

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Информационные технологии»

В. И. Токочаков

**МОДЕЛИРОВАНИЕ,
ОПТИМИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ
ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИМИ СИСТЕМАМИ**

**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
по одноименному курсу
для студентов специальности 1-43 01 05
«Промышленная теплоэнергетика»
дневной и заочной форм обучения
В трех частях
Часть 2**

Гомель 2009

УДК 621.1(075.8)
ББК 31.391я73
Т51

*Рекомендовано научно-методическим советом
факультета автоматизированных и информационных систем
ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 4 от 08.12.2008 г.)*

Рецензент: доц. каф. «Промышленная теплоэнергетика и экология» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук *М. Н. Новиков*

Токочаков, В. И.
Т51 Моделирование, оптимизация и управление теплотехническими системами : лаборатор. практикум по одноим. курсу для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» днев. и заоч. форм обучения : в 3 ч. Ч. 2 / В. И. Токочаков. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2009. – 41 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

Рассмотрено моделирование теплоэнергетических устройств, приведены формулы материального и теплового баланса основного и вспомогательного теплотехнического оборудования производственных и отопительных котельных.

Для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.1(075.8)
ББК 31.391я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2009

4. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ КОТЕЛЬНЫХ

4.1. Моделирование тепловой схемы водогрейной котельной

Основной целью расчета тепловой схемы котельной является выбор основного и вспомогательного оборудования с определением исходных данных для последующих технико-экономических расчетов.

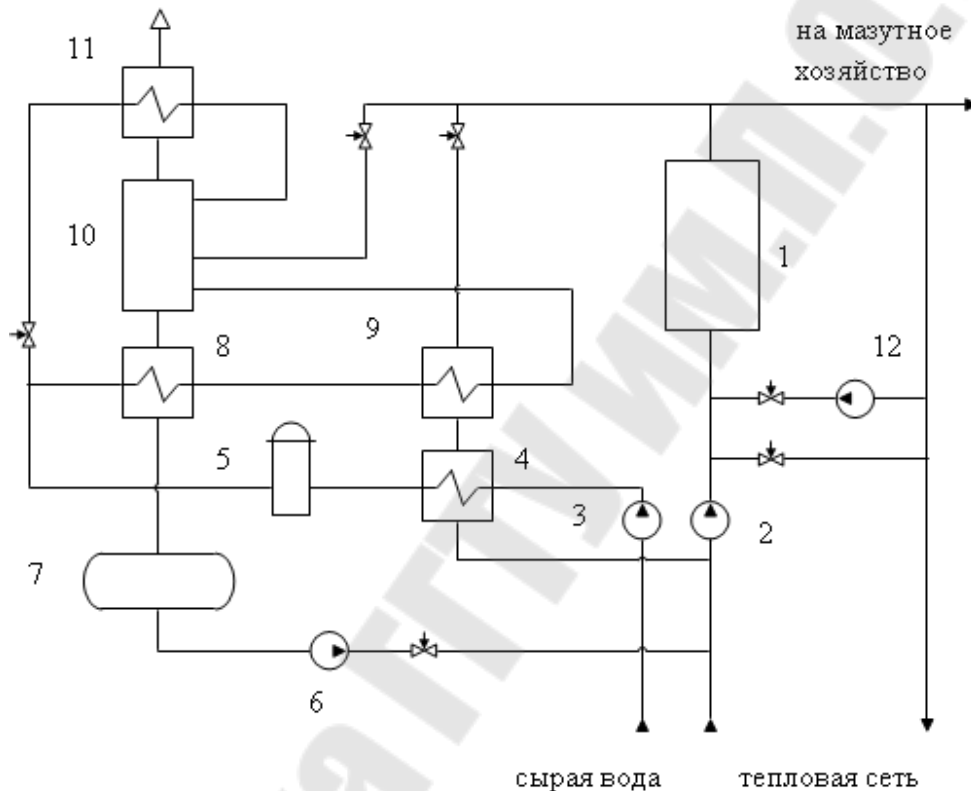


Рис. 1. Тепловая схема водогрейной котельной

Расчет тепловой схемы котельной базируется на решении уравнений теплового и материального баланса, составляемых для каждого элемента схемы. Увязка этих уравнений производится в конце расчета в зависимости от принятой схемы котельной. При расхождении предварительно принятых в расчете величин с полученными в результате расчета более 1 % расчет следует повторить, подставив в качестве исходных данных полученные значения.

