влияний, т.е. при $K_1 = K_2 = K_3 = K_4 = K_5 = K_6 = K_7 = 1$.

В формуле (3.3.4.1) содержится система поправок, учитывающих влияние различных значимых факторов. Эти факторы следующие:

- поправка на величину теплового диаметра стандартной ячейки:

$$K_1 = F(d_h) = (d_h/9{,}36)^{-1/3}, \text{ где } d_h = d[1{,}103(s/d)^2 - 1]; \quad (3.3.4.2)$$

- поправка на относительный шаг расположения стержней

$$K_2 = F(s/d) = 0{,}82 - 0{,}7exp[-35(s/d - 1)] \text{ для } s/d \le 1{,}1 \text{ (до } 1{,}02); \quad (3.3.4.3)$$

$$K_2 = F(s/d) = 0{,}2 + 0{,}57 s/d \text{ для } s/d > 1{,}1 \text{ (до } 1{,}52);$$

- поправка на влияние входных условий сборки (относительного расстояния от места кризиса до входа в сборку L, которая совпадает с длиной обогрева L_h при равномерном по длине энерговыделении):

$$K_3 = F(L/d_h) = 1{,}0 + 0{,}6exp(-0{,}01 L/d_h); \quad (3.3.4.4)$$

- поправка на турбулизирующее влияние дистанционирующих или смесительных решеток:

$$K_4 = F(k_f) = 1 + Aexp(-0{,}1 Z/d_h), \quad (3.3.4.5)$$

где $A = 1{,}5\, K_f^{0,5} (G/1000)^{0,2}$;

K_f – коэффициент местного сопротивления решетки (относится к сечению вдали от решетки);

Z – расстояние от места кризиса до ближайшей дистанционирующей решетки в сторону входа;

- поправка на теплогидравлическую неравноценность экспериментальной сборки:

$$K_5 = F(d_h/d_{h1}) = d_h/d_{h1}, \quad (3.3.4.6)$$

где d_{h1} – тепловой диаметр сечения сборки в целом.

3.3.4.1.2. Метод ФЭИ расчета локальных величин КТП при поканальном анализе сборок

Табличный метод расчета КТП, разработанный в ФЭИ и представленный в [31] (таблица и необходимые поправочные функции), наиболее пригоден к расчёту КТП при поячеечном (поканальном) методе анализа.

Как известно, поячеечный теплогидравлический расчет сборки дает значения режимных параметров по длине в каждой ячейке проходного сечения сборки. Эти значения и используются для расчета КТП в ячейках сборки. Рекомендуется рассчитывать КТП по соотношению (3.3.4.1), но без поправки K_5:

$$Q = Q_т K_1 K_2 K_3 K_4, \qquad (3.3.4.7)$$

где $Q_т$ – критические тепловые потоки согласно таблице, которая дана для «идеальной ячейки» сборки со следующими параметрами: s/d = 1,4; d_h = 9,36 мм; $d_h/d_{h1} = 1$; $L/d_h > 300$. Под «идеальными ячейками» подразумеваются ячейки между одинаковыми по геометрии и одинаково обогреваемыми твэлами.

При поячеечном анализе возникает также проблема описания КТП и в ячейках, существенно отличающихся от «идеальных ячеек» сборки. В сборке могут оказаться ячейки около необогреваемой обечайки или около необогреваемых стержней (НК), или около стержней с другим энерговыделением, или в углу сборки, или ячейки другого размера и т.д.

В этих случаях КТП рассчитывается по нижеприведенной схеме.

1. По таблице определяем $Q_т$ по известным по ячейкам режимным параметрам, используя линейную или квадратичную интерполяцию.
2. Определяем $K_1 = (d_h/9{,}36)^{-1/3}$ – поправочную функцию на величину теплового диаметра каждой ячейки. Обращаем внимание, что в качестве определяющего диаметра при расчете КТП в ячейках следует использовать тепловой диаметр ячейки (четыре площади проходного сечения ячейки S, поделенные на обогреваемый периметр ячейки $P_о$: $d_h = 4S/P_о$).
3. Поправочная функция на относительный шаг K_2 получена как для «идеальных ячеек». Для других ячеек в качестве относительного шага следует использовать величину (некий эквивалент относительного шага): $s/d = 1 + \delta/D$, где δ – средняя величина минимального зазора между стержнями, D – средний диаметр ближайших тепловыделяющих стержней, ограничивающих данную ячейку.

Другие поправочные функции не требуют пояснения.

Области применения табличного метода

Метод используется для расчета КТП в треугольных пучках в следующих диапазонах параметров:

- сборки с тепловыми диаметрами ячейки от 2,8 до 21 мм;
- сборки с относительными шагами от 1,16 до 1,52;
- в диапазоне давлений от 0,1 до 20 МПа;
- в диапазоне массовых скоростей от 25 до 5000 кг/м^{2}с;
- в диапазоне локальных балансных паросодержаний от –0,5 до 1;
- в диапазоне относительных длин от 40 до 350 и более.

Ошибки при использовании табличных методов для расчета КТП в треугольных сборках

Метод описывает экспериментальные данные со среднеквадратичной погрешностью около 17% по локальным параметрам (оценка по данным, полученным на 47 экспериментальных моделях, 5240 точек).

В таблице 3 Приложения обозначены выделенные жирным шрифтом области, обеспеченные экспериментальными данными. Упомянутая ранее погрешность описания относится именно к этим областям режимных параметров или к промежуточным областям параметров. В связи с наличием "белых пятен" использование расчетных результатов в таких областях требует должной осторожности. По мнению авторов, в таких областях использование данного метода, как и любого другого, целесообразно ограничить только стадией предварительных, оценочных расчетов.

3.3.4.2. МЕТОД РНЦ КИ РАСЧЕТА КТП

Метод РНЦ КИ предназначен для расчета КТП в треугольных и квадратных сборках. Основы метода были заложены В.С. Осмачкиным [32], в настоящее время метод реализован в виде следующих зависимостей [33, 34]:

$$q_{cr}(z) = k_n \frac{f_1 f_4 G^{0,2}\left[f_3 f_5 - f_2 G^{0,4} \cdot x(z)\right]}{1 + \frac{1}{3,54}\int_0^z \frac{q(z')}{q(z)} dz'}, \qquad (3.3.4.8)$$

где $q_{cr}(z)$ – критический тепловой поток для "горячего" твэла, Вт/м^2;

$$f_1 = r\rho'\left[g(ga')^{1/3}(v'/a')d\right]^{1/3}(d/\mu')^{1/5}/345 ;$$

$$f_2 = \frac{1}{3,5}\left(\frac{d}{\rho'\sigma}\right)^{1/5} ;$$

$$f_3 = \frac{0,7}{1 + \frac{0,01343}{Fr^{1/2}} \cdot \frac{\rho'}{\rho''}} + 0,3 ;$$

$$f_4 = 1 + 0,7exp[-11,4(1 - p/p_{cr})^2];$$

$x(z)$ – относительная энтальпия (равновесное массовое паросодержание);

R – скрытая теплота парообразования, Дж/кг;

ρ' и ρ'' – плотность воды и пара на линии насыщения, кг/м^3;

ν' и μ' – кинематическая [м^2/сек] и динамическая [кг/м·сек] вязкость воды на линии насыщения;

a' – коэффициент температуропроводности воды на линии насыщения, м^2/сек;

σ – поверхностное натяжение, кг/сек^2;

$Fr = (G/r')^2/(gd)$ – критерий Фруда;

$g = 9{,}81$ м/сек^2 – ускорение свободного падения;

$d = 0{,}0115$ м – размерная константа;

k_n – коэффициент, учитывающий теплогидравлическую неравноценность ячеек пучка; в одномерных расчетах равен 1, в поячейковых расчетах равен 1,21 (см. ниже).

В практических расчетах функции f_1 и f_2 удобно аппроксимировать зависимостями от давления. Для определения значений f_1 и f_2 в области давлений $p \le 20$ МПа используются полиномы вида:

$y = a_0 + a_1 (t_s/t_{cr}) + a_2(t_s/t_{cr})^2 + \ldots$, где

t_s – температура насыщения при давлении P, °С;

$t_{cr} = 374{,}12$ °С – критическая температура.

Таблица 3.3.3.2

Значения коэффициентов полиномов

y	Интервал t_s, °С	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7
$f_1(p)\cdot 10^{-10}$	10÷270	0,8535617	-1,815439	4,213829	-7,457705	7,159704	-2,917067		
$f_1(p)\cdot 10^{-10}$	270÷370	-4,206398	23,49028	-44,47373	36,96860	-11,69473			
f_2	10÷270	0,4200931	0,08186843	-0,08173943	0,843390	-1,459060	1,093261		
$ln(ln\frac{f_2}{0,572}+1)$	270÷370	-92,09139	388,6714	-412,5018	-301,4595	628,3313	187,7497	-683,35	285,34

Метод РНЦ КИ для расчета критических тепловых потоков может использоваться как в одномерных, так и в поячейковых расчетах. Переход от "одномерного" или “пучкового” вида к "ячейковому" виду связан с заданием соответствующего значения k_n. Коэффициент k_n определяется поперечной теплогидравлической неоднородностью той части поперечного сечения активной зоны, к которой применяется формула (элементарной ячейки, доли кассеты, целой кассеты, области из нескольких кассет). Он учитывает отличие параметров теплоносителя в самой "горячей" ячейке в пределах рассматриваемой части поперечного сечения от средних для этой части параметров.

Выбор коэффициента k_n производится следующим образом. Если рассматриваемая часть поперечного сечения активной зоны выделена так,

что обеспечивается идентичность средних по ее сечению параметров теплоносителя и параметров в "горячей" ячейке, то принимается k_n= 1,21. Проще всего это условие удовлетворяется, если выполнено разбиение поперечного сечения пучка на элементарные ячейки. В противном случае принимается: k_n= 1. Значение k_n принимается равным 1, в частности, при одномерном расчете тепловыделяющей сборки или активной зоны в целом.

Физический смысл коэффициента k_n заключается в том, что он предназначен учитывать (хотя и грубо) теплогидравлическую неравноценность сборок.

При подстановке k_n= 1,21 учитывается отличие параметров теплоносителя в "горячей" ячейке от средних по сечению пучка параметров для тех экспериментальных участков, эксперименты на которых были использованы при получении "одномерной" корреляции. Значение k_n= 1,21 было получено на основании сравнения результатов поячейковых и одномерных расчетов критических тепловых потоков с экспериментальными данными для этих пучков [33].

Рекомендуемый диапазон применения метода РНЦ КИ:

- давление 30 ÷ 190 бар;
- массовая скорость 200 ÷ 4500 кг/м^2·с;
- массовое паросодержание –0,2 ÷ +0,8.

В этом диапазоне параметров в поячейковых расчетах критического теплового потока для 55 пучков (2614 экспериментальных точек) получена среднеквадратичная ошибка, составляющая 21,9%. В одномерных расчетах для того же массива данных получена значительно меньшая среднеквадратичная ошибка – всего 13%. Этот результат говорит о том, что для поячейковых расчетов следует создавать специальные методики для определения критического теплового потока.

3.3.4.3. МЕТОД РАСЧЕТА КТП ПРИ ДИСПЕРСНО-КОЛЬЦЕВОМ РЕЖИМЕ ТЕЧЕНИЯ

Кризис теплоотдачи при этом режиме течения двухфазного потока связан с истощением пристенной пленки жидкости и переходом дисперсно-кольцевой структуры потока в дисперсную. Соответствующее этому переходу значение критического паросодержания (относительной энтальпии) потока определяется по формуле [24, 35]:

$$X_{кр} = 1 - 0{,}96\, exp\left(-120/\sqrt{We}\right), \qquad (3.3.4.9)$$

где $We = d_э(G)^2/(\sigma\rho'')$ – число Вебера, определенное по эквивалентному диаметру сборки $d_э = 4d_{h1}$;

$d_{h1} = 4S/P_o$ – эквивалентный тепловой диаметр сборки;

S – проходное сечение сборки;

P_o – её обогреваемый периметр.

Критическая мощность или критическая плотность теплового потока находятся далее из теплового баланса.

Пределы применимости формулы: $0{,}1 \le P \le 16{,}8$ МПа;

$50 \le G \le 3800$ кг/м^{2}с; $L_h > 1$ м; $d_{h1} = 5{,}5 \div 25{,}3$ мм; $X_{вх} < 0{,}1$; $X_{кр} \ge 0{,}05$.

Среднеквадратичная погрешность определения КТП по локальным параметрам с помощью формулы (3.3.4.9) для сборок треугольной упаковки в указанном диапазоне параметров составляет 17,1% (среднее отклонение – 1,4%).

3.3.4.4. КРИТИЧЕСКАЯ ПЛОТНОСТЬ ТЕПЛОВОГО ПОТОКА ПРИ КИПЕНИИ ВОДЫ В СБОРКАХ СТЕРЖНЕЙ ВВЭР-440 И ВВЭР-1000 ПРИ РАВНОМЕРНОМ ЭНЕРГОВЫДЕЛЕНИИ (МЕТОД ОКБ «ГИДРОПРЕСС»)

Согласно [36] для проектов ВВЭР-440 и ВВЭР-1000 рекомендуется метод расчёта ОКБ «Гидропресс» 1976 г.:

$$Q = 7{,}95 \cdot 10^5 (1 - X)^n (G)^m (1 - 0{,}0185 \cdot 10^{-6} P), \qquad (3.3.4.10)$$

где $n = 0{,}105 \cdot 10^{-6} P - 0{,}5$;

$m = 0{,}311(1 - X) - 0{,}127$;

G в [кг/м^2·с];

P в [Па]; Q в[Вт/м^2].

Пределы применимости формулы: $P = 7{,}45 \div 16{,}7$ МПа;

$G = 700 \div -3800$ кг/м^2·с; относительная энтальпия X в месте кризиса от –0,1 до 0,4; $L = 1{,}7 \div 3{,}5$ м; $d = 9$ мм; $s/d = 1{,}34 \div 1{,}385$; d – наружный диаметр стержня, м; s – шаг расположения стержней в сборке, м.

Погрешность σ описания и расчета Q (по локальным параметрам) составляет 13% – по верификации на полном современном массиве данных и 10% – по верификации на массиве данных, имевшихся на 1974 г.

Условные обозначения к разделу 3

d – диаметр;

d_o – внутренний диаметр трубы, наружный диаметр твэла в сборке; диаметр адиабатной линии при двустороннем обогреве в кольцевом канале;

$d_г$ – гидравлический диаметр;

$d_h = \dfrac{4F}{P_0}$ – тепловой диаметр канала (трубы, кольцевого канала, сборки);

d_{h1} – тепловой диаметр сечения сборки;

d_1 – внутренний диаметр кольцевого канала;

d_2 – внешний диаметр кольцевого канала,

e – эксцентриситет кольцевого канала;

E_k – параметр приближенного теплового моделирования твэлов;
F – площадь сечения;
F_1 и F_2 – площади сечения охлаждающих слоёв в кольцевом канале;
G – массовая скорость, кг/м^2 с, ($g = G/1000$);
g – ускорение свободного падения;
H – энтальпия;
P_h – обогреваемый периметр сечения ячейки;
P_o – обогреваемый периметр,
P – давление в МПа или в КПа;
$P_{кр}$ – давление в критической точке;
$P_{см}$ – смоченный периметр микроячейки сложного сечения;
Q, q – плотность теплового потока, $Q_{таб}$ – табличное значение;
Q_1 и Q_2 – тепловой поток на внутренней и наружной поверхностях кольцевого канала;
$Q(z)$ – изменение Q вдоль канала;
$Q_{ср}$ – среднее по длине значение теплового потока;
$Q(z)^* = Q(z)/Q_{ср}$ – относительная эпюра теплового потока вдоль канала;
$\Delta Q^* = Q(z)^* - 1$; $\Delta Q^*_{макс}$ – максимальное значение относительной эпюры;
K_f – коэффициент местного сопротивления решетки;
L_h , l_h – обогреваемая длина;
$L_o = P_{см}/Y_{ср}$ – продолговатость сечения охлаждающего слоя;
L_h – обогреваемая длина канала;
N – мощность;
R – теплота парообразования;
r – радиус гиба трубы;
S – площадь сечения;
s – шаг расположения стержней;
X – балансное паросодержание;
X_o – условное балансное паросодержание в кольцевом канале;
$Y = Y_{мин}/Y_{ср}$ – параметр неравномерности толщины охлаждающего слоя, или отношение минимального значения толщины теплового слоя к среднему его значению (для кольцевых каналов);
$Y_{ср}$ – средняя толщина теплового пограничного слоя,
Z, z – координата от начала обогрева,
Z_p – расстояние от места кризиса до ближайшей дистанционирующей решетки в сторону входа;
$Z_{кр}$ – координата кризиса от начала обогрева;
ρ – плотность;
ρ′ – плотность жидкости на линии насыщения;
ρ″– плотность пара на линии насыщения;

ν – кинематическая вязкость;
μ – динамическая вязкость;
$\pi = P/P_{кр}$;
Δ – средняя ошибка;
σ – среднеквадратичная ошибка; поверхностное натяжение.

Список литературы к разделу 3.3

1. Зейгарник Ю.А. Об универсальной модели кризиса кипения недогретой жидкости в каналах. Теплофизика высоких температур, 1996, том 34, N1.
2. Ефанов А.Д., Кириллов П.Л., Смогалев И.П., Бобков В.П., Анисимов В.А., Ивашкевич А,А Теплогидравлическая база знаний для решения задач анализа и управления тяжелыми авариями. Сборник трудов конференции “Теплофизика-98”. 1998.
3. Groeneveld D.C., Leung L.K.H., Kirillov P.L., Bobkov V.P., Vinogradov V.N., Smogalev I.P, Royer E. The 1996 look-up table for critical heat flux in tubes. Nuclear Engineering and Design, 163, 1996.
4. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). М.: Энергоатомиздат, 1990. Издание второе, исправленное и дополненное.
5. Астахов В.И., Безруков Ю.А., Логвинов С.А., Брантов В.Г. Исследование влияния профиля тепловыделения по длине на кризис теплообмена в пучках стержней. Семинар ТФ-78, "Теплофизические исследования для обеспечения надежности и безопасности ядерных реакторов водо-водяного типа", Будапешт, 1978, т. 2.
6. Безруков Ю.А., Астахов В.И., Трушин А.М. и др. Исследование кризиса теплообмена применительно к реальным аксиальным профилям тепловыделения. Доклад на 3-ю научно-техническую конференцию "Обеспечение безопасности АЭС с ВВЭР", Подольск, 26-30 мая 2003.
7. Виноградов В.Н., Смогалев И.П., Сергеев В.В. Анализ кризиса теплообмена при неравномерном аксиальном обогреве применительно к реакторам ВВЭР-1000. Доклад на 2-ую Всероссийскую конф. "Обеспечение безопасности АЭС с ВВЭР", Подольск, ОКБ «Гидропресс», 2001.
8. Бобков В.П., Виноградов В.Н., Кириллов П.Л., Смогалев И.П. Табличный метод расчета критического теплового потока в водоохлаждаемых треугольных сборках стержней. Атомная энергия, т 87, № 1, 1999.
9. Зенкевич Б.А., Песков О.Л., Петрищева Г.А., Сергеев Н.Д., Субботин В.И. Анализ и обобщение опытных данных по кризису теплоотдачи при вынужденном течении кипящей воды в трубах. М., Атомиздат, 1969.

10. Ремизов О.В., Воробьев В.А., Шуркин Н.Г., Подгорный К.К. Кризис теплоотдачи и динамика его развития в трубе с косинусным тепловыделением по длине при вынужденном течении воды. Препринт ФЭИ-481, Обнинск, ФЭИ, 1974.
11. Тонг Л. Кризис кипения и критический тепловой поток. Москва, Атомиздат, 1976.
12. Смолин В.Н., Шпанский С.В., Есиков В.И., Седова Т.К. Экспериментальные данные и методика расчета кризиса теплоотдачи при кипении воды, циркулирующей в трубах с равномерным и неравномерным тепловыделением. ВАНТ, Сер.: Физика и техника ядерных реакторов, вып. 5(9), 1979.
13. Астахов В.И., Безруков Ю.А., Логвинов С.А. Учет аксиальной неравномерности тепловыделения при определении запасов по кризису теплообмена в реакторе типа ВВЭР. ВАНТ, Сер.: Физика и техника ядерных реакторов, вып. 5(9), 1979.
14. Толубинский В.И. Теплообмен при кипении. Киев, Наукова думка, 1980, с. 270.
15. Ли Д. Расчет кризиса кипения. Статья в сб. "Теплопередача в двухфазном потоке". М., Энергия, 1980.
16. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. 5-е изд., доп. М.: Атомиздат, 1979.
17. Zuber N. Hydrodynamic Aspects of Boiling Heat Transfer. USAEC Report AECU–4439, 1959.
18. Боришанский В.М., Арефьев К.М., Гнедина И.А. Обобщение опытных данных по критическим нагрузкам при кипении в большом объеме с помощью термодинамическоко подобия физических свойств рабочих сред // Т.р. ЦКТИ. 1965. Вып. 62.
19. Chung Y. P., Snyder N. W. Heat Transfer in Saturated Boiling // Chem. Eng. Progr., Symp. Ser. 1960. Vol. 56. № 3.
20. Маленков И.Г. Критические явления в процессах барботажа и кипения // Журн. прикл. механики и техн. физики. 1963. № 6.
21. Мойссис, Беренсон. К вопросу о гидродинамических переходах при пузырьковом кипении // Тр. американского общества инженеров – механиков. Сер. С. Теплопередача. 1963. № 3.
22. Дорощук В.Е. Кризисы теплообмена при кипении воды в трубах. М.: Энергоатомиздат, 1983.
23. Гальченко Э.Ф., Сергеев В.В. К обобщению данных по граничным паросодержаниям. Теплоэнергетика, 1983, № 3.
24. Сергеев В.В. Закризисный теплообмен в элементах ЯЭУ. Дисс. канд. техн. наук, Обнинск, ГНЦ РФ – ФЭИ, 2004.
25. Смолин В.Н., Шпанский С.В., Есиков В.И., Седова Т.К. Методика расчета кризиса теплоотдачи в трубчатых твэлах при охлаждении их водой и пароводяной смесью Теплоэнергетика, 1977, № 12.
26. Смолин В.Н., Шпанский С.В., Есиков В.И., Седова Т.К. Экспериментальные данные и методика расчета кризиса теплоотдачи при

кипении воды, циркулирующей в трубах с равномерным и неравномерным тепловыделением Вопросы атомной науки и техники. Сер. Физика и техника ядерных реакторов, 1979, вып. 5(9).
27. Сергеев в.В., Ремизов О.В., Гальченко Э.Ф. Закризисный теплообмен в кольцевом канале с двусторонним обогревом. Атомная энергия, 1986, т.60, вып. 3.
28. Бобков В.П., Виноградов В.Н., Зятнина О.А., Козина Н.В. Метод оценки кризиса в каналах сложного профиля сечения. Теплоэнергетика, 1995, № 3.
29. Бобков В.П., Судницын О.А., Судницына М.О. Численное и аналитическое описание критических тепловых потоков в каналах. Атомная энергия, 1998, № 3.
30. Судницын О.А., Кириллов П.Л., Бобков В.П., Болтенко Э.А., Виноградов В.Н. Обзор экспериментальных данных по критическим тепловым потокам в концентричных и эксцентричных кольцевых каналах. Препринт ФЭИ-2318, Обнинск. 1993.
31. Бобков В.П., Ефанов А.Д., Пометько Р.С., Смогалев И.П. Модифицированная таблица для критических тепловых потоков в сборках тепловыделяющих стержней в треугольной упаковке. Теплоэнергетика (в печати).
32. Осмачкин В.С., Лысцова Н.Н. Сравнение опытных данных по условиям кризиса теплообмена в моделях топливных сборок реакторов типа ВВЭР с результатами расчета по методике ИАЭ. Препринт ИАЭ -2558, 1975.
33. Иванов В.К., Кобзарь Л.Л., Лысцова Н.Н., Суслов А.И. Результаты исследований кризиса теплоотдачи, выполненных в Институте атомной энергии им. И.В.Курчатова. В сб. “Теплофизика-86. Теплотехническая безопасность ядерных реакторов ВВЭР”. Росток, 1986.
34. Котрнох Й., Голоуш В., Щеттина Я. (ЗЭМ “Шкода”), Кобзарь Л.Л., Иванов В.К. (ИАЭ), Логвинов С.А., Безруков Ю.А., Трушин А.М. (ОКБ ГП). Исследование кризиса теплоотдачи в пучках стержней на Большом водяном стенде ЗЭМ “Шкода”. В сб. “Теплофизика-88. Теплотехническая безопасность ядерных реакторов ВВЭР”. Варшава, 1988.
35. Сергеев В.В. Обобщение данных по кризису кипения при подъемном движении воды в каналах. Теплоэнергетика, 2000, № 3.
36. Безруков Ю.А., Астахов В.И., В.Г. Брантов и др. Экспериментальные исследования и статистический анализ данных по кризису теплообмена в пучках стержней для реакторов ВВЭР, Теплоэнергетика № 2, 1976.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

Критический тепловой поток в трубах диаметром 8 мм.
Обозначения: КТП в кВт/м^2, в левой колонке – массовая скорость в кг/м^{2}с

P = 0,1 МПа

x:	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
0	4593	3419	2247	1066	421	298	207	158	142	130	120	111	103	99	84	74	68	67
50	4940	3881	2618	1526	787	754	683	635	620	609	600	591	582	570	513	401	288	253
100	5206	4124	2942	1947	1159	1137	1123	1107	1093	1084	1078	1070	1060	1037	961	747	**550**	**416**
300	5232	4206	3475	2792	1693	1665	1651	1598	1536	1502	1475	1378	1243	1151	979	751	**626**	550
500	5261	4305	3768	3204	2040	1887	1883	1875	1798	1725	1714	1615	1486	**1463**	**1188**	**752**	**558**	415
1000	5387	4626	4129	3527	2528	2286	2280	2211	2129	2028	1870	1655	1632	**1631**	**1434**	850	428	206
1500	5432	4734	4216	3606	2652	2427	2405	2292	2195	2084	1905	**1857**	**1856**	**1856**	1597	839		
2000	5434	4739	4218	3616	2693	2487	2446	2333	2212	2054	1950	1918	1889	1815	1466			
2500	5443	4745	4220	3631	2743	2548	2505	2367	2217	1985	**1846**	1779	1693	1582				
3000	5452	4751	4239	3651	2795	2606	2572	2418	2245	1941	1738	1596	1472					
3500	5504	4827	4277	3662	2843	2652	2624	2470	2282	1937	1684							
4000	5660	4908	4310	3688	2947	2727	2685	2530	2327									
4500	5902	5006	4338	3707	3060	2820	2738											
5000	6242	5266	4412	3738	3157	2893												
5500	6513	5487	4529	3813	3242	2952												
6000	6772	5668	4684	3933	3349													
6500	7060	5876	4856	4103	3439													
7000	7349	6087	5029	4223														
7500	7643	6288	5181	4300														
8000	7939	6507	5370	4375														

P = 0,3 МПа

x:	-0.20	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
0	5024	4349	3432	2433	1596	1575	1029	665	467	317	234	194	178	171	170	149	143	143	90
50	5644	4951	3882	2842	2003	1987	1443	1123	938	813	745	708	686	660	642	601	472	391	300
100	6174	5211	4235	3225	2431	2076	1574	1291	1258	1230	1211	1190	1168	1118	1081	1026	857	669	473
300	6403	5447	4544	3889	3371	2433	2095	2071	1995	1895	1828	1771	1636	**1494**	**1418**	**1203**	**866**	**695**	564
500	6414	5498	4667	4234	3832	2863	2479	2435	2333	2185	2072	**1869**	**1700**	**1539**	**1447**	1155	764	574	521
1000	6430	5590	4931	4585	4189	3285	2845	2750	**2553**	**2388**	2283	1968	1766	1586	1545	1174	677	439	288
1500	6438	5610	4985	4609	4209	3339	2922	2834	2570	2424	2301	2021	1834	1615	1525	1103	568	220	131
2000	6454	5629	4995	4615	4210	3370	2948	2863	2590	2462	2320	2066	1771	1571	1410	1029	490		
2500	6547	5663	5004	4622	4225	3415	2979	2869	2610	2444	2282	1916	1700	1524	1327				
3000	6735	5786	5087	4656	4239	3462	3021	2879	2630	2426	2245	1806							
3500	7036	6024	5320	4744	4249	3515	3073	2895	2650	2407	2154	1692							
4000	7495	6343	5601	4851	4254	3520	3102	2908	2670	2389									
4500	8034	6702	5832	4927	4266	3525	3110	2926											
5000	8435	7062	6098	5000	4275	3530	3141	2959											
5500	8809	7372	6360	5090	4277	3536	3178												
6000	9216	7692	6645	5211	4287	3543													
6500	9605	8015	6908	5346	4308	3577													
7000	9975	8325	7175	5592	4450														
7500	10356	8630	7427	5870	4662														
8000	10747	8936	7656	6117	4840														

P = 0,5 МПа

x:	-0.20	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
0	4879	4200	3469	2595	1783	1697	1174	786	535	374	278	226	207	191	183	151	150	149	140
50	5568	4962	3983	3168	2424	2249	1728	1380	1145	1005	921	865	826	793	754	611	493	476	359
100	6195	5267	4489	3688	2975	2478	1780	1683	1623	1566	1525	1492	1440	1391	1292	1158	1045	**875**	**539**
300	6589	5783	5098	4547	4089	3396	2921	2801	2679	2527	2409	2050	1799	1552	1489	**1188**	**1049**	**919**	**607**
500	6629	5876	5250	4853	4452	3784	3247	3074	2888	2695	2498	2187	1887	**1593**	**1414**	**959**	**774**	622	554
1000	6650	5991	5531	5273	4873	4075	3452	3256	2975	2923	2629	**2277**	**1911**	**1547**	**1385**	**962**	635	445	301
1500	6664	5994	5576	5323	4909	4093	3456	3313	3293	3154	2782	2260	1811	1453	1268	911			
2000	6677	6037	5601	5327	4911	4104	3460	3407	3406	3261	2790	2184	1696	1383					
2500	6839	6141	5645	5331	4913	4138	3605	3545	3527	3335	2696	1991							
3000	7189	6430	5789	5366	4915	4182	3750	3725	3662	3428									
3500	7654	6789	6006	5430	4939	4271	3726	3712	3652										
4000	8155	7143	6293	5553	4951	4152	3593	3578											
4500	8688	7556	6584	5670	4963	4006	3513												
5000	9138	7969	6877	5748	4922	3913	3408												
5500	9580	8334	7180	5765	4815	3863													
6000	10022	8690	7517	5754	4632	3880													
6500	10439	9036	7799	5735	4402	3899													
7000	10822	9366	8112	6026	4577	3945													
7500	11192	9675	8411	6441	4962														
8000	11571	9969	8642	6746	5268														

$P = 1$ МПа

x:	-0.30	-0.20	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
0	5619	4685	4058	3564	2859	2175	1910	1438	1030	717	519	389	312	286	270	256	198	188	181	175
50	6371	5523	4991	4436	3928	3323	2944	2469	2071	1752	1559	1414	1307	1230	1157	1076	876	806	804	700
100	6981	6252	5685	5281	4851	4268	3386	2799	2651	2531	2415	2292	2184	2041	1891	1703	1312	1291	1250	**732**
300	7492	7295	7089	6901	6766	6620	6215	5289	4760	4456	4120	3432	2600	2151	1924	1708	**1343**	**1289**	**1215**	**660**
500	7577	7464	7327	7177	7110	7048	**6818**	5771	5094	4660	**4233**	3856	2754	2284	1979	**1659**	**1035**	**825**	**767**	589
1000	7594	7466	7329	7192	7124	7022	6705	5694	5042	4634	3953	3264	2670	**2035**	**1741**	**1516**	**958**	592	452	338
1500	7700	7468	7349	7230	7153	7013	6604	5532	4989	4422	3952	**3236**	**2429**	**1557**	**1145**	**930**	637	411	370	266
2000	8187	7552	7424	7281	7192	7012	6401	5196	4720	4404	3952	**3143**	**2259**	**1373**	980	713	541	343	137	86
2500	8962	7788	7544	7314	7202	6979	6100	5028	4668	4397	**3924**	**2999**	2081	1281	925	690	512	306	84	25
3000	9731	8149	7728	7370	7206	6966	5900	4920	4647	4391	3898	2880	1955	1234	908	701	510			
3500	10456	8659	8005	7450	7179	6910	5800	4849	4628	4385	3865	2765	1797	1252	1059	1000				
4000	11146	9203	8342	7591	7143	6778	5752	4757	4584	4380	3794	2723	1891	1484	1292					
4500	11816	9746	8754	7750	7141	6500	5537	4627	4477	4304	3715	2689	1953							
5000	12447	10239	9182	7859	6988	5900	5107	4361	4211	3924	3338	2581								
5500	13033	10745	9599	8124	6794	5800	4822	4239	4085	3729	3112									
6000	13573	11285	10064	8595	6647	5530	4654	4096	3966	3625										
6500	14101	11770	10479	8933	6351	5228	4460	3913	3804											
7000	14608	12172	10857	9325	6654	4850	4232	3734	3547											
7500	15109	12524	11194	9725	7272	5409	4227	3683	3525											
8000	15629	12866	11463	9958	7773	6039	4447	3684	3536											

Продолжение таблицы 1

$P = 3$ МПа

x:	-0.50	-0.40	-0.30	-0.20	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
0	6583	5927	5252	4544	4205	3891	3536	3022	2429	2009	1564	1145	892	699	568	502	452	413	321	275	266	256
50	7307	6575	5972	5386	5107	4857	4570	4135	3478	3061	2653	2266	2041	1865	1722	1614	1521	1418	1409	1400	1392	1000
100	7888	7106	6580	6114	5897	5708	5479	5057	4121	3502	3326	3186	3051	2926	2796	2625	2475	2367	2191	1936	1587	**1015**
300	8463	7476	7307	7303	7302	7300	7298	7255	6954	5922	5380	5211	4936	4635	3997	3322	3177	3173	2865	**2078**	**1536**	**953**
500	8655	7674	7578	7560	7554	7541	7627	7621	7496	7000	6400	5660	5269	4807	4297	3392	3376	**3324**	**2745**	**1841**	**1320**	**835**
1000	9003	7776	7660	7598	7560	7548	7518	7512	7444	6846	6208	5620	4728	4200	**3745**	**3079**	**2910**	**2618**	**1925**	**1242**	**830**	**471**
1500	9523	8313	7824	7647	7578	7560	7471	7436	7250	6661	5980	**5043**	**4364**	**3792**	**3422**	**2691**	**2130**	**1728**	**1080**	626	499	312
2000	10680	9563	8427	7706	7640	7567	7453	7298	6723	6026	**5315**	**4507**	**3991**	**3485**	**2958**	**2279**	**1686**	**1211**	**608**	373	330	216
2500	11975	10928	9397	8034	7681	7634	7441	7158	6226	5599	**4880**	**4175**	**3702**	**3152**	**2369**	1726	1252	867	431	308	89	25
3000	12932	11900	10414	8640	7947	7643	7439	7069	5966	**5339**	**4712**	**4094**	**3619**	**2963**	**2085**	1423	1037	772	520	374	129	45
3500	13887	12661	11230	9396	8434	7824	7437	6995	5829	5131	**4586**	**4067**	**3540**	**2705**	**1715**	1329	1127	1020	678	431	137	44
4000	14813	13379	11939	10174	9013	8028	7418	6832	**5753**	**4966**	**4471**	**4021**	**3424**	**2463**	**1474**	1234	1228	1118	699	440	147	54
4500	15714	14077	12608	10862	9586	8292	7365	6566	5570	4792	**4348**	**3945**	**3273**	**2302**	1514	1311	1306	1145	713	445	163	63
5000	16584	14778	13200	11500	10262	**8818**	**7348**	**6039**	5258	4610	**4242**	**3867**	**3121**	2196	1610	1505	1405	1173	766	466	179	72
5500	17426	15454	13765	12044	10824	9249	7402	**6188**	5134	4431	4136	**3794**	**3006**	2155	1712	1650	1500	1252	846	493		
6000	18238	16101	14321	12489	11385	10063	7735	6382	5070	4332	4061	**3753**	3042	2265	1853	1738	1542	1311	876			
6500	19035	16814	14849	12926	11946	10878	8193	6446	5002	4181	3931	3693	3067	2360	2043	1876	1622	1388				
7000	19813	17464	15350	13332	12053	11351	8542	6507	4694	3888	3705	3557	3084	2530	2209	2008	1755					
7500	20584	18107	15834	13724	12429	11527	8891	6526	4644	3817	3643	3459	3103	2699	2390	2073						
8000	21353	18730	16299	14090	12789	11585	9157	7075	4971	3980	3715	3548	3291	2904	2413							

Продолжение таблицы 1

$P = 5$ МПа

x:	-0.50	-0.40	-0.30	-0.20	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
0	5951	5460	4941	4459	4230	4011	3762	3360	2628	2234	1791	1346	1083	877	731	638	571	515	405	345	341	323
50	6644	6095	5629	5224	5030	4840	4626	4294	3606	3225	2837	2450	2224	2047	1896	1774	1666	1553	1532	1512	945	830
100	7234	6636	6223	5891	5734	5573	5387	5065	4165	3609	3458	3315	3174	3061	2936	2803	2655	2476	2300	2148	1757	1080
300	7680	6990	6769	6737	6722	6686	6677	6619	6280	5401	5007	4907	4741	4509	4202	3881	3659	**3315**	2973	**2543**	**1823**	**1215**
500	7918	7164	6943	6900	6882	6819	6812	6739	6395	5734	5296	5178	5027	4588	4244	3975	**3803**	**3503**	**3040**	**2459**	**1769**	**1118**
1000	8364	7454	7171	7014	6944	6829	6743	6595	6107	5662	5289	4957	**4676**	**4166**	**3759**	**3447**	**3322**	**3086**	**2066**	**1433**	**1034**	**763**
1500	9068	8009	7470	7142	7025	6859	6707	6441	5779	5317	**4899**	**4530**	**4074**	**3623**	**3337**	**2983**	**2569**	**2134**	**1194**	913	899	744
2000	10362	9287	8159	7346	7139	6944	6593	6110	5262	**4779**	**4405**	**3984**	**3610**	**3206**	**2865**	**2557**	**1973**	**1332**	**668**	650	650	526
2500	11531	10599	9179	7837	7458	7195	6565	5849	**4915**	**4515**	**3981**	**3594**	**3401**	**3067**	**2474**	**1861**	**1301**	921	401	313	117	53
3000	12458	11530	10191	8483	7761	7353	6543	5664	**4750**	**4321**	**3782**	**3428**	**3268**	**2855**	**2024**	**1406**	948	793	584	420	132	53
3500	13348	12271	10990	9196	8178	7551	6527	5421	4581	**4144**	**3693**	**3380**	3109	**2510**	**1688**	**1195**	958	874	645	441	149	55
4000	14214	12958	11651	9917	8669	7764	6476	**5139**	**4421**	**3916**	**3540**	**3317**	**2945**	**2221**	**1437**	1140	1108	1049	688	441	151	58
4500	15045	13625	12254	10566	9102	7980	6502	**5044**	4317	3784	3457	3260	2799	**2059**	1425	1247	1242	1187	734	453	167	61
5000	15844	14283	12804	11186	9669	8443	6655	4986	**4255**	**3723**	**3454**	**3251**	**2745**	**1990**	1470	1385	1295	1205	786	472	164	66
5500	16626	14896	13352	11741	10379	8952	6807	5334	4253	3656	**3421**	3240	**2717**	1992	1583	1504	1459	1234	804	481	182	76
6000	17388	15495	13856	12319	11076	9876	7558	5744	**4314**	3627	3415	3239	**2688**	2091	1812	1679	1529	1296	850	500	211	94
6500	18126	16100	14340	12662	11773	10800	8118	5954	4356	**3603**	3397	3235	**2711**	2303	2034	1869	1611	1370	913	531	239	110
7000	18845	16707	14796	12961	11971	11295	8492	6049	4363	3613	3445	3291	2801	2510	2189	1951	1689	1444	989	592	282	130
7500	19549	17296	15245	13320	12236	11413	8865	6189	4478	3749	3547	3350	3051	2667	2329	2021	1764	1519	1064	656	328	154
8000	20238	17880	15671	13711	12701	11561	9151	6556	4717	3975	3695	3482	3290	2882	2405	2074	1829	1588	1130	717	379	178

P = 6 МПа

x:	-0.50	-0.40	-0.30	-0.20	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
0	5626	5219	4798	4387	4185	3995	3777	3415	2669	2291	1859	1416	1150	941	787	686	608	547	439	348	344	327
50	6300	5838	5443	5092	4920	4760	4575	4272	3564	3191	2812	2431	2204	2023	1871	1749	1645	1537	1229	989	942	823
100	6873	6366	5999	5708	5567	5434	5273	4973	4079	3530	3377	3237	3089	2966	2854	2724	2598	2431	1833	1647	1511	1070
300	7318	6710	6451	6395	6379	6330	6310	6255	5942	5126	4783	4679	4496	4269	4066	3800	3584	3283	2663	2330	**1766**	**1193**
500	7573	6883	6586	6512	6480	6364	6316	6261	5978	5371	5005	4822	4683	4333	4077	3812	3707	3468	**2874**	**2374**	**1636**	**1061**
1000	8080	7185	6742	6576	6502	6256	6114	6008	5633	5334	4857	4429	4177	**3788**	**3528**	**3418**	**3263**	**2964**	**1965**	**1257**	803	735
1500	8817	7758	7023	6667	6585	6331	6146	5787	5138	**4703**	**4326**	**3964**	**3637**	**3309**	**3056**	**2839**	**2550**	**2068**	**1029**	**785**	714	707
2000	10109	9053	7842	6970	6796	6559	6167	5531	**4716**	**4227**	3875	**3532**	3229	**2919**	**2640**	**2383**	**1789**	**1096**	532	518	439	435
2500	11237	10324	8947	7698	7356	7038	6235	5383	4543	**4030**	3545	**3244**	3054	**2797**	**2311**	1632	930	519	370	305	107	52
3000	12123	11219	9913	8360	7693	7264	6241	5237	4449	3882	**3340**	3043	**2876**	2560	1887	1093	571	477	472	353	122	52
3500	12969	11949	10669	8979	7986	7458	6243	4962	4218	**3651**	**3219**	**2961**	**2696**	**2235**	**1522**	**871**	**582**	**576**	505	382	145	57
4000	13791	12626	11288	9594	8324	7679	6245	4590	3787	3318	3038	**2893**	2570	1995	1376	988	952	952	580	384	146	59
4500	14582	13274	11857	10119	8549	7682	6247	4578	3624	3133	2922	2814	2470	1863	1358	1154	1133	1124	622	386	147	60
5000	15341	13920	12372	10555	8820	7811	6336	**4701**	**3674**	**3115**	**2918**	**2795**	**2432**	**1792**	**1319**	1237	1183	1130	650	390	148	64
5500	16091	14489	12910	11165	9671	8416	6533	4793	3751	3148	2936	2816	2475	1877	1459	1363	1345	1149	698	411	167	74
6000	16823	15039	13396	12151	10623	9568	7356	5118	3824	3169	2946	2843	2506	2049	1755	1621	1405	1192	756	438	196	90
6500	17524	15635	13826	12525	11575	10720	8043	5370	3900	3211	2979	2886	2586	2247	2026	1760	1468	1250	818	472	223	105
7000	18210	16212	14268	12743	11838	11239	8441	5556	4010	3305	3095	2988	2795	2492	2169	1822	1545	1314	887	528	260	123
7500	18884	16771	14706	13013	12063	11299	8839	5779	4287	3660	3411	3187	2980	2635	2268	1901	1632	1394	960	587	299	142
8000	19548	17309	15140	13347	12447	11537	9144	6019	4481	3966	3675	3423	3262	2860	2359	1981	1717	1479	1034	646	341	162

Продолжение таблицы 1

P = 7 МПа

x:	-0.50	-0.40	-0.30	-0.20	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
0	5361	5010	4651	4293	4118	3954	3762	3426	2692	2336	1918	1485	1212	996	834	723	641	575	466	369	357	339
50	6002	5599	5236	4926	4778	4644	4483	4198	3498	3137	2769	2397	2165	1981	1826	1706	1604	1501	1200	984	940	774
100	6539	6094	5738	5474	5355	5245	5105	4818	3957	3401	3239	3093	2941	2820	2707	2595	2489	2302	1710	1515	1479	1060
300	6998	6441	6104	6015	6002	5947	5886	**5865**	5582	4834	4494	4247	4046	3862	**3632**	3430	3318	3065	2402	**2144**	**1735**	**1179**
500	7264	6617	6233	6123	6088	5953	5940	5887	5690	5134	4682	4316	4157	3900	3634	**3469**	**3366**	**3157**	**2596**	**2213**	**1587**	**1029**
1000	7798	6930	6386	6216	6135	5799	5604	5505	5318	5070	**4472**	**3892**	**3626**	**3347**	**3136**	**3031**	**3028**	**2838**	**1774**	**1121**	**735**	**613**
1500	8557	7520	6715	6339	6253	5886	**5603**	5145	4673	**4301**	**3874**	**3486**	**3189**	**2964**	**2735**	**2523**	**2250**	**1728**	**805**	**488**	273	259
2000	9793	8774	7597	6676	6480	6142	**5684**	**4952**	**4275**	**3785**	**3407**	**3122**	**2890**	**2731**	**2451**	**2023**	**1445**	**844**	**432**	**322**	**196**	**190**
2500	10882	9986	8709	7496	7142	6690	**5806**	**4876**	**4104**	**3537**	**3147**	**2922**	**2723**	**2445**	**1983**	**1367**	**789**	**424**	**261**	**204**	99	51
3000	11730	10850	9620	8170	7523	**6953**	5816	4724	**3981**	**3369**	**2940**	**2714**	**2491**	**2133**	**1570**	**967**	**553**	**425**	**346**	**263**	**112**	**52**
3500	12535	11558	10344	8740	7757	7135	**5848**	**4567**	**3834**	**3199**	**2786**	**2565**	**2294**	**1896**	**1323**	**782**	**519**	**490**	409	317	135	57
4000	13317	12216	10929	9320	8041	**7398**	**5938**	**4372**	**3469**	**2928**	**2645**	**2490**	**2201**	**1730**	**1228**	**840**	**734**	**732**	**470**	317	136	58
4500	14070	12839	11469	9769	8188	7399	6061	**4410**	**3347**	2743	2515	2418	**2139**	**1640**	**1200**	930	872	854	492	317	137	59
5000	14792	13465	11954	**10124**	**8354**	7427	6225	**4552**	**3378**	**2696**	**2458**	**2380**	**2105**	**1591**	**1193**	1010	949	888	521	326	138	63
5500	15509	14000	12474	10713	9223	**8025**	**6409**	**4682**	**3454**	**2710**	**2471**	2382	2146	**1673**	1308	1154	1102	952	582	348	153	70
6000	16208	14521	12931	11464	10460	9338	7226	**4752**	**3483**	**2714**	**2470**	**2415**	2213	**1869**	1539	1385	1228	1032	655	379	179	84
6500	16875	15091	13336	12214	11432	10650	7804	**4867**	**3535**	**2784**	**2519**	**2466**	2330	2140	1879	1599	1311	1108	725	422	210	99
7000	17529	15640	13763	12432	11718	11183	8065	**5055**	**3745**	**3006**	**2708**	**2595**	2464	2260	2014	1687	1401	1186	795	476	243	116
7500	18170	16174	14182	12682	11740	11185	**8202**	**5208**	**3974**	**3339**	3032	2913	2779	2541	2199	1773	1489	1269	866	530	277	132
8000	18806	16673	14610	12995	12067	11187	8424	5405	**4172**	3727	3483	3384	3259	2846	2288	1851	1576	1353	936	581	312	149

Продолжение таблицы 1

P = 8 МПа

x:	-0.05	-0.40	-0.30	-0.20	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
0	5101	4795	4484	4175	4022	3883	3716	3403	2547	2044	1674	1295	1195	994	838	731	653	591	542	456	423	364
50	5714	5359	5025	4744	4615	4503	4362	4081	3170	2622	2374	2169	2006	1871	1761	1667	1579	1490	1183	980	938	720
100	6229	5834	5487	5235	5132	5039	4916	4650	3796	3239	3086	2969	2837	2708	2601	2507	2417	2281	1678	1457	1449	1050
300	6685	6179	5792	5654	5637	5577	5512	5484	5250	4549	4207	3911	3759	3642	3458	3328	3212	2893	2144	1877	**1538**	**1083**
500	6958	6354	5920	5763	5718	5605	5597	5544	5324	4784	4306	3829	3583	3411	3248	3096	2964	**2629**	**2068**	**1858**	**1427**	**917**
1000	7518	6668	6144	5919	5765	5314	5072	5040	4997	4755	4106	**3452**	**3103**	**2847**	**2749**	**2560**	**2331**	**2069**	**1413**	**944**	554	511
1500	8280	7266	6556	6124	5911	5334	5042	4774	**4459**	**4066**	**3562**	**3137**	**2863**	**2639**	**2355**	**2001**	**1661**	**1209**	**643**	**364**	205	195
2000	9465	8470	7416	6490	6179	5626	5178	**4623**	**4015**	**3483**	**3039**	**2749**	**2551**	**2345**	**2014**	**1559**	**1068**	**656**	388	250	154	134
2500	10508	9633	8457	7323	6937	6335	**5386**	**4575**	**3816**	**3144**	**2769**	**2551**	**2319**	**1899**	1514	1099	**655**	396	237	178	96	49
3000	11320	10465	9316	7976	7376	6702	**5426**	**4348**	**3609**	**2906**	**2535**	**2340**	**2093**	**1694**	**1253**	**811**	524	397	307	225	111	50
3500	12091	11136	10017	8489	7576	6794	5461	4205	**3479**	**2798**	**2381**	**2179**	**1947**	**1616**	**1128**	**696**	**501**	470	385	258	122	55
4000	12839	11763	10584	9021	7836	7014	5626	**4145**	**3241**	**2592**	**2238**	**2084**	**1893**	**1528**	1063	702	603	577	401	258	122	56
4500	13559	12361	11093	9494	8078	7215	5921	4248	**3137**	2403	2116	2037	**1867**	**1475**	**1066**	783	738	676	425	259	122	57
5000	14251	12945	11568	9938	8351	7424	**6106**	**4394**	**3169**	**2420**	**2120**	**2031**	**1821**	**1450**	**1147**	**923**	859	756	470	275	125	59
5500	14934	13466	12056	10488	9083	7990	6213	4479	**3283**	2478	2177	2070	1878	1570	1300	1076	988	850	535	304	139	65
6000	15597	13983	12477	11140	10142	9265	6851	4526	**3352**	2510	2237	2159	1998	1721	1519	1256	1136	938	607	346	165	77
6500	16235	14521	12879	11791	10678	9903	7172	4629	3419	2556	2432	2391	2207	**2027**	1794	1514	1225	1025	678	396	197	93
7000	16859	15043	13288	12019	11214	10542	7253	4766	3593	2843	**2558**	**2466**	**2287**	**2179**	1832	1585	1316	1111	747	447	228	108
7500	17470	15550	13689	12260	11235	10544	7292	**4874**	**3748**	**3136**	2935	2820	2611	2287	1980	1654	1402	1193	814	498	260	124
8000	18075	16026	14098	12584	11555	10546	7482	4967	3931	3490	3380	3376	3257	2798	2157	1718	1479	1272	881	548	295	140

Продолжение таблицы 1

P = 9 МПа

x:	-0.05	-0.04	-0.03	-0.02	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
0	4836	4571	4301	4034	3902	3783	3639	3352	2503	1977	1637	1290	1179	992	843	739	660	608	560	471	431	349
50	5422	5114	4813	4547	4432	4335	4213	3960	3071	2528	2304	2110	1945	1810	1699	1610	1536	1457	1152	971	938	650
100	5916	5571	5251	4988	4892	4811	4704	4462	3658	3134	2976	2841	2697	2575	2458	2373	2317	2165	1554	1306	1300	1040
300	6366	5916	5527	5300	5260	5239	5236	5194	**4944**	4270	3692	3478	3344	3257	3065	2894	2713	2334	1672	**1380**	**1197**	**899**
500	6641	6100	5668	5412	5332	5205	5147	5114	4925	4243	3625	3364	3160	2999	2887	2741	2351	**1983**	**1583**	**1282**	**904**	**626**
1000	7221	6432	5947	5625	5398	4936	4705	4703	4697	4204	**3520**	3118	**2854**	**2661**	**2545**	**2118**	**1553**	**1143**	**984**	**729**	346	311
1500	7976	7023	6356	5856	5535	4958	4693	**4467**	4189	3730	3227	**2850**	**2712**	**2495**	**2034**	**1429**	**1081**	892	**546**	350	131	119
2000	9111	8171	7160	6258	5863	5299	4835	4196	3569	**3097**	**2746**	**2448**	**2312**	1931	**1428**	1027	745	603	345	186	97	48
2500	10108	9252	8185	7162	6749	6025	5004	4119	3339	**2797**	**2521**	**2241**	1942	1373	1028	809	570	348	211	136	96	48
3000	10887	10041	8998	7755	7210	6399	5097	4045	3240	**2604**	2289	2038	**1724**	1354	967	708	508	393	282	169	103	49
3500	11622	10683	9660	8227	7395	6453	5140	3995	**3155**	2487	2124	**1896**	1643	1276	952	650	457	419	305	184	107	54
4000	12336	11283	10200	8756	7669	6674	5266	3983	**3066**	**2349**	1931	1750	1604	1375	982	664	558	499	331	190	108	55
4500	13022	11857	10680	9235	7924	6936	5469	4047	3026	2245	1827	1719	1631	1385	1037	771	670	615	381	205	109	56
5000	13683	12418	11127	9685	8259	7305	5645	4183	3080	2249	1836	1755	1663	1416	1152	908	816	717	445	239	116	57
5500	14332	12927	11580	10180	8872	7818	5764	4272	3210	2355	1963	1856	1760	1542	1290	1071	935	801	512	281	130	62
6000	14961	13402	11998	10758	9759	8777	6149	4331	3303	2421	**2126**	2045	1937	1699	1500	1219	1072	892	578	329	157	73
6500	15570	13909	12387	11336	10230	9257	6353	4416	3344	2492	**2346**	2317	2197	1985	1710	1431	1170	977	646	378	186	88
7000	16165	14403	12779	11578	10702	9737	6355	4542	3482	2788	2527	2402	2245	2070	1785	1497	1258	1058	712	426	216	103
7500	16748	14881	13166	11824	10747	9739	6394	4637	3660	3076	2877	2745	2567	2142	1800	1557	1339	1140	778	475	248	118
8000	17323	15340	13551	12107	10954	9741	6556	4714	3838	3419	3342	3299	3162	2736	2042	1620	1420	1218	842	525	281	134

P = 10 МПа

x:	-0.50	-0.40	-0.30	-0.20	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
0	4568	4337	4103	3874	3760	3658	3534	3274	2464	1922	1596	1276	1163	991	849	748	680	625	562	474	410	282
50	5126	4857	4591	4336	4230	4146	4040	3814	3002	2482	2256	2057	1890	1750	1641	1555	1482	1415	1139	965	886	645
100	5597	5296	5007	4734	4637	4565	4472	4253	3512	3015	2865	2728	2582	2457	2347	2266	2213	2105	1551	1296	1211	897
300	6039	5642	5266	4961	4891	4870	4868	4832	4636	4016	3506	3393	3315	3233	2987	2781	2593	2240	1383	**1076**	**1021**	**674**
500	6318	5831	5417	5074	4965	4855	4800	4765	4599	4013	3353	3165	3038	2871	2644	**2239**	**2002**	**1651**	**1137**	**848**	**796**	**522**
1000	6912	6184	5732	5328	5073	4676	4463	4376	4328	3822	**3225**	**2936**	**2680**	**2484**	**2171**	**1342**	**1033**	**802**	**636**	**460**	298	250
1500	7650	6747	6118	5570	5212	4712	4476	**4178**	**3843**	**3402**	**2958**	**2559**	**2393**	**2102**	**1655**	**938**	**647**	**547**	**451**	253	127	86
2000	8720	7826	6896	6030	5591	5000	**4575**	**3974**	**3349**	**2872**	**2468**	**2106**	**1912**	**1402**	**972**	**677**	**480**	355	303	155	95	46
2500	9664	8829	7895	7010	6589	5726	4678	**3901**	**3191**	**2623**	**2258**	**1901**	**1601**	**1035**	**666**	**533**	399	280	195	126	95	47
3000	10400	9580	8648	7587	7077	**6149**	**4779**	**3891**	**3089**	**2444**	**2030**	**1701**	**1419**	**1001**	**647**	**478**	388	300	256	147	97	48
3500	11099	10200	9259	8008	7253	6254	4797	**3830**	**3005**	**2327**	**1877**	**1591**	**1361**	**1062**	**723**	**525**	414	364	274	151	99	51
4000	11783	10775	9774	8533	7582	6503	4841	3728	2909	2178	1686	1470	1345	1147	870	641	492	429	291	160	101	53
4500	12444	11327	10230	8989	7824	6787	4940	3754	**2892**	**2087**	**1605**	**1476**	**1410**	**1262**	**1016**	768	590	545	359	188	105	54
5000	13081	11867	10655	9402	8114	7092	**5116**	**3898**	**2977**	**2088**	**1612**	**1562**	**1539**	**1383**	**1130**	876	686	639	430	229	112	56
5500	13694	12355	11078	9834	8616	7476	5265	**4034**	**3114**	**2208**	**1742**	**1692**	**1663**	**1496**	1261	993	796	703	490	274	126	59
6000	14268	12772	11467	10320	9342	8224	5687	4147	**3227**	**2286**	**1927**	1902	1821	**1641**	1440	1183	993	842	553	317	150	70
6500	14835	13236	11837	10808	9713	8600	5912	**4241**	**3275**	**2378**	**2206**	**2200**	2098	**1895**	1687	1382	1133	942	620	363	179	85
7000	15399	13708	12204	11028	10083	8975	5926	**4267**	**3390**	**2707**	**2422**	**2309**	**2182**	**2003**	1720	1432	1212	1021	686	410	208	99
7500	15952	14166	12567	11253	10103	8977	5940	**4279**	**3559**	**2995**	2729	2594	2483	2092	1733	1484	1287	1097	750	459	240	114
8000	16496	14588	12938	11536	10351	8979	5955	**4484**	**3783**	**3325**	**3120**	**2988**	**2864**	2621	2015	1596	1393	1182	812	507	272	129

Продолжение таблицы 1

P = 11 МПа

x:	-0.50	-0.40	-0.30	-0.20	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
0	4294	4095	3891	3694	3599	3513	3407	3175	2437	1880	1560	1270	1146	989	854	757	693	643	565	493	389	267
50	4821	4588	4356	4124	4017	3938	3844	3646	2917	2416	2184	1985	1820	1673	1579	1510	1451	1375	1101	938	837	565
100	5267	5006	4752	4492	4379	4303	4217	4027	3358	2892	2727	2589	2441	2299	2230	2182	2146	2048	1471	1039	960	741
300	5694	5346	5002	4672	4560	4526	4505	4452	4236	3709	3392	3301	3207	2996	2872	2516	2259	1687	1316	963	652	548
500	5966	5534	5145	4765	4640	4516	4468	4393	4218	3706	3250	3083	2957	2761	2395	1926	1663	**1311**	**959**	728	550	344
1000	6553	5906	5430	4911	4665	4365	4197	4035	3837	3389	**2981**	2693	**2389**	**2153**	**1682**	**919**	**791**	696	477	363	245	189
1500	7281	6484	5794	5105	4739	4389	4171	3806	3390	2982	2564	**2201**	**1934**	**1567**	1212	675	458	361	295	209	124	65
2000	8285	7469	6600	5732	5270	4675	**4221**	3695	**3122**	**2619**	**2195**	**1772**	1484	972	738	554	345	305	228	135	94	46
2500	9166	8371	7589	6807	6361	5371	4332	3676	3005	**2461**	**1970**	1537	1265	818	529	399	283	241	192	115	90	47
3000	9861	9055	8268	7343	6854	5785	4446	3668	2920	2257	1695	1311	1109	802	457	322	277	276	237	126	90	48
3500	10518	9636	8798	7680	7019	5939	4491	3619	**2843**	**2127**	1570	1251	1101	820	524	407	349	331	247	129	92	49
4000	11153	10169	9265	8151	7358	6242	4605	**3503**	**2761**	**1952**	1471	1266	1160	962	733	572	434	359	274	151	97	50
4500	11765	10675	9696	8592	7672	6551	4757	3566	2765	1999	1476	1336	1256	1133	922	699	489	408	338	186	104	51
5000	12351	11158	10092	8934	7863	6753	4892	3707	2890	2004	1540	1491	1440	1299	1057	804	550	462	397	226	112	53
5500	12922	11622	10478	9284	8203	7035	5020	3849	2985	2108	1677	1645	1578	1416	1181	936	664	534	450	272	126	57
6000	13495	12064	10871	9741	8840	7663	5414	4024	3128	2210	1846	1823	1716	1518	1326	1115	920	780	529	307	146	68
6500	14034	12509	11220	10197	9174	7996	5637	4157	3262	2360	2118	2112	2032	1743	1521	1302	1104	922	602	351	173	82
7000	14562	12953	11560	10403	9509	8328	5655	4188	3347	2669	2349	2256	2110	1824	1591	1396	1178	994	666	399	203	97
7500	15082	13381	11899	10634	9563	8334	5673	4209	3497	2915	2635	2511	2375	2020	1689	1451	1248	1061	729	447	233	111
8000	15594	13784	12241	10923	9825	8435	5692	4231	3680	3152	2836	2703	2634	2467	1976	1595	1383	1159	790	493	265	126

Продолжение таблицы 1

P = 12 МПа

x:	-0.50	-0.40	-0.30	-0.20	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
0	4022	3849	3671	3501	3419	3349	3259	3053	2397	1859	1535	1258	1130	988	859	766	706	660	565	494	376	224
50	4511	4309	4111	3909	3809	3729	3634	3462	2826	2360	2111	1910	1745	1598	1505	1436	1383	1309	1069	933	818	507
100	4924	4699	4488	4261	4147	4058	3957	3791	3213	2789	2599	2447	2293	2152	2088	2036	2008	1916	1415	985	946	708
300	5311	5011	4728	4435	4333	4239	4176	4057	3775	3401	3187	3099	2966	2695	2591	2227	2034	1389	**1132**	**820**	**636**	**545**
500	5533	5172	4848	4467	4300	4185	4097	3919	3659	3254	3004	2866	2685	**2402**	**2057**	**1673**	**1341**	**940**	**716**	**537**	**263**	228
1000	6063	5518	5083	4489	4119	3776	3577	3372	**3118**	**2733**	**2496**	**2232**	**1947**	**1675**	**1318**	**815**	**619**	**514**	**338**	262	128	96
1500	6852	6169	5458	4626	4129	3854	**3569**	**3177**	**2823**	**2464**	**2101**	**1764**	**1474**	**1094**	**793**	**536**	**408**	320	235	175	114	54
2000	7804	7104	6246	5206	**4596**	**4089**	**3659**	**3172**	**2712**	**2281**	**1898**	**1497**	**1168**	**747**	**568**	474	345	257	221	119	91	44
2500	8606	7926	7227	6161	**5502**	**4523**	**3768**	**3225**	**2688**	**2203**	**1707**	**1262**	**949**	**640**	**457**	363	275	221	176	107	87	44
3000	9263	8483	7798	6682	6060	4884	3885	**3274**	**2659**	**2064**	**1477**	**1064**	**850**	**620**	**402**	310	263	253	209	113	87	48
3500	9873	8929	8209	7076	6416	5166	**4024**	**3319**	**2654**	**1983**	**1395**	**1053**	**900**	**682**	**485**	**376**	335	309	220	116	88	49
4000	10395	9339	8589	7553	6877	5668	4293	3390	**2687**	**1935**	**1384**	**1160**	1038	**867**	687	559	419	342	260	145	94	50
4500	10866	9735	8953	7997	7296	6103	4504	3487	**2735**	**1952**	**1450**	**1285**	1176	1020	863	684	462	363	318	181	101	51
5000	11303	10049	9228	8306	7473	**6374**	**4628**	**3605**	**2874**	**2068**	**1598**	**1465**	**1359**	**1211**	995	777	540	433	376	226	109	52
5500	11820	10479	9563	8588	7674	6576	4720	3697	**2952**	**2165**	**1738**	**1625**	1501	**1343**	1135	914	650	518	424	265	123	55
6000	12614	11227	10153	9051	8222	7070	5076	3873	3098	2268	**1877**	**1799**	1673	**1456**	1281	1109	894	749	513	299	142	66
6500	13206	11751	10530	9514	8530	7357	5290	3991	**3239**	2429	**2116**	2091	2020	**1664**	1445	1280	1076	903	588	343	169	80
7000	13689	12152	10841	9715	8838	7643	5346	4035	**3319**	**2652**	**2326**	**2225**	2106	**1800**	1576	1390	1150	973	652	390	198	94
7500	14161	12534	11149	9952	8942	7712	5403	4054	3404	2855	2556	2423	2286	1948	1653	1433	1223	1037	714	437	228	109
8000	14662	12943	11474	10247	9213	7919	5460	4075	3533	3020	2664	2570	2496	2307	1914	1594	1374	1140	774	484	260	123

P = 13 МПа

x:	-0.50	-0.40	-0.30	-0.20	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
0	3766	3617	3465	3317	3247	3184	3111	2935	2352	1850	1530	1255	1115	987	865	775	720	677	588	518	373	187
50	4208	4039	3883	3712	3624	3555	3463	3302	2728	2293	2039	1827	1658	1496	1404	1326	1237	1143	1005	926	752	444
100	4575	4391	4236	4030	3947	3870	3762	3597	3067	2675	2463	2279	2106	1909	1830	1749	1618	1446	1234	940	933	636
300	4843	4613	4448	4050	4030	4018	3934	3831	3536	3175	2868	2663	2492	2124	1896	1746	1454	1179	931	746	622	506
500	4923	4655	4500	4070	4000	3803	3654	3560	3358	3019	2708	2485	2193	**1864**	**1584**	**1320**	**1069**	**716**	473	397	245	208
1000	5355	4921	4614	4095	3769	3369	**3032**	**2832**	**2644**	**2307**	**1992**	**1724**	**1540**	**1361**	**1136**	**721**	**471**	**351**	254	202	122	72
1500	6344	5777	5070	4197	3817	3594	**3201**	**2766**	**2390**	**2013**	**1697**	**1396**	**1182**	**937**	**699**	476	361	293	229	162	112	50
2000	7337	6773	5836	4656	4124	3820	**3363**	**2852**	**2361**	**1983**	**1637**	**1277**	**962**	**638**	**455**	387	307	243	206	113	86	44
2500	8056	7515	6896	5685	4865	4126	**3471**	**2940**	**2403**	**1965**	**1567**	**1149**	**797**	**504**	362	290	231	192	161	105	84	44
3000	8688	7876	7317	6269	5533	4509	**3631**	**3022**	**2449**	**1962**	**1434**	**1031**	**777**	**562**	**385**	309	235	228	186	111	84	45
3500	9210	8021	7365	6395	5766	4775	3802	3091	**2491**	**1978**	1413	1065	**874**	**681**	**462**	364	331	287	201	112	86	46
4000	9436	8108	7419	6533	5984	5113	**4060**	**3223**	**2622**	**2024**	**1493**	**1222**	**1050**	**882**	**695**	**586**	452	342	244	139	90	47
4500	9495	8197	7536	6741	6225	5464	4230	3342	2784	2106	1604	1362	1188	1023	866	712	526	387	298	178	97	48
5000	9545	8199	7622	7067	6480	5834	**4420**	**3429**	**2879**	**2232**	**1789**	**1532**	1324	1139	950	769	530	403	355	218	105	49
5500	10034	8609	7982	7400	6731	6064	4489	3515	2935	2324	1949	1726	1520	1303	1094	904	640	473	403	255	119	54
6000	11456	10012	9157	8347	7605	6635	4586	3609	3029	2384	2027	1894	1714	1449	1265	1098	890	735	499	292	139	65
6500	12458	11078	9915	8897	8120	6995	4727	3679	3121	2471	2174	2110	2016	1658	1431	1278	1053	882	578	336	165	78
7000	12882	11431	10179	9113	8280	7180	4812	3703	3206	2607	2298	2192	2090	1791	1573	1369	1137	955	641	383	194	93
7500	13246	11713	10405	9314	8405	7305	**4870**	**3742**	**3310**	**2761**	2431	2305	2191	1898	1640	1434	1217	1022	703	431	225	107
8000	13772	12145	10756	9606	8630	7448	4957	3776	3396	2923	2537	2427	2360	2161	1859	1592	1365	1126	763	477	257	122

Продолжение таблицы 1

P = 14 МПа

x:	-0.50	-0.40	-0.30	-0.20	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
0	3493	3365	3232	3106	3046	2994	2930	2779	2271	1812	1510	1248	1089	963	851	767	714	695	598	509	351	175
50	3895	3750	3620	3476	3402	3343	3266	3123	2618	2211	1958	1756	1588	1423	1327	1253	1168	1070	974	807	632	355
100	4229	4072	3948	3794	3708	3641	3551	3403	2933	2560	2336	2169	2005	1804	1708	1636	1509	1300	992	764	615	350
300	4448	4260	4142	3958	3862	3800	3706	3630	3411	3099	2800	2552	2404	1967	1669	1554	1263	986	757	563	378	246
500	4497	4278	4181	3970	3832	3618	3453	3399	3267	2963	2612	2295	1941	1605	1318	1124	950	626	381	322	224	164
1000	4928	4533	4349	4004	3659	3197	2864	2705	2530	2189	1791	1508	1359	1209	980	627	434	334	223	190	116	70
1500	5911	5399	4821	4046	3724	3394	3020	2650	2255	1886	1534	1287	1089	877	629	396	307	273	205	150	93	47
2000	6752	6229	5421	4413	3994	3672	3200	2739	2230	1847	1520	1188	902	629	425	316	248	220	195	109	80	41
2500	7369	6879	6351	5379	4639	4017	3363	2826	2300	1938	1477	1078	782	529	351	266	200	170	148	104	82	43
3000	8033	7236	6834	6001	5227	4390	3551	2931	2372	1959	1498	1089	826	589	388	285	218	202	166	108	83	43
3500	8543	7311	6865	6069	5420	4584	3679	3013	2439	2039	1546	1190	943	696	496	383	312	257	185	111	84	44
4000	8724	7332	6886	6137	5545	4794	3790	3086	2620	2184	1688	1356	1106	871	702	596	471	330	227	135	87	44
4500	8731	7377	6942	6292	5734	5054	3846	3189	2929	2368	1828	1489	1240	1067	874	746	586	394	282	172	94	45
5000	8733	7394	6999	6618	6103	5568	4075	3321	3081	2520	1993	1648	1390	1164	988	840	685	480	338	210	101	47
5500	9100	7685	7266	6926	6363	5822	4241	3364	3088	2583	2156	1850	1596	1343	1148	985	803	568	382	246	116	53
6000	10544	9148	8464	7715	7010	6223	4288	3456	3126	2613	2254	1996	1776	1472	1280	1152	942	721	484	286	136	64
6500	11595	10306	9186	8230	7474	6512	4416	3503	3132	2665	2333	2149	2002	1646	1413	1270	1053	866	568	332	163	77
7000	11986	10624	9429	8450	7655	6686	4467	3523	3169	2673	2344	2172	2079	1741	1567	1364	1136	942	633	379	192	91
7500	12314	10864	9636	8641	7821	6853	4610	3613	3242	2682	2356	2240	2133	1870	1623	1444	1217	1012	695	427	222	106
8000	12821	11286	9967	8893	8043	7029	4837	3735	3362	2870	2481	2313	2243	2034	1810	1588	1357	1116	757	474	255	121

P = 15 МПа

x:	-0.50	-0.40	-0.30	-0.20	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
0	3196	3087	2976	2868	2815	2772	2720	2595	2165	1750	1456	1221	1047	923	831	745	694	693	645	501	297	172
50	3566	3437	3319	3207	3149	3098	3033	2910	2485	2114	1873	1695	1514	1341	1223	1152	1073	968	900	712	520	332
100	3874	3730	3611	3497	3434	3373	3295	3163	2768	2430	2229	2087	1906	1686	1537	1472	1355	1123	871	648	494	327
300	4082	3878	3747	3630	3543	3442	3358	3274	3111	2884	2667	2393	2193	1807	1514	1251	1128	866	644	482	351	227
500	4184	3933	3790	3638	3517	3315	3195	3115	3003	2739	2384	1923	1657	1425	1191	1038	895	597	368	299	213	134
1000	4678	4287	4068	3724	3482	3068	2708	2468	2251	1897	1523	1286	1204	1147	927	606	420	312	200	174	108	60
1500	5402	4961	4532	3891	3586	3155	2674	2312	1955	1649	1367	1179	1025	850	595	368	259	233	176	135	92	43
2000	5890	5387	4879	4196	3805	3351	2833	2464	2071	1843	1501	1178	918	664	424	281	202	190	163	107	76	39
2500	6438	5806	5478	4946	4365	3686	3083	2705	2224	1912	1559	1171	891	618	395	272	193	149	139	103	80	41
3000	7244	6348	6122	5596	4858	4010	3336	2854	2322	1974	1595	1225	954	675	461	344	257	180	154	107	81	42
3500	7886	6597	6342	5765	5039	4226	3459	2904	2340	2055	1670	1339	1062	769	557	454	360	266	185	116	82	42
4000	8278	6675	6445	5899	5239	4502	3517	2916	2615	2270	1815	1483	1217	939	750	673	549	377	231	132	83	42
4500	8512	6767	6565	6179	5561	4808	3552	3057	2953	2472	1951	1607	1355	1103	934	841	676	455	291	164	88	43
5000	8629	6956	6681	6504	5999	5383	3789	3255	3188	2657	2131	1774	1495	1250	1083	944	762	524	352	204	95	45
5500	8926	7284	6913	6707	6217	5673	3984	3297	3216	2744	2295	1947	1676	1419	1232	1065	855	605	406	244	113	52
6000	9942	8684	7860	7163	6512	5863	4029	3339	3221	2785	2397	2063	1838	1539	1321	1180	967	739	484	283	135	63
6500	10615	9447	8361	7475	6767	5984	4103	3419	3228	2823	2440	2165	2010	1656	1421	1300	1079	855	558	328	162	77
7000	10992	9718	8592	7676	6946	6098	4135	3443	3286	2826	2450	2179	2030	1754	1570	1400	1160	938	623	375	191	91
7500	11337	9941	8797	7866	7112	6222	4282	3522	3297	2831	2461	2194	2120	1845	1610	1458	1230	1013	689	424	221	105
8000	11774	10337	9087	8074	7319	6455	4633	3670	3309	2836	2470	2218	2166	1988	1784	1576	1349	1111	753	471	253	121

Продолжение таблицы 1

P = 16 МПа

x:	-0.50	-0.40	-0.30	-0.20	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
0	2883	2793	2700	2612	2571	2530	2489	2380	2020	1647	1379	1162	997	873	769	674	614	612	537	383	260	167
50	3213	3103	3009	2911	2857	2816	2759	2664	2329	1998	1756	1586	1404	1228	1076	975	888	791	693	482	383	319
100	3486	3359	3268	3163	3101	3054	2983	2888	2593	2295	2072	1940	1741	1521	1333	1226	1114	907	695	550	360	311
300	3649	3441	3336	3210	3159	3080	3009	2934	2818	2597	2432	2194	2016	1688	1438	**1124**	**978**	**747**	**508**	**428**	**325**	**210**
500	3683	3473	3359	3236	3112	2886	2775	2673	2545	2268	**1963**	**1580**	**1362**	**1198**	**1051**	**934**	**803**	**574**	**333**	**272**	203	127
1000	4042	3623	3491	3323	3149	**2725**	**2366**	**2089**	**1853**	**1528**	**1251**	**1076**	**992**	**948**	**804**	**587**	**407**	**288**	**190**	154	102	59
1500	4726	4312	4002	**3586**	**3329**	**2901**	**2360**	**1945**	**1655**	**1419**	**1235**	**1071**	**907**	**743**	**541**	**357**	**228**	**172**	125	115	80	39
2000	5241	**4790**	**4395**	**3873**	**3538**	**3050**	**2500**	**2166**	**1841**	**1688**	**1477**	**1188**	**943**	**704**	**462**	312	201	147	120	105	72	36
2500	5901	5360	5038	4546	4031	**3307**	**2724**	**2446**	2112	**1888**	**1628**	**1298**	**1031**	**754**	**495**	**339**	244	197	165	120	76	37
3000	6667	5912	5709	**5190**	**4449**	3540	2937	**2617**	**2282**	**2058**	**1745**	**1408**	**1139**	**849**	**597**	**465**	370	271	190	123	78	39
3500	7252	6155	5907	5393	**4622**	**3772**	**3075**	**2660**	**2440**	**2199**	**1859**	**1554**	**1254**	**947**	**698**	**588**	485	369	247	129	79	39
4000	7734	6288	6048	5561	4834	4052	3170	2824	2668	2401	**2011**	1691	**1412**	1104	**867**	763	634	476	297	136	80	39
4500	8088	6346	6193	5888	5220	**4407**	3270	**2980**	**2932**	2554	2118	1807	1543	1240	1026	901	736	543	343	163	81	40
5000	8350	6494	6277	6217	**5695**	**4991**	**3561**	**3223**	**3209**	**2774**	**2307**	**1979**	**1684**	**1391**	**1174**	**990**	803	597	395	201	89	42
5500	8669	6857	6463	6376	5903	5268	3783	3344	3321	**2940**	2470	**2116**	1814	1519	**1289**	1084	885	667	449	244	109	50
6000	9148	7890	7094	6537	5988	5386	3873	3367	**3321**	2993	2586	**2242**	**1942**	1627	**1389**	1211	1009	765	499	283	134	63
6500	9555	8478	7462	6654	6074	5402	3928	3388	3321	3003	2611	2301	2033	1704	**1481**	1339	1121	857	557	328	161	76
7000	9926	8738	7682	6811	6188	5423	3952	3406	**3395**	3020	2629	2340	2040	1774	1572	1405	1199	940	618	373	190	90
7500	10287	8963	7885	6963	6314	5492	4090	3520	3414	3039	2650	2359	2110	1830	1598	1473	1249	1018	686	422	220	105
8000	10652	9312	8130	7145	6495	5785	4413	3660	3434	3050	2669	2380	2141	1969	1749	1554	1342	1107	751	470	253	120

P = 17 МПа

x:	-0.50	-0.40	-0.30	-0.20	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
0	2551	2479	2406	2335	2300	2276	2235	2146	1849	1547	1327	1144	993	866	761	672	608	598	494	354	257	156
50	2800	2707	2619	2530	2485	2439	2398	2319	2046	1734	1473	1299	1154	1022	922	858	798	726	581	407	347	292
100	2998	2886	2789	2685	2631	2566	2521	2439	2196	1878	1584	1423	1286	1150	1054	1007	946	806	587	490	350	258
300	2970	2769	2607	2439	2347	2260	2175	2102	1972	1755	1532	1399	1286	1107	1000	941	821	659	429	390	295	192
500	2817	2549	2374	2227	2138	2044	1917	**1774**	1661	1487	1308	1151	1048	**958**	**868**	802	685	534	291	243	194	118
1000	3054	2719	2452	2318	2233	2074	1850	1597	1407	**1205**	**1045**	**912**	839	**744**	635	**483**	**354**	273	180	136	95	52
1500	3874	3538	3124	2722	2518	2320	2043	1753	1526	1305	1187	1020	859	685	527	361	223	155	104	83	74	39
2000	4639	4218	3790	3214	2860	2568	**2288**	**2018**	1757	1533	**1448**	1223	**993**	**780**	**567**	405	273	180	125	108	69	33
2500	5565	5074	4638	3963	3416	2911	2529	2283	1991	1790	1637	1408	1148	885	618	462	358	288	218	136	72	35
3000	6358	5769	5238	4406	3758	3197	2726	2415	2218	2081	1832	1562	1289	1006	719	568	483	407	302	148	73	36
3500	6917	6047	5368	4467	3874	3398	2844	2588	2526	2337	1993	1685	1399	1114	831	694	609	533	462	193	76	36
4000	7403	6224	5569	4621	4012	3528	2931	2765	**2746**	**2519**	2134	**1807**	**1533**	**1246**	**978**	832	702	615	489	212	77	37
4500	7593	6226	5723	4953	4355	3694	3017	2902	2863	2619	2245	1935	1681	1380	1120	947	775	646	499	216	80	37
5000	7689	6228	5814	5285	4769	3933	3247	3128	3110	2821	2406	2092	1833	1539	1273	1048	849	685	508	242	89	40
5500	7871	6397	5943	5432	4936	4086	3463	3458	3330	3024	2545	2203	1931	1643	1365	1135	938	743	530	275	109	49
6000	8132	6991	6277	5506	4986	4123	3557	3471	3370	3080	2673	2311	1984	1694	1457	1277	1069	821	577	307	135	62
6500	8472	7405	6535	5600	5049	4154	3656	3485	3374	3087	2708	2349	2037	1733	1526	1395	1174	872	597	340	161	76
7000	8820	7664	6746	5718	5133	4169	3754	3498	3415	3116	2719	2357	2050	1785	1580	1435	1237	947	629	376	189	90
7500	9163	7907	6947	5876	5271	4622	3853	3517	3434	3135	2738	2367	2100	1825	1593	1490	1269	1023	683	420	219	104
8000	9480	8235	7110	6148	5620	5075	4230	3649	3455	3155	2757	2388	2120	1952	1722	1537	1334	1104	748	468	251	120

Продолжение таблицы 1

P = 18 МПа

x:	-0.50	-0.40	-0.30	-0.20	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
0	2189	2133	2078	2022	1997	1976	1950	1885	1647	1398	1213	1060	930	812	726	657	595	577	444	315	228	139
50	2382	2308	2239	2172	2137	2103	2070	2004	1782	1532	1325	1183	1062	937	849	796	752	691	525	400	314	248
100	2524	2435	2357	2282	2239	2192	2152	2077	1880	1632	1410	1278	1168	1040	940	892	865	757	542	478	340	233
300	2378	2223	2101	2002	1936	1854	1777	1693	1600	1481	1325	1192	1112	991	871	759	688	580	392	375	271	174
500	2137	1930	1790	1698	1657	1582	1487	1377	1275	1210	1096	964	895	854	749	653	545	457	274	231	184	115
1000	2484	2220	1960	1832	1759	1689	1587	1399	1195	1049	979	854	747	652	543	420	350	269	170	126	88	47
1500	3354	3048	2648	2304	2097	2004	1862	1606	1377	1204	1165	1011	849	695	554	383	229	198	112	73	71	35
2000	4160	3773	3358	2874	2589	2408	2176	1855	1637	1484	1435	1259	1077	897	675	447	288	234	138	115	66	31
2500	5115	4671	4271	3613	3118	2736	2410	2108	1885	1730	1680	1431	1241	1010	757	532	413	352	268	147	68	32
3000	5776	5147	4697	3919	3353	2939	2529	2224	2092	2088	1863	1569	1328	1104	860	653	513	465	368	158	69	33
3500	6200	5263	4751	3952	3428	3073	2613	2476	2473	2291	1953	1645	1395	1186	966	764	640	606	526	209	72	34
4000	6698	5557	5016	4100	3547	3146	2683	2602	2600	2432	2107	1808	1584	1341	1080	881	705	643	583	238	74	34
4500	6863	5589	5164	4349	3817	3236	2917	2828	2795	2504	2176	2020	1761	1486	1188	1000	777	664	585	239	76	35
5000	6894	5600	5215	4608	4132	3365	3148	3069	2992	2578	2354	2132	1877	1636	1342	1113	887	720	628	260	88	39
5500	6982	5726	5328	4726	4258	3473	3458	3348	3313	2865	2532	2295	2023	1768	1410	1167	983	817	635	291	109	49
6000	7157	6118	5497	4754	4297	3667	3478	3399	3334	2885	2620	2357	2031	1778	1494	1312	1126	869	651	324	135	62
6500	7437	6468	5657	4756	4302	3860	3524	3399	3355	2904	2640	2363	2038	1789	1535	1417	1227	898	654	356	162	75
7000	7750	6724	5829	4805	4340	4053	3580	3437	3374	2924	2659	2383	2060	1799	1580	1451	1261	965	667	387	190	89
7500	8065	6948	6031	5039	4556	4247	3770	3511	3393	2945	2680	2404	2090	1809	1590	1464	1275	1034	697	423	218	104
8000	8347	7225	6182	5286	4858	4441	3952	3525	3414	2965	2701	2423	2114	1934	1710	1515	1321	1103	746	468	249	120

Продолжение таблицы 1

P = 20 МПа

x:	-0.50	-0.40	-0.30	-0.20	-0.15	-0.10	-0.05	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
0	1367	1333	1304	1277	1261	1255	1235	1193	1092	988	921	846	761	665	573	522	472	418	321	228	154	90
50	1628	1593	1576	1552	1522	1477	1396	1314	1222	1094	1001	951	881	747	623	547	476	421	345	270	215	152
100	1806	1774	1772	1752	1715	1633	1508	1394	1310	1165	1044	1014	957	797	651	553	480	424	371	369	224	187
300	1524	1476	1461	1461	1449	1379	1253	1173	1072	904	721	667	652	609	547	432	400	318	292	291	223	140
500	1167	1090	1024	997	978	962	905	858	750	685	592	572	572	539	487	430	375	269	210	185	165	72
1000	1538	1403	1259	1142	1086	996	936	873	781	713	712	711	667	610	485	393	330	259	150	103	77	31
1500	2411	2193	1966	1766	1640	1468	1328	1194	1161	1161	1096	949	769	681	611	533	385	250	139	102	63	29
2000	3269	2881	2536	2229	2049	1812	1633	1469	1396	1360	1198	1153	1029	939	825	593	411	283	167	129	62	27
2500	3945	3350	2983	2597	2338	2012	1864	1692	1534	1369	1252	1250	1153	1124	939	808	611	428	291	159	64	28
3000	4169	3514	3182	2767	2442	2077	1949	1770	1566	1380	1294	1293	1292	1227	1033	905	672	558	390	184	65	29
3500	4171	3606	3286	2850	2522	2154	2014	1854	1763	1669	1581	1522	1331	1253	1128	962	813	671	582	232	70	29
4000	4173	3765	3426	2954	2639	2294	2174	2013	1960	1959	1870	1720	1371	1264	1188	1035	856	690	601	272	72	29
4500	4233	4009	3596	3034	2742	2472	2308	2123	2096	2096	2008	1892	1473	1425	1280	1044	871	695	611	278	75	31
5000	4436	4270	3812	3193	2893	2659	2489	2485	2256	2120	2038	1927	1576	1571	1374	1150	900	750	692	300	88	37
5500	4687	4581	4048	3320	3002	2825	2661	2657	2428	2146	2068	1962	1678	1669	1519	1230	1021	857	693	302	109	48
6000	4915	4686	4148	3416	3109	2950	2733	2728	2611	2172	2100	1999	1832	1671	1521	1335	1178	935	694	333	135	60
6500	5129	4688	4157	3492	3206	3018	2820	2815	2697	2220	2116	2040	1891	1674	1534	1438	1273	958	696	366	163	74
7000	5338	4706	4158	3532	3242	3051	2840	2835	2717	2260	2147	2083	1937	1725	1548	1463	1287	998	700	399	190	88
7500	5548	4808	4185	3586	3298	3110	2861	2854	2736	2329	2179	2114	1983	1776	1561	1478	1296	1053	726	433	220	103
8000	5757	4976	4232	3614	3338	3135	2882	2876	2755	2443	2255	2164	2075	1912	1697	1493	1304	1102	744	467	247	119

Таблица 2

Критический тепловой поток в кольцевых каналах (кВт/м^2) для: d_h = 8 мм, d_1/d_2 = 1,0, $L_h/d_h \geq 300$, давление P [кПа], массовая скорость G [кг/м^{2}сек]

P	*G/X*	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
100	50					2385	745	644	588	569	552	512	429	322	224	126
100	100					2702	1099	1065	1038	1023	1005	945	801	**607**	**414**	**221**
100	200					2970	1352	1314	1247	1208	1089	975	806	**628**	**428**	228
100	300					3237	1606	1563	1456	1392	1172	1004	811	**648**		
100	500					3527	1924	1788	1701	1619	1410	**1246**	**901**			
100	750					3697	2151	1974	1857	1688	1480	**1347**				
100	1000					3866	2379	2160	2013	1756						
100	1500					3948	2498	2274	2075	1805						
100	2000					3951	2539	2313	2087							
100	3000					3972	2638	2429								
100	4000					4036	2779									
100	5000					4128										
P	G/X	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
200	50					2507	1292	847	677	620	589	550	467	364	252	140
200	100					2849	1513	1144	1102	1076	1032	972	844	662	451	240
200	200					3146	1728	1453	1364	1304	1162	1046	867	676	460	244
200	300					3444	1943	1762	1625	1531	1293	1120	890	691	470	249
200	500					3758	2305	2045	1884	1690	1432	1235	898	620	423	
200	750					3926	2518	2212	2010	1747	1479	1298	928			
200	1000					4094	2731	2377	2136	1804	1527	1361				
200	1500					4147	2817	2472	2184	1854	1645					
200	2000					4150	2852	2504	2207	1893						
200	3000					4180	2944	2571	2197							
200	4000					4297	3043									
200	5000					4408										
200	6000															
P	*G/X*	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
300	50				4612	2628	1841	1051	767	671	625	589	504	406	280	154
300	100				4867	2995	1929	1224	1167	1129	1059	998	887	717	487	258
300	200				4982	3323	2106	1592	1481	1400	1236	1117	928	725	493	261
300	300				5097	3650	2282	1961	1794	1671	1413	1236	**968**	**734**	**499**	264
300	500				5152	3988	2687	2304	2066	1761	**1454**	**1223**	**895**	627	428	
300	750				5203	4155	2885	2450	2163	1807	1479	1249	876	574		
300	1000				5254	4322	3083	2596	**2260**	**1852**	1503	1276				
300	1500				5276	4344	3136	2670	2292	1904	1527					
300	2000				5293	4349	3165	2696	2327	1937						
300	3000				5437	4387	3251	2714	2289							
300	4000				5962	4557	3308	2742								
300	5000				6626	4688	3320									
300	6000				7217	4871										

Продолжение таблицы 2

P	*G/X*	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
400	50				4624	2790	1968	1172	857	745	688	616	512	433	298	163
400	100				4905	3222	2114	1409	1326	1271	1186	1078	965	811	550	289
400	200				5087	3594	2425	1857	1709	1535	1314	1163	989	822	557	293
400	300				5269	3967	2735	2306	2093	1799	1441	1248	1013	832	564	296
400	500				5343	4283	3119	2605	2305	1907	1477	1166	856	642	438	
400	750				5399	4467	3286	2719	2406	1950	1478	1177	829	578		
400	1000				5455	4650	3452	2833	2506	1993	1480	1187				
400	1500				5469	4684	3487	2908	2629	2007	1446					
400	2000				5497	4689	3506	2967	2693	1987						
400	3000				5748	4725	3595	3124	2740							
400	4000				6340	4893	3604	3067								
400	5000				7055	5042	3499									
400	6000				7690	5124										
P	G/X	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
500	50				5637	2951	2096	1293	948	819	750	643	520	460	316	172
500	100				5943	3448	2299	1594	1484	1413	1314	1158	1042	905	**613**	**321**
500	200				5191	3866	2744	2123	1938	1671	1392	1209	1050	918	621	325
500	300				5440	4284	3189	2651	2391	1928	1469	1260	**1057**	**930**	629	329
500	500				5533	4579	3553	2906	2545	2054	**1499**	**1109**	**816**	657	448	238
500	750				5594	4778	3688	2988	2649	2094	1478	1104	781			
500	1000				5655	4978	3822	3071	2754	**2134**	**1457**					
500	1500				5662	5024	3838	3146	2967	2112						
500	2000				5701	5028	3848	3237	3061							
500	3000				6058	5062	3939	3534								
500	4000				6719	5228	3901									
500	5000				7485	5396										
500	6000				8164											
P	*G/X*	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
600	50			5667	4653	3101	2230	1423	1053	902	819	698	575	521	357	193
600	100			6273	5031	3673	2476	1777	1645	1544	1408	1211	1081	966	653	341
600	200			6496	5364	4193	3098	2399	2165	1787	1473	1253	1088	973	658	343
600	300			6719	5698	4712	3720	3021	2686	2030	1538	1295	1096	981	664	346
600	500			6777	5818	5014	4124	3287	2835	2160	1571	1139	828	677	461	
600	750			6785	5867	5175	4221	3348	2890	2183	1532	1125	785	590		
600	1000			6793	5916	5336	4319	3410	2945	2220	1493	1110	742			
600	1500			6837	5925	5378	4311	3456	3115	2139	1308	964				
600	2000			7047	5971	5387	4279	3481	3189	2047	1220					
600	3000			7957	6311	5417	4259	3706	3283	1756						
600	4000			9066	6952	5536	4200	3582	3054							
600	5000			10127	7716	5631	3903	3178								
600	6000			11086	8425	5552	3802									

Продолжение таблицы 2

P	*G/X*	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
700	50			5656	4668	3250	2365	1555	1158	986	888	754	631	582	397	213
700	100			6271	5118	3899	2653	1961	1805	1674	1502	1263	1120	1026	693	361
700	200			6533	5537	4519	3452	2676	2393	1904	1554	1297	1127	1029	696	362
700	300			6794	5956	5139	4251	3392	2981	2133	1607	1331	1134	1033	698	363
700	500			6869	6103	5449	4695	3668	3126	2267	1643	1170	840	696	474	251
700	750			6876	6140	5571	4755	3708	3131	2273	1587	1146	789	598	408	218
700	1000			6883	6176	5693	4816	3748	3136	2279	1530	1122	738	500	343	
700	1500			6928	6188	5731	4785	3767	3263	2167	1249	907	602	374		
700	2000			8150	6240	5747	4710	3727	3318	2057	1144	804	492			
700	3000			8080	6564	5771	4580	3879	3372	1770	1026	658				
700	4000			9202	7184	5844	4500	3772	3175	1716	1176					
700	5000			10274	7948	5866	4128	3379	2815	1811						
700	6000			11250	8686	5726	3948	3401	2683							
P	G/X	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
800	50			5646	4682	3398	2500	1686	1262	1070	957	810	686	643	438	233
800	100			6269	5205	4124	2829	2144	1966	1805	1596	1315	1158	1086	733	381
800	200			6569	5709	4845	3806	2953	2622	2020	1636	1341	1165	1085	733	381
800	300			6869	6212	5566	4783	3762	3278	2236	1676	1367	1172	1084	732	380
800	500			6960	6386	5884	5268	4049	3416	2374	1716	1200	853	716	487	258
800	750			6966	6411	5967	5290	4068	3372	2363	1641	1167	793	607	414	221
800	1000			6972	6436	6050	5313	4087	3390	2352	1567	1134	733	497	341	
800	1500			7019	6451	6083	5259	4079	3412	2196	1191	850	565	373		
800	2000			7253	6508	6105	5142	3972	3447	2069	1068	733				
800	3000			8203	6817	6125	4901	4052	3462	1784	968					
800	4000			9338	7416	6151	4801	3962	3296	1735						
800	5000			10420	8179	6101	4354	3581	2918							
800	6000			11414	8948	5900	4094	3517	2744							
P	*G/X*	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
1000	50	6654	6195	5624	4708	3696	2769	1948	1472	1237	1094	921	797	765	519	274
1000	100	7215	6756	6264	5377	4574	3182	2511	2287	2066	1785	1420	1236	1206	**813**	**421**
1000	200	7400	6960	6641	6050	5496	4515	3508	3080	2255	1800	1429	1242	1196	807	418
1000	300	7584	7164	7018	6723	6419	5849	4504	3873	2443	1815	1438	1249	**1187**	**801**	**415**
1000	500	7710	7243	7141	6952	6751	6415	4813	3999	2588	1861	1261	**877**	**754**	**512**	270
1000	750	7804	7272	7145	6953	6756	6362	4790	3857	2544	1751	1210	801	623	425	227
1000	1000	7898	7301	7150	6954	6762	6310	4766	3714	**2499**	**1641**	**1159**	725	492	337	
1000	1500	8414	7584	7198	6974	6787	6210	4706	3712	**2256**	**1075**	736	491	370		
1000	2000	9536	8352	7457	7044	6822	6009	4465	**3706**	**2093**	915	591	414			
1000	3000	11705	10168	8446	7320	6831	5547	4399	3643	1814	850					
1000	4000	13271	11526	9608	7880	6764	5405	4343	3541	1772						
1000	5000	14719	12772	10710	8644	6574	4807	3983	3126							
1000	6000	16130	13937	11739	9473	6248	4388	3747								

Продолжение таблицы 2

P	*G/X*	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
2000	50	6627	6077	5515	4788	4025	3041	2236	1707	1437	1270	1134	1066	1045	706	367
2000	100	7171	6628	6151	5495	4896	3553	2836	2594	2362	2071	1796	1597	1438	968	498
2000	200	7376	6861	6566	6164	5787	4893	3824	3442	2742	2246	1975	1696	1444	972	500
2000	300	7580	7093	6981	6834	6678	6234	4811	4291	3121	2421	2155	1795	1450	976	502
2000	500	7736	7244	7167	7067	6999	6782	5447	4504	3334	2540	2075	1525	1126	760	394
2000	750	7837	7281	7183	7069	6977	6743	5390	4307	3184	2372	1867	1320	931	630	329
2000	1000	7938	7318	7199	7071	6954	6703	5333	4110	3033	2204	1660	1115	737	501	265
2000	1500	8448	7628	7275	7089	6945	6563	5194	3936	2762	1549	1034	650	452	311	
2000	2000	9581	8455	7562	7153	6953	6213	4754	3759	2461	1258	726	441	280		
2000	3000	11755	10395	8754	7438	6950	5619	4436	3552	1904	919	592	415			
2000	4000	13338	11788	10065	8225	6906	5446	4294	3407	1591	1193	813				
2000	5000	14817	13042	11233	9206	6784	4908	4008	3050	1699	1310					
2000	6000	16230	14206	12249	10158	6805	4605	3806	2880	1856						
P	*G/X*	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
3000	50	6600	5965	5400	4856	4346	3315	2527	1943	1638	1446	1343	1334	1326	894	461
3000	100	7129	6505	6033	5606	5209	3930	3163	2901	2658	2354	2166	1962	1676	1127	578
3000	200	7354	6764	6487	6271	6071	5271	4141	3797	3233	2687	2519	2158	1699	1142	**585**
3000	300	7579	7023	6940	6937	6933	6611	5120	4694	3808	3021	2871	2354	**1721**	**1157**	**593**
3000	500	7764	7245	7191	7176	7244	7123	6090	5012	4090	3207	**2887**	**2186**	**1506**	**1013**	**521**
3000	750	7872	7289	7219	7180	7193	7098	5999	4759	3828	2987	2526	1848	1247	841	435
3000	1000	7980	7333	7248	7183	7143	7073	5908	4506	**3565**	**2767**	**2164**	**1510**	**988**	**668**	**348**
3000	1500	8482	7669	7350	7200	7099	6891	**5692**	**4157**	**3257**	**2033**	**1339**	**814**	535	366	
3000	2000	9625	8555	7669	7259	**7082**	**6396**	**5061**	**3800**	**2819**	**1611**	**869**	468	334		
3000	3000	11804	10611	9065	7561	**7070**	**5686**	**4487**	**3446**	**1995**	**991**	**616**	426			
3000	4000	13403	12038	10518	8581	**7057**	**5483**	**4256**	**3263**	**1416**	**1167**	**866**				
3000	5000	14912	13302	11746	**9769**	**7005**	**5008**	4036	2977	1539	1336					
3000	6000	16328	14465	12750	10834	7386	4838	3862	2901	1767						
P	*G/X*	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
5000	50	6076	5590	5174	4796	4414	3489	2731	2134	1815	1593	1466	1447	1193	805	417
5000	100	6616	6127	5769	5462	5135	4040	3299	3028	2801	2536	2277	2120	1873	1258	643
5000	200	6808	6336	6093	5925	5739	5018	4046	3774	3410	3016	2640	2380	**1990**	**1336**	**682**
5000	300	7000	6546	6417	6387	6344	5997	4793	4519	**4020**	**3496**	**3003**	**2640**	**2107**	**1414**	**721**
5000	500	7199	6711	6577	6540	6472	6107	5072	4790	**4063**	**3629**	**3129**	**2639**	**2040**	**1370**	**699**
5000	750	7377	6835	6661	6571	6443	5977	5065	4629	3836	3398	2812	2165	1615	1086	557
5000	1000	7555	6960	6745	6603	6414	5847	**5059**	**4468**	**3609**	**3167**	**2494**	**1691**	1190	803	416
5000	1500	8160	7377	6956	6685	6386	**5551**	**4693**	**3912**	**3196**	**2479**	**1624**	1014	861	584	
5000	2000	9383	8339	7402	6801	**6296**	**5077**	**4219**	**3464**	**2753**	1928	981	627	617		
5000	3000	11437	10379	8949	7439	**6290**	**4597**	**3643**	**3119**	1999	943	664	484			
5000	4000	12965	11749	10325	8350	**6271**	**4266**	**3398**	**2832**	1437	1056	842				
5000	5000	14382	12934	11470	9325	**6487**	**4110**	**3306**	**2654**	1444	1239					
5000	6000	15707	14017	12504	10637	7394	4230	3264	2604	1747						

Продолжение таблицы 2

P	*G/X*	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
6000	50	5796	5384	5027	4696	4370	3478	2721	2123	1797	1576	1334	1069	920	623	326
6000	100	6321	5897	5580	5307	5030	3991	3228	2954	2726	2484	2064	1665	1509	1015	522
6000	200	6512	6083	5843	5685	5514	4838	3908	3624	3307	2959	2464	2029	1746	1173	601
6000	300	6703	6268	6105	6062	5997	5686	4588	4295	3889	3433	2865	2393	1982	**1331**	**680**
6000	500	6911	6417	6226	6160	6006	5716	4802	4467	3906	3535	3051	2525	**1953**	**1311**	670
6000	750	7110	6531	6282	6173	5917	5558	4739	4234	3646	3328	2729	2051	**1480**	**996**	512
6000	1000	7309	6644	6337	6187	5827	5400	4676	4001	**3385**	**3120**	**2406**	**1576**	**1008**	681	355
6000	1500	7942	7069	6526	6266	5863	4965	**4159**	**3498**	**2936**	**2460**	**1539**	**878**	**717**	487	258
6000	2000	9171	8104	7092	6479	5910	4586	**3727**	**3107**	**2544**	**1777**	**810**	**500**	**460**	316	172
6000	3000	11146	10123	8781	7395	6062	4329	**3243**	**2754**	**1880**	**610**	**451**	400	241	170	99
6000	4000	12624	11446	10029	8073	6119	3702	**2922**	**2483**	**1388**	**909**	**752**	471	267	188	108
6000	5000	13991	12589	11008	8604	6211	**3624**	**2798**	**2358**	**1315**	1131	877	511	271	190	109
6000	6000	15250	13613	12216	10290	7276	3801	2828	2424	1705	1363	954	588	317	221	125
P	*G/X*	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
8000	50	5296	4967	4669	4411	4173	3199	2306	1939	1696	1518	1301	1048	915	620	324
8000	100	5771	5413	5119	4897	4696	3782	2963	2722	2493	2315	1943	1512	1381	930	479
8000	200	5967	5570	5285	5128	4973	4409	3515	3162	2908	2695	2206	1725	1519	1022	525
8000	300	6162	5726	5451	5359	5250	5036	4067	3602	3323	3075	2470	1937	1657	1114	571
8000	500	6385	5875	5566	5441	5319	5103	4189	3454	3119	2843	2289	1886	1605	1079	554
8000	750	6606	6007	5659	5475	5093	4930	4112	3237	2875	2552	2005	1527	1178	795	412
8000	1000	6826	6140	5753	5508	4868	4756	4034	3020	2632	2262	1721	1168	752	511	270
8000	1500	7489	6638	6067	5659	4850	4301	3488	2776	2296	1648	938	507	287	201	115
8000	2000	8621	7654	6701	5934	5011	3939	2978	2464	1981	1116	523	317	202	144	86
8000	3000	10436	9514	8352	7131	5417	3581	2485	2039	1281	557	344	261	171	124	76
8000	4000	11797	10736	9473	7688	5630	3265	2199	1838	1106	593	483	328	194	139	84
8000	5000	13052	11785	10383	8260	6072	3263	2076	1773	1152	829	612	374	205	146	87
8000	6000	14217	12723	11356	9840	7005	3426	2181	1931	1485	1104	768	480	261	184	106
P	*G/X*	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
10000	50	4780	4525	4276	4048	3868	3080	2207	1843	1590	1428	1252	1024	890	603	316
10000	100	5217	4935	4665	4432	4275	3545	2764	2494	2261	2117	1815	1388	1203	811	420
10000	200	5410	5084	4783	4549	4450	4002	3119	2833	2584	2317	**1828**	1300	**1103**	**745**	**387**
10000	300	5604	5234	4901	4666	4625	4459	3474	3171	2907	2516	**1842**	**1211**	**1004**	**679**	354
10000	500	5839	5401	5032	4747	4575	4416	3371	2922	2576	**1969**	**1397**	**984**	788	535	282
10000	750	6081	5562	5171	4819	4438	4270	3301	**2770**	**2363**	**1518**	**1052**	**764**	**586**	400	214
10000	1000	6323	5724	5310	4891	4300	4125	3232	2618	2151	1068	706	545	383	265	147
10000	1500	6966	6199	5629	5052	4319	**3745**	**2935**	**2320**	**1698**	**697**	488	362	198	142	85
10000	2000	7985	7124	6262	5435	**4466**	**3357**	**2458**	**1871**	**1044**	511	320	238	127	94	61
10000	3000	9606	8789	7861	6867	**4926**	**3160**	**2045**	**1427**	**714**	394	270	207	123	91	60
10000	4000	10857	9902	8871	**7471**	**5067**	**2994**	**1740**	**1313**	**904**	509	361	233	132	98	63
10000	5000	12021	10869	9703	**8071**	**5416**	**3087**	**1665**	**1469**	**1145**	705	537	341	178	128	78
10000	6000	13055	11697	10510	**9150**	**6117**	**3325**	**1932**	**1753**	**1425**	997	703	446	245	173	101

Продолжение таблицы 2

P	*G/X*	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
12000	50	4226	4035	3846	3654	3486	2912	2094	1717	1463	1333	1172	975	852	578	303
12000	100	4611	4402	4196	3980	3795	3259	2537	2233	2006	1918	1672	1217	924	626	327
12000	200	4784	4539	4301	4067	3892	**3473**	**2821**	**2549**	**2253**	**1959**	**1458**	**1100**	**824**	559	294
12000	300	4957	4677	4405	4153	3990	**3687**	**3104**	**2865**	**2499**	**2001**	**1243**	**983**	724	492	260
12000	500	5149	4817	4493	4145	3924	**3569**	**2943**	**2615**	**2077**	**1393**	**827**	627	429	295	162
12000	750	5374	4965	4573	4095	3696	**3311**	**2699**	**2283**	**1729**	**1025**	**631**	463	319	222	125
12000	1000	5598	5113	4653	4045	3469	**3053**	**2456**	**1951**	**1380**	**658**	**436**	299	209	149	89
12000	1500	6307	5650	4939	**4100**	**3492**	**2808**	**2126**	**1504**	861	433	279	205	148	108	68
12000	2000	7206	6495	5625	**4584**	**3630**	**2741**	**1940**	**1227**	604	374	233	180	105	79	54
12000	3000	8569	7856	7077	5979	**4048**	**2746**	**1613**	**884**	460	267	227	170	100	76	52
12000	4000	9562	8650	7853	6775	**4570**	**2804**	**1512**	**1030**	717	448	301	213	123	91	60
12000	5000	10366	9303	8493	7397	**5020**	**2991**	**1686**	**1329**	1022	598	394	313	180	130	79
12000	6000	11572	10347	9319	8107	**5535**	**3220**	**1923**	**1634**	1279	926	642	424	238	168	98
P	*G/X*	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
14000	50	3663	3529	3402	3264	3136	2706	1970	1581	1302	1146	**992**	**882**	**721**	**490**	**259**
14000	100	3977	3836	3711	3560	3412	2990	2316	1976	1664	1489	**1155**	**883**	**687**	**468**	**248**
14000	200	4077	3926	3799	3635	3487	3163	2553	2162	**1689**	**1407**	**1016**	**776**	587	401	215
14000	300	4177	4017	3887	3710	3561	3335	2789	**2348**	**1715**	**1326**	**878**	669	487	334	181
14000	500	4216	4039	3917	3700	3352	3161	2633	**1997**	**1376**	**978**	**531**	347	281	197	113
14000	750	4398	4149	3980	3663	3108	2820	2254	**1676**	**1203**	**737**	**410**	275	221	157	93
14000	1000	4580	4259	4042	3625	**2865**	**2479**	**1874**	**1356**	**1030**	**496**	**289**	203	161	117	73
14000	1500	5483	4980	4380	3677	**3031**	**2313**	**1610**	**1120**	**705**	**330**	**242**	181	128	95	62
14000	2000	6279	5709	4889	3976	**3244**	**2339**	**1586**	**981**	**492**	**265**	**203**	163	96	74	51
14000	3000	7425	6770	6277	5301	**3737**	**2495**	**1623**	**899**	**456**	**236**	**183**	143	96	74	51
14000	4000	7928	6850	6348	5524	**4035**	**2691**	**1818**	**1159**	**740**	**502**	**287**	192	116	87	58
14000	5000	7950	6922	6551	6021	**4518**	**3031**	**2122**	**1432**	**1015**	**718**	**419**	288	171	124	76
14000	6000	9656	8514	7847	6965	**4912**	**3113**	**2297**	**1782**	**1299**	**986**	**624**	409	233	165	97
P	*G/X*	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
16000	50	3028	2927	2837	2742	2650	2383	1791	1426	1100	888	730	612	436	300	164
16000	100	3284	3171	3081	2977	2870	2613	2082	1755	1362	1115	815	628	481	330	179
16000	200	3352	3208	3111	3002	2882	2675	2238	1880	1428	1059	736	547	432	298	163
16000	300	3421	3246	3141	3027	2895	2736	2394	2006	1493	**1003**	**657**	**465**	**384**	**265**	**147**
16000	500	3453	3274	3164	3019	2693	2483	2020	1405	**1073**	**830**	**492**	**303**	**243**	172	100
16000	750	3600	3343	3222	3050	**2562**	**2182**	**1675**	**1195**	**955**	**654**	372	238	189	136	82
16000	1000	3747	3413	3279	3080	**2430**	**1880**	**1329**	**985**	**837**	**478**	252	173	135	99	64
16000	1500	4398	4028	**3710**	**3293**	**2517**	**1720**	**1267**	**945**	**617**	282	153	117	102	77	53
16000	2000	4879	4463	**4060**	**3532**	**2655**	**1914**	**1511**	**1021**	**562**	247	134	111	92	71	50
16000	3000	6167	5572	5309	4604	**3097**	**2338**	**1817**	**1219**	**695**	**400**	**240**	166	107	81	55
16000	4000	7028	5921	5638	4962	**3460**	**2614**	**2109**	**1483**	**944**	**668**	**413**	247	117	87	58
16000	5000	7523	6121	5950	5676	**4111**	**3056**	**2429**	**1750**	**1226**	**858**	**523**	332	166	120	74
16000	6000	8413	7320	6616	5968	**4449**	**3178**	**2664**	**1998**	**1441**	**1061**	**668**	426	236	167	98

Продолжение таблицы 2

P	*G/X*	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
18000	50	2249	2180	2115	2051	1986	1823	1380	1080	858	740	626	476	364	252	140
18000	100	2382	2299	2225	2152	2068	1901	1469	1174	951	838	680	503	429	295	162
18000	200	2306	2194	2102	2015	1900	1738	1410	1139	925	766	598	436	383	265	147
18000	300	2231	2090	1978	1878	1733	**1574**	**1350**	**1103**	**898**	**695**	**517**	**369**	**337**	**234**	131
18000	500	1992	**1808**	**1684**	**1598**	**1468**	**1271**	**1108**	**891**	**773**	**581**	**401**	**252**	211	150	89
18000	750	2152	**1935**	**1761**	**1656**	**1518**	**1263**	**1039**	**831**	**676**	**477**	**319**	**203**	162	117	73
18000	1000	2312	**2061**	**1839**	**1714**	**1567**	**1255**	**971**	**772**	**580**	**373**	**237**	153	113	85	57
18000	1500	3130	**2823**	**2453**	**2113**	**1852**	**1442**	**1130**	**901**	**609**	**308**	**172**	99	69	55	42
18000	2000	3881	**3509**	**3102**	**2626**	**2203**	**1683**	**1392**	**1130**	**771**	**367**	205	127	100	76	52
18000	3000	5372	**4807**	**4320**	**3516**	**2642**	**2065**	**1901**	**1402**	**960**	**569**	424	311	134	99	64
18000	4000	6155	**5180**	**4598**	**3693**	**2820**	**2471**	**2192**	**1636**	**1179**	**773**	600	491	196	140	84
18000	5000	6313	5250	4843	**4204**	**3117**	**2887**	**2367**	**1932**	1447	975	667	529	216	153	91
18000	6000	6609	5699	5086	**4349**	**3415**	**3205**	**2644**	**2120**	1585	1178	786	559	273	192	110
P	*G/X*	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
20000	50	1542	1511	1494	1466	1380	1222	1012	883	674	499	389	317	249	175	102
20000	100	1711	1685	1681	1654	1515	1300	1072	947	715	504	395	352	330	229	129
20000	200	1576	1543	1534	1519	1394	1193	939	788	638	453	347	315	298	208	118
20000	300	1441	**1400**	**1388**	**1384**	**1274**	**1085**	**806**	**629**	**561**	**401**	**298**	**277**	**267**	**187**	108
20000	500	1098	**1026**	**969**	**942**	**897**	**784**	**624**	**543**	**497**	**393**	**247**	**196**	**173**	125	77
20000	750	1270	**1169**	**1074**	**1005**	**913**	**793**	**650**	**603**	**520**	**374**	**239**	**166**	133	98	63
20000	1000	1442	**1312**	**1179**	**1069**	**929**	**803**	**677**	**663**	**543**	**355**	**230**	**136**	94	72	50
20000	1500	2259	**2050**	**1839**	**1641**	**1354**	**1125**	**1084**	**849**	**627**	**463**	**221**	**127**	91	70	49
20000	2000	3049	**2687**	**2365**	**2065**	**1670**	**1374**	**1245**	**1059**	**859**	**511**	**252**	153	113	85	57
20000	3000	3866	**3290**	**2963**	**2535**	**1936**	**1622**	**1286**	**1228**	**1109**	**792**	**506**	341	158	115	72
20000	4000	3905	**3528**	**3186**	**2715**	**2145**	**1897**	**1835**	**1533**	**1179**	**931**	**643**	523	229	162	95
20000	5000	4190	**3990**	**3532**	**2946**	**2477**	**2294**	**1990**	**1729**	**1435**	**1020**	**704**	601	254	179	104
20000	6000	4636	4374	3835	**3156**	**2740**	**2558**	**2043**	**1851**	1544	1223	853	607	288	201	115

Таблица 3

Таблица по КТП (кВт/м^2) в идеальных ячейках сборок твэлов в треугольной упаковке с параметрами: d_h = 9,36 мм, s/d = 1,4, L/d_h > 300, без влияния дистанционирующих решеток

P, кПа	*G*, кг/м^{2}с	*X* = -0,5	*X* = -0,4	*X* = -0,3	*X* = -0,2	*X* = -0,1	*X* = 0,0	*X* = 0,1	*X* = 0,2	*X* = 0,3	*X* = 0,4	*X* = 0,5	*X* = 0,6	*X* = 0,7	*X* = 0,8	*X* = 0,9	*X* = 1,0
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
100	25	-	-	-	370	140	72	70	70	68	67	67	53	**49**	**46**	43	42
100	50	-	-	-	596	227	118	114	113	111	110	109	89	**68**	68	68	68
100	100	-	-	-	661	304	189	196	205	215	221	214	**174**	**134**	132	132	132
100	200	-	-	-	937	519	324	334	343	342	**323**	**299**	243	200	185	189	
100	300	-	-	-	1418	910	573	587	590	569	504	450	365	321			
100	500	-	-	-	1930	1386	859	911	898	884	846	716	479				
100	750	-	-	-	2188	1601	1038	1084	1061	981	977						
100	1000	-	-	-	2416	1795	1210	1249	1213	1061							
100	1500	-	-	-	2813	2093	1462	1472	1418	1358							
100	2000	-	-	-	3181	2377	1689	1689	1588								
100	3000	-	-	-	3951	2981	2196	2163									
100	4000	-	-	-	4963	3687	2799										
100	5000	-	-	-	6307	4481	3525										
P, кПа	*G*, кг/м^{2}с	*X* = -0,5	*X* = -0,4	*X* = -0,3	*X* = -0,2	*X* = -0,1	*X* = 0,0	*X* = 0,1	*X* = 0,2	*X* = 0,3	*X* = 0,4	*X* = 0,5	*X* = 0,6	*X* = 0,7	*X* = 0,8	*X* = 0,9	*X* = 1,0
200	25	-	-	-	357	162	100	77	72	72	73	69	57	**47**	**46**	46	45
200	50	-	-	-	575	263	164	126	117	117	119	114	93	**76**	**74**	**72**	**70**
200	100	-	-	-	645	336	212	200	209	216	216	212	179	**142**	**132**	133	116
200	200	-	-	-	925	563	358	351	357	350	331	**309**	**251**	208	188	190	160
200	300	-	-	-	1417	975	620	632	627	597	**541**	**480**	376	323	292	288	227
200	500	-	-	-	1930	1476	951	976	940	868	806	678	462	364	327		
200	750	-	-	-	2180	1696	1128	1136	1092	964	921	780	505				
200	1000	-	-	-	2396	1895	1298	1287	1230	1045	1022	870					
200	1500	-	-	-	2773	2187	1540	1494	1425	1282	1237						
200	2000	-	-	-	3140	2479	1768	1709	1613	1448							
200	3000	-	-	-	3926	3102	2266	2165	1893								
200	4000	-	-	-	5089	3816	2856										
200	5000	-	-	-	6518	4600	3518										
P, кПа	*G*, кг/м^{2}с	*X* = -0,5	*X* = -0,4	*X* = -0,3	*X* = -0,2	*X* = -0,1	*X* = 0,0	*X* = 0,1	*X* = 0,2	*X* = 0,3	*X* = 0,4	*X* = 0,5	*X* = 0,6	*X* = 0,7	*X* = 0,8	*X* = 0,9	*X* = 1,0
300	25	-	-	-	344	182	127	90	76	74	73	72	60	**53**	**52**	50	49
300	50	-	-	-	554	294	206	145	123	121	119	117	97	**85**	**84**	**83**	80
300	100	-	-	-	630	365	234	206	210	215	211	**210**	**184**	**149**	**136**	136	98
300	200	-	-	-	915	601	386	370	368	359	**339**	**318**	**259**	213	194	194	185
300	300	-	-	-	1416	1032	662	672	660	622	**571**	**507**	**386**	326	293	286	211
300	500	-	-	-	1932	1554	1035	1038	978	853	769	643	450	357	321		
300	750	-	-	-	2173	1780	1211	1188	1121	949	866	704	460	341			
300	1000	-	-	-	2378	1981	1377	1319	1245	1029	950	753					
300	1500	-	-	-	2736	2271	1613	1513	1433	1212	1066						
300	2000	-	-	-	3097	2568	1838	1723	1636	1326							
300	3000	-	-	-	3902	3210	2327	2163	1938								
300	4000	-	-	-	5203	3931	2908	2665									
300	5000	-	-	-	6708	4705	3507										
P, кПа	*G*, кг/м^{2}с	*X* = -0,5	*X* = -0,4	*X* = -0,3	*X* = -0,2	*X* = -0,1	*X* = 0,0	*X* = 0,1	*X* = 0,2	*X* = 0,3	*X* = 0,4	*X* = 0,5	*X* = 0,6	*X* = 0,7	*X* = 0,8	*X* = 0,9	*X* = 1,0
400	25	-	-	-	336	194	135	94	83	78	76	70	60	**56**	**55**	53	50
400	50	-	-	-	541	312	217	154	133	128	125	113	95	**90**	**86**	**84**	**80**
400	100	-	-	-	626	389	242	226	229	231	223	215	**196**	**166**	150	150	120
400	200	-	-	-	921	644	425	411	403	371	344	313	**276**	**237**	213	208	153
400	300	-	-	-	1447	1105	759	757	727	625	561	**486**	**411**	360	320	311	217
400	500	-	-	-	1974	1627	1144	1114	1036	**861**	**726**	566	434	356	319	308	
400	750	-	-	-	2218	2156	1310	1255	1170	951	803	619	437				
400	1000	-	-	-	2426	2068	1461	1375	1287	1023	863	659					
400	1500	-	-	-	2786	2369	1685	1659	1514	1153	937						
400	2000	-	-	-	3161	2681	1919	1919	1719	1242							
400	3000	-	-	-	4008	3339	2510	2486	2008								
400	4000	-	-	-	5311	4089	3024	2954									
400	5000	-	-	-	6863	4854	3508										

Продолжение таблицы 3

P, кПа	*G*, кг/м^{2}с	*X*= -0,5	*X*= -0,4	*X*= -0,3	*X*= -0,2	*X*= -0,1	*X*= 0,0	*X*= 0,1	*X*= 0,2	*X*= 0,3	*X*= 0,4	*X*= 0,5	*X*= 0,6	*X*= 0,7	*X*= 0,8	*X*= 0,9	*X*= 1,0
500	25	-	-	466	330	202	141	101	87	83	80	68	58	58	54	53	52
500	50	-	-	749	530	327	228	163	140	134	129	110	94	94	92	91	90
500	100	-	-	862	622	412	248	244	244	244	232	220	207	180	163	158	98
500	200	-	-	1239	929	682	460	450	437	382	347	311	291	258	231	222	145
500	300	-	-	1902	1473	1173	849	834	791	629	552	467	434	394	349	330	202
500	500	-	-	2527	2009	1689	1245	1184	1086	868	688	495	420	356	318	312	243
500	750	-	-	2766	2257	1931	1403	1317	1217	952	744	540	416	331	293		
500	1000	-	-	2950	2468	2145	1537	1426	1327	1016	782	574	397	292			
500	1500	-	-	3366	2833	2459	1756	1793	1588	1097	818						
500	2000	-	-	3812	3214	2782	1993	2095	1794								
500	3000	-	-	5078	4103	3454	2677	2783									
500	4000	-	-	7005	5410	4235	3127	3217									
500	5000	-	-	9345	7004	4990	3506										
P, кПа	*G*, кг/м^{2}с	*X*= -0,5	*X*= -0,4	*X*= -0,3	*X*= -0,2	*X*= -0,1	*X*= 0,0	*X*= 0,1	*X*= 0,2	*X*= 0,3	*X*= 0,4	*X*= 0,5	*X*= 0,6	*X*= 0,7	*X*= 0,8	*X*= 0,9	*X*= 1,0
600	25	-	-	449	325	210	148	107	93	88	84	70	63	63	62	61	54
600	50	-	-	721	524	337	240	174	150	143	135	116	102	101	98	96	95
600	100	-	-	833	621	431	266	261	259	256	238	218	211	189	168	162	137
600	200	-	-	1210	944	729	505	487	458	389	350	306	293	267	237	225	158
600	300	-	-	1874	1522	1275	947	909	824	630	547	461	437	404	357	333	192
600	500	-	-	2500	2078	1823	1383	1278	1154	873	684	485	410	359	317	310	238
600	750	-	-	2733	2318	2056	1538	1413	1258	942	735	524	402	328	290		
600	1000	-	-	2915	2519	2255	1668	1519	1337	994	767	550	379	282			
600	1500	-	-	3322	2890	2579	1888	1840	1577	1027	745						
600	2000	-	-	3773	3280	2914	2104	2130	1770	1076							
600	3000	-	-	5024	4169	3603	2732	2781	2036								
600	4000	-	-	6921	5428	4379	3199	3252									
600	5000	-	-	9218	6946	5005	3564										
P, кПа	*G*, кг/м^{2}с	*X*= -0,5	*X*= -0,4	*X*= -0,3	*X*= -0,2	*X*= -0,1	*X*= 0,0	*X*= 0,1	*X*= 0,2	*X*= 0,3	*X*= 0,4	*X*= 0,5	*X*= 0,6	*X*= 0,7	*X*= 0,8	*X*= 0,9	X= 1,0
700	25	-	-	432	322	215	155	113	98	92	87	74	68	69	68	66	65
700	50	-	-	693	517	346	250	183	158	149	141	121	110	112	104	108	97
700	100	-	-	804	621	448	284	276	272	264	242	215	212	197	174	165	94
700	200	-	-	1182	959	772	547	520	477	396	351	303	296	276	243	228	126
700	300	-	-	1846	1565	1366	1039	975	855	629	542	458	439	412	362	336	178
700	500	-	-	2473	2143	1945	1508	1366	1217	874	682	474	401	360	319	306	210
700	750	-	-	2704	2376	2171	1664	1500	1298	933	727	507	390	325	288	276	212
700	1000	-	-	2878	2564	2356	1791	1604	1347	971	753	530	360	274			
700	1500	-	-	3281	2941	2688	2012	1882	1567	958	678						
700	2000	-	-	3731	3340	3035	2207	2163	1748	993							
700	3000	-	-	4972	4228	3740	2782	2779	2001								
700	4000	-	-	6841	5444	4512	3266	3283									
700	5000	-	-	9097	6888	5018	3619										
P, кПа	*G*, кг/м^{2}с	*X*= -0,5	*X*= -0,4	*X*= -0,3	*X*= -0,2	*X*= -0,1	*X*= 0,0	*X*= 0,1	*X*= 0,2	*X*= 0,3	*X*= 0,4	*X*= 0,5	*X*= 0,6	*X*= 0,7	*X*= 0,8	*X*= 0,9	*X*= 1,0
800	25	-	-	416	317	221	161	119	103	96	90	77	76	75	68	67	65
800	50	-	-	668	511	356	260	193	167	156	146	125	117	121	110	113	95
800	100	-	-	779	620	465	299	291	284	273	247	213	213	204	181	171	110
800	200	-	-	1154	971	812	587	553	496	402	352	300	297	283	250	234	144
800	300	-	-	1820	1606	1452	1126	1040	885	631	537	451	441	420	369	340	170
800	500	-	-	2446	2201	2060	1626	1447	1276	877	679	465	393	361	322	304	200
800	750	-	-	2672	2427	2276	1781	1583	1335	924	719	493	375	321	283	271	203
800	1000	-	-	2847	2608	2449	1903	1687	1357	950	740	512	343	264			
800	1500	-	-	3243	2988	2789	2127	1923	1559	898	614						
800	2000	-	-	3694	3395	3149	2304	2193	1727	918							
800	3000	-	-	4922	4283	3869	2829	2778	1969								
800	4000	-	-	6765	5459	4638	3327										
800	5000	-	-	8983	6835	5028											

P, кПа	*G*, кг/м^{2}с	*X*= -0,5	*X*= -0,4	*X*= -0,3	*X*= -0,2	*X*= -0,1	*X*= 0,0	*X*= 0,1	*X*= 0,2	*X*= 0,3	*X*= 0,4	*X*= 0,5	*X*= 0,6	*X*= 0,7	*X*= 0,8	*X*= 0,9	*X*= 1,0
1000	25	-	448	387	310	232	171	130	112	103	96	84	84	83	76	74	50
1000	50	-	721	622	499	373	275	210	182	167	155	133	133	132	123	119	81
1000	100	-	819	731	619	494	328	318	306	288	255	208	216	217	190	178	88
1000	200	-	1184	1106	995	885	658	611	529	414	355	294	301	298	262	242	122
1000	300	-	1824	1775	1680	1606	1279	1156	938	631	529	443	446	435	381	348	168
1000	500	-	2437	2398	2306	2263	1840	1596	1388	883	676	447	377	366	322	302	187
1000	750	-	2662	2618	2521	2463	1997	1733	1404	911	707	468	352	316	279	262	185
1000	1000	-	2835	2787	2685	2616	2110	1836	1374	913	717	476	311	249	220	211	177
1000	1500	-	3273	3173	3073	2969	2336	1999	1544	787	501						
1000	2000	-	3926	3627	3497	3350	2482	2251	1691								
1000	3000	-	5761	4834	4381	4102	2917	2779									
1000	4000	-	8037	6633	5484	4864	3442										
1000	5000	-	10688	8783	6737	5049											
P, кПа	*G*, кг/м^{2}с	*X*= -0,5	*X*= -0,4	*X*= -0,3	*X*= -0,2	*X*= -0,1	*X*= 0,0	*X*= 0,1	*X*= 0,2	*X*= 0,3	*X*= 0,4	*X*= 0,5	*X*= 0,6	*X*= 0,7	*X*= 0,8	*X*= 0,9	*X*= 1,0
2000	25	369	344	303	259	207	153	118	104	95	89	86	87	91	81	74	38
2000	50	594	553	488	415	333	247	192	167	154	143	138	140	146	130	123	62
2000	100	667	630	575	511	433	293	283	276	263	243	220	213	196	172	158	95
2000	200	953	918	872	815	751	567	533	491	398	372	338	312	270	236	215	111
2000	300	1449	1422	1403	1366	1334	1079	996	886	639	602	549	462	396	344	311	130
2000	500	1949	1923	1906	1868	1861	1620	1403	1256	875	814	651	482	396	344	311	148
2000	750	2143	2107	2085	2041	2023	1754	1528	1278	908	811	627	445	350	300	273	152
2000	1000	2295	2248	2220	2173	2142	1850	1620	1257	916	783	576	385	282	244	221	134
2000	1500	2789	2605	2536	2481	2424	2047	1702	1348	866	573	390	248	218	184	167	122
2000	2000	3613	3153	2894	2816	2714	2131	1811	1438	841	468	294	193				
2000	3000	5570	4735	3946	3527	3297	2412	2136	1571	759	444						
2000	4000	7625	6610	5549	4473	3896	2785	2577	1700								
2000	5000	10011	8748	7415	5692	4074	3061	2847									
P, кПа	*G*, кг/м^{2}с	*X*= -0,5	*X*= -0,4	*X*= -0,3	*X*= -0,2	*X*= -0,1	*X*= 0,0	*X*= 0,1	*X*= 0,2	*X*= 0,3	*X*= 0,4	*X*= 0,5	*X*= 0,6	*X*= 0,7	*X*= 0,8	*X*= 0,9	*X*= 1,0
3000	25	340	310	278	251	215	159	126	110	105	100	99	98	97	93	89	48
3000	50	547	498	448	404	346	256	203	177	162	152	158	164	172	152	142	70
3000	100	616	570	530	494	440	306	295	290	276	263	257	239	207	181	164	100
3000	200	889	844	815	790	749	580	548	526	443	432	416	350	287	250	226	95
3000	300	1367	1329	1327	1326	1319	1091	1017	967	744	741	709	548	424	367	330	134
3000	500	1876	1856	1841	1826	1787	1614	1445	1319	1078	977	827	648	488	418	374	158
3000	750	2092	2073	2050	2027	1979	1805	1616	1396	1166	982	806	601	441	371	331	165
3000	1000	2267	2301	2261	2225	2157	1950	1708	1440	1155	941	714	510	362	304	275	162
3000	1500	2803	2740	2618	2537	2416	2124	1807	1485	1109	796	545	365	273	231	206	115
3000	2000	3685	3561	3247	3015	2763	2317	1925	1529	1051	669	415	277	195	162	141	
3000	3000	5758	5107	4405	3814	3269	2616	2141	1605	1011	630	419	276	155	129		
3000	4000	7964	7082	6068	4933	3888	2998	2474	1748	1127	819	570	369	184			
3000	5000	10534	9408	8206	6339	4360	3306	2961	1842	1303	1086	753	483				
P, кПа	*G*, кг/м^{2}с	*X*= -0,5	*X*= -0,4	*X*= -0,3	*X*= -0,2	*X*= -0,1	*X*= 0,0	*X*= 0,1	*X*= 0,2	*X*= 0.3	*X*= 0,4	*X*= 0,5	*X*= 0,6	*X*= 0,7	*X*= 0,8	*X*= 0,9	*X*= 1,0
5000	25	340	313	291	269	240	182	148	131	120	112	114	119	82	74	71	47
5000	50	546	504	467	433	387	294	240	211	194	179	183	192	134	120	116	67
5000	100	628	588	556	526	482	351	336	330	321	303	295	290	252	220	201	78
5000	200	929	881	854	829	793	630	597	588	555	512	488	458	375	325	290	134
5000	300	1431	1381	1375	1371	1361	1139	1066	1033	875	823	781	659	508	439	391	153
5000	500	1998	2005	1982	1961	1907	1738	1625	1498	1371	1195	1044	835	636	541	479	180
5000	750	2278	2288	2251	2210	2137	1984	1801	1676	1458	1277	1038	797	580	486	425	164
5000	1000	2515	2587	2524	2460	2351	2144	1939	1736	1483	1227	944	673	483	399	347	158
5000	1500	3165	3141	2970	2834	2639	2338	2047	1781	1442	1066	725	500	368	315	283	155
5000	2000	4203	4161	3770	3423	3029	2525	2137	1785	1310	858	540	366	273	231	222	111
5000	3000	6558	5925	5138	4361	3557	2805	2290	1791	1200	758	491	336	208	147	122	77
5000	4000	9003	8087	6952	5589	4190	3170	2580	1896	1270	909	655	430	226	145	111	55
5000	5000	11755	10521	9199	7090	4611	3415	3096	2042	1420	1251	879	563	234	169	105	34

P, кПа	G, кг/м^{2}с	X= -0,5	X= -0,4	X= -0,3	X= -0,2	X= -0,1	X= 0,0	X= 0,1	X= 0,2	X= 0,3	X= 0,4	X= 0,5	X= 0,6	X= 0,7	X= 0,8	X= 0,9	X= 1,0
6000	25	351	327	306	285	259	195	162	141	127	119	102	86	83	75	71	41
6000	50	565	526	493	460	417	315	260	227	207	192	165	139	134	121	118	74
6000	100	654	615	584	555	514	375	356	348	340	323	265	242	232	203	184	95
6000	200	974	922	893	869	833	667	629	616	593	553	467	425	373	323	289	120
6000	300	1538	1466	1447	1433	1417	1216	1139	1120	1065	980	846	768	628	540	473	153
6000	500	2199	2164	2109	2062	1987	1842	1679	1613	1471	1327	1126	952	749	646	604	320
6000	750	2578	2510	2420	2337	2237	2052	1889	1730	1570	1367	1138	897	673	566	511	274
6000	1000	2898	2877	2746	2613	2442	2223	2000	1807	1604	1327	1027	748	535	439	377	174
6000	1500	3697	3537	3273	3030	2733	2370	2114	1887	1548	1167	796	542	395	334	344	171
6000	2000	4913	4678	4181	3690	3084	2524	2135	1829	1406	913	566	390	287	241	242	154
6000	3000	7339	6467	5593	4632	3576	2689	2177	1757	1210	758	487	336	219	160	123	103
6000	4000	9554	8407	7188	5692	4076	2890	2317	1765	1206	862	608	408	229	153	115	74
6000	5000	11669	10409	8945	6708	4305	2716	2504	1880	1264	1215	812	507	229	166	103	38
P, кПа	G, кг/м^{2}с	X= -0,5	X= -0,4	X= -0,3	X= -0,2	X= -0,1	X= 0,0	X= 0,1	X= 0,2	X= 0,3	X= 0,4	X= 0,5	X= 0,6	X= 0,7	X= 0,8	X= 0,9	X= 1,0
8000	25	415	389	366	346	321	218	185	168	158	149	128	111	107	95	87	41
8000	50	666	625	589	558	517	352	296	271	254	240	208	178	172	152	144	76
8000	100	772	726	690	662	622	456	422	411	404	392	321	280	283	245	221	82
8000	200	1159	1085	1040	1013	973	794	718	700	683	655	531	466	435	376	331	99
8000	300	1838	1717	1659	1635	1605	1425	1267	1232	1202	1142	919	808	707	607	529	148
8000	500	2645	2508	2395	2305	2224	2030	1868	1706	1575	1355	1125	942	764	671	680	394
8000	750	3110	2916	2752	2609	2457	2283	2018	1818	1600	1340	1086	862	656	560	544	442
8000	1000	3493	3351	3124	2892	2649	2351	2077	1836	1544	1251	941	684	483	395	359	216
8000	1500	4432	4100	3718	3335	2870	2457	2108	1809	1476	1058	707	467	319	253	169	297
8000	2000	5748	5316	4706	4017	3229	2526	2105	1753	1302	835	500	327	223	178	134	123
8000	3000	8074	7004	6065	4956	3639	2644	2071	1622	1140	676	421	285	186	137	108	100
8000	4000	9753	8494	7310	5772	4036	2700	2037	1566	1059	721	497	335	201	139	106	72
8000	5000	10797	9690	8409	6405	4238	2259	1808	1513	1016	842	593	372	195	143	91	38
P, кПа	G, кг/м^{2}с	X= -0,5	X= -0,4	X= -0,3	X= -0,2	X= -0,1	X= 0,0	X= 0,1	X= 0,2	X= 0,3	X= 0,4	X= 0,5	X= 0,6	X= 0,7	X= 0,8	X= 0,9	X= 1,0
10000	25	503	475	450	428	402	285	237	213	198	189	168	146	138	120	109	47
10000	50	808	764	722	686	646	459	381	342	319	305	271	237	222	195	179	76
10000	100	934	883	835	799	760	576	522	501	487	483	405	339	321	279	248	82
10000	200	1395	1311	1235	1187	1156	966	841	831	792	743	573	454	426	368	327	88
10000	300	2207	2061	1936	1870	1858	1686	1420	1437	1353	1212	856	640	595	512	449	140
10000	500	3159	2920	2738	2590	2427	2234	1924	1787	1556	1281	971	762	614	536	484	205
10000	750	3691	3366	3118	2883	2668	2375	2106	1811	1516	1164	882	671	503	431	386	192
10000	1000	4128	3840	3510	3161	2792	2456	2085	1744	1386	1001	724	512	361	297	260	123
10000	1500	5138	4638	4131	3579	2995	2444	2033	1648	1217	814	534	357	235	189	150	110
10000	2000	6473	5846	5124	4285	3277	2541	1985	1538	1073	642	398	260	173	137	115	97
10000	3000	8536	7315	6355	5111	3674	2591	1940	1418	939	556	350	244	160	122	103	80
10000	4000	9604	8252	7175	5691	3893	2575	1822	1354	916	589	416	282	176	126	92	57
10000	5000	9564	8616	7649	6038	3640	2065	1332	1320	981	670	525	325	173	128	83	38
P, кПа	G, кг/м^{2}с	X= -0,5	X= -0,4	X= -0,3	X= -0,2	X= -0,1	X= 0,0	X= 0,1	X= 0,2	X= 0,3	X= 0,4	X= 0,5	X= 0,6	X= 0,7	X= 0,8	X= 0,9	X= 1,0
12000	25	588	559	532	507	481	364	295	260	241	233	210	188	172	150	133	42
12000	50	942	898	856	814	772	585	475	419	387	377	338	302	276	242	216	77
12000	100	1081	1033	982	932	886	705	620	584	569	576	493	372	324	281	250	80
12000	200	1595	1514	1431	1358	1299	1096	988	950	896	802	620	480	402	347	309	104
12000	300	2499	2358	2216	2101	2022	1799	1653	1618	1486	1186	815	655	516	446	397	223
12000	500	3505	3219	3005	2789	2548	2207	1948	1694	1479	1134	825	612	461	395	296	207
12000	750	4036	3639	3343	3011	2645	2321	1926	1657	1319	969	685	495	354	299	243	142
12000	1000	4459	4093	3690	3235	2737	2303	1925	1549	1150	766	524	370	258	216	180	137
12000	1500	5543	4885	4275	3599	2889	2347	1868	1423	978	591	391	269	189	155	148	133
12000	2000	6789	5987	5206	4195	3223	2444	1893	1348	864	493	312	227	156	128	117	101
12000	3000	8389	7120	6146	4908	3517	2567	1855	1281	788	461	311	219	149	118	101	83
12000	4000	8736	7451	6515	5221	3635	2504	1750	1216	802	506	358	252	162	120	92	63
12000	5000	7687	6964	6321	5276	3213	1969	1225	1105	839	484	393	295	168	124	81	37

Продолжение таблицы 3

P, кПа	*G*, кг/м^{2}с	*X*= -0,5	*X*= -0,4	*X*= -0,3	*X*= -0,2	*X*= -0,1	*X*= 0,0	*X*= 0,1	*X*= 0,2	*X*= 0,3	*X*= 0,4	*X*= 0,5	*X*= 0,6	*X*= 0,7	*X*= 0,8	*X*= 0,9	*X*= 1,0
14000	25	647	623	601	576	552	439	353	304	271	253	233	213	179	157	139	42
14000	50	1039	1001	964	925	887	705	568	490	436	406	375	343	290	253	227	78
14000	100	1176	1136	1097	1050	1005	825	706	645	586	545	437	352	290	252	226	84
14000	200	1690	1631	1573	1504	1441	1253	1089	993	812	701	539	432	342	297	267	101
14000	300	2581	2492	2402	2290	2198	2015	1771	1612	1198	951	695	554	413	359	327	152
14000	500	3439	3240	3069	2840	2536	2223	1853	1600	1272	975	691	502	366	315	262	179
14000	750	3867	3577	3316	2975	2510	2113	1781	1431	1143	815	573	390	282	239	224	163
14000	1000	4190	3957	3607	3084	2541	2086	1698	1336	974	633	417	295	212	183	173	135
14000	1500	5384	4686	4087	**3366**	**2639**	**2125**	**1686**	**1258**	**841**	**493**	**314**	228	169	146	144	139
14000	2000	6453	5596	4795	**3830**	**2900**	**2298**	**1771**	**1259**	**800**	**443**	**287**	**204**	**150**	125	117	120
14000	3000	7550	6328	5454	**4252**	**3166**	**2406**	**1828**	**1256**	**786**	**480**	**308**	**217**	**147**	116	102	92
14000	4000	7084	6131	5386	**4360**	**3185**	**2393**	**1763**	**1228**	**819**	**539**	**368**	246	156	115	89	66
14000	5000	5339	4781	4523	**4040**	**2680**	**2027**	**1405**	**1046**	**790**	**574**	364	256	152	114	77	40
P, кПа	*G*, кг/м^{2}с	*X*= -0,5	*X*= -0,4	*X*= -0,3	*X*= -0,2	*X*= -0,1	*X*= 0,0	*X*= 0,1	*X*= 0,2	*X*= 0,3	*X*= 0,4	*X*= 0,5	*X*= 0,6	*X*= 0,7	*X*= 0,8	*X*= 0,9	*X*= 1,0
16000	25	654	633	614	592	572	489	394	335	273	237	209	175	133	118	109	43
16000	50	1051	1017	985	951	919	783	632	539	438	381	335	282	217	191	174	79
16000	100	1174	1137	1103	1064	1025	898	767	688	561	495	376	307	237	208	188	86
16000	200	1644	1580	1530	1476	1414	1284	1145	1020	803	639	462	369	298	259	236	103
16000	300	2455	2344	2264	2184	2081	1953	1810	1603	1225	879	596	465	393	343	316	137
16000	500	3178	2868	2714	2527	2255	1950	1694	1400	1128	854	601	433	334	295	264	161
16000	750	3460	3075	2864	2566	**2172**	**1817**	**1493**	1224	964	714	488	341	250	222	219	194
16000	1000	3652	3351	3053	2672	**2145**	**1764**	**1440**	1108	833	549	360	247	187	166	162	159
16000	1500	4455	3910	**3456**	**2852**	**2287**	**1834**	**1473**	**1098**	**760**	437	267	192	147	131	140	131
16000	2000	5018	**4583**	**4015**	**3223**	**2533**	**2044**	**1639**	**1208**	**786**	455	268	190	137	119	114	122
16000	3000	6024	**5140**	**4450**	**3544**	**2738**	**2211**	**1754**	**1277**	**862**	**522**	347	233	152	117	106	94
16000	4000	**5835**	**4900**	**4322**	**3557**	**2705**	**2198**	**1742**	1296	890	617	415	277	165	115	86	67
16000	5000	4467	3805	3717	3417	2199	1909	1498	1163	861	627	407	259	133	102	71	41
P, кПа	*G*, кг/м^{2}с	*X*= -0,5	*X*= -0,4	*X*= -0,3	*X*= -0,2	*X*= -0,1	*X*= 0,0	*X*= 0,1	*X*= 0,2	*X*= 0,3	*X*= 0,4	*X*= 0,5	*X*= 0,6	*X*= 0,7	*X*= 0,8	*X*= 0,9	*X*= 1,0
18000	25	573	556	538	522	505	446	358	302	255	237	206	165	132	117	107	44
18000	50	920	892	864	838	811	718	575	486	411	382	333	266	214	189	173	81
18000	100	989	956	926	894	859	766	623	542	465	445	363	293	253	221	200	101
18000	200	1283	1221	1171	1120	1055	**947**	**807**	708	602	539	**428**	**343**	**304**	265	241	126
18000	300	**1771**	**1663**	**1576**	**1491**	**1373**	**1240**	**1117**	988	836	**692**	**526**	**420**	**385**	335	309	158
18000	500	**1937**	**1941**	**1844**	**1735**	**1555**	**1369**	**1181**	**1029**	**869**	**690**	**505**	375	306	276	254	165
18000	750	**2102**	**2035**	**1901**	**1741**	**1503**	**1273**	**1108**	**935**	**781**	**599**	411	288	221	199	200	174
18000	1000	**2217**	**2215**	**2040**	**1796**	**1513**	**1253**	**1057**	**882**	**695**	479	310	211	159	142	147	132
18000	1500	**2941**	**2693**	**2387**	**2039**	**1652**	**1371**	**1161**	**916**	**673**	424	249	168	142	129	131	124
18000	2000	**3548**	**3216**	**2834**	**2342**	**1907**	**1585**	**1333**	**1055**	**769**	457	280	189	150	125	121	115
18000	3000	**4450**	**3624**	**3134**	**2566**	**2061**	**1719**	**1445**	**1155**	834	567	381	264	161	118	108	99
18000	4000	**4316**	**3474**	**3036**	**2510**	**2032**	**1732**	**1482**	**1179**	887	628	461	328	182	112	92	71
18000	5000	3349	2851	2607	2222	1672	1573	1349	1159	898	634	485	365	152	106	76	43
P, кПа	*G*, кг/м^{2}с	*X*= -0,5	*X*= -0,4	*X*= -0,3	*X*= -0,2	*X*= -0,1	*X*= 0,0	*X*= 0,1	*X*= 0,2	*X*= 0,3	*X*= 0,4	*X*= 0,5	*X*= 0,6	*X*= 0,7	*X*= 0,8	*X*= 0,9	*X*= 1,0
20000	25	445	438	431	422	393	346	306	285	224	178	148	126	103	90	85	45
20000	50	716	702	694	678	632	556	492	459	360	286	237	204	167	149	142	83
20000	100	796	785	782	766	691	596	518	496	381	289	244	233	215	190	176	90
20000	200	951	933	929	915	824	707	581	538	447	341	279	**271**	**256**	225	210	150
20000	300	1207	1176	938	911	842	728	611	601	555	**423**	**335**	**332**	**323**	285	265	167
20000	500	1160	1192	941	914	859	735	625	**605**	**571**	**472**	**314**	**266**	246	221	220	196
20000	750	1146	1054	972	908	**819**	**699**	**623**	**623**	**549**	**419**	**279**	209	178	162	160	159
20000	1000	1196	1087	978	885	**767**	**653**	**608**	**624**	**518**	**363**	243	153	121	117	111	102
20000	1500	1631	1478	1327	1176	**962**	**818**	**836**	**669**	**538**	**396**	204	135	110	105	100	98
20000	2000	1946	1714	1508	1309	**1051**	**878**	**834**	**760**	**651**	382	207	136	110	99	96	93
20000	3000	2016	1732	1551	1306	**1014**	**835**	**721**	**748**	683	499	348	237	111	96	95	90
20000	4000	1854	1678	1503	1267	**1016**	**906**	**934**	**790**	676	545	412	328	144	115	91	60
20000	5000	1995	1880	1650	1370	**1164**	**1067**	**1008**	**893**	802	584	452	372	160	119	80	37

Руководство по безопасности

Расчетные соотношения и методики расчета гидродинамических и тепловых характеристик элементов и оборудования водоохлаждаемых ядерных энергетических установок

Официальное издание

Ответственный за выпуск Синицына Т.В.
Компьютерная верстка Зернова Э.П.
Верстка выполнена в НТЦ ЯРБ в полном соответствии с приложением к приказу Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 20.07.2009 г. № 641

Подписано в печать 25.08.2009. Формат 60x84 1/16

Научно-технический центр по ядерной и радиационной безопасности (НТЦ ЯРБ) является официальным издателем и распространителем нормативных актов Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору (Приказ Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 20.04.06 № 384)

Основной тираж 175 экз., дополнительный тираж 125 экз.

Отпечатано в НТЦ ЯРБ. Москва, ул. Малая Красносельская, д.2/8, корп.5

Телефон редакции: 8-499-264-28-53