Расчет тепловой схемы котельной с водогрейными котлами (рис. 1), работающей на закрытую систему теплоснабжения, производят в следующей последовательности.

Составить таблицу исходных данных для расчета. Эта таблица составляется на основании проекта системы теплоснабжения или расчета расходов теплоты различными потребителями по укрупненным показателям. В этой же таблице указываются значения, предварительно принятые для последующих расчетов. Расчет производится для трех характерных режимов: максимально-зимнего, наиболее холодного месяца и летнего.

Рассмотрим расчет максимально-зимнего режима для конкретной котельной.

Суммарный расход теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение:

$$Q = Q_{ОВ} + Q_{ГВ} = 40 + 10 = 50, \text{ МВт. (4.1)}$$

Расход сетевой воды в подающей линии системы теплоснабжения для нужд горячего водоснабжения:

- при параллельном включении местных теплообменников:

$$G_{ГВ} = \frac{860 \cdot Q_{ГВ}}{t_1 - t_2} = \frac{860 \cdot 10}{110 - 60} = 172, \text{ т/ч; (4.2)}$$

- при двухступенчатой схеме присоединения местных теплообменников:

$$G_{ГВ}^{\text{II}} = \frac{860 \cdot Q_{ГВ}}{t_{ГВ}^{\text{II}} - t_{СВ}}, \text{ т/ч, (4.3)}$$

где t_1 – температура сетевой воды в подающей линии, $110 \text{ }^\circ\text{C}$; t_2 – температура сетевой воды в обратной линии, $60 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{ГВ}^{\text{II}}$ – температура горячей воды, подаваемой потребителям, $55 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{СВ}$ – температура сырой воды, $5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для определения расхода воды местные теплообменники предварительно вычисляется тепловая нагрузка подогревателя первой ступени (теплообменник на обратной линии сетевой воды):

$$Q_{ГВ}^{\text{I}} = \frac{G_{ГВ}^{\text{II}}}{860} \cdot (t_2 - (\Delta t_{\text{в}} + t_{СВ})), \text{ МВт, (4.4)}$$

где $\Delta t_{\text{в}}$ – минимальная разность температур греющей и подогреваемой воды, принимается равной $10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Тепловая нагрузка подогревателя второй ступени:

$$G_{ГВ}^{\text{II}} = Q_{ГВ} - Q_{ГВ}^{\text{I}}, \text{ МВт. (4.5)}$$

Расход сетевой воды на местный теплообменник второй ступени:

$$G_{ГВ}^{II} = \frac{860 \cdot Q_{ГВ}^{II}}{t_1 - t_2}, \text{ т/ч. (4.6)}$$

Расход сетевой воды на отопление и вентиляцию:

$$G_{ОВ} = \frac{860 \cdot Q_{ОВ}}{t_1 - t_2} = \frac{860 \cdot 40}{110 - 60} = 688, \text{ т/ч. (4.7)}$$

Расход воды внешними потребителями на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение:

$$G_{ВН} = G_{ОВ} + G_{ГВ} = 172 + 688 + 860, \text{ т/ч. (4.8)}$$

Температура обратной сетевой воды после внешних потребителей:
– при параллельной схеме присоединения местных теплообменников горячего водоснабжения:

$$t_{обр} = t_2 = 60, \text{ }^\circ\text{C}; \text{ (4.9)}$$

– при двухступенчатой схеме присоединения местных теплообменников:

$$t_{обр} = t_2 - \frac{860 \cdot Q_{ГВ}^I}{G_{ВН} \cdot \eta}, \text{ }^\circ\text{C}; \text{ (4.10)}$$

где η – КПД подогревателя, во всех режимах принимается равным 0,98.

Расход подпиточной воды для восполнения утечек в тепловых сетях и в системе потребителей:

$$G_{УТ} = 0,01 \cdot K_{ТС} \cdot G_{ВН} = 0,01 \cdot 2 \cdot 860 = 17,2, \text{ т/ч, (4.11)}$$

где $K_{ТС}$ – потери воды в закрытой системе теплоснабжения и в системе потребителей, принимаются 2 % часового расхода воды внешними потребителями.

Количество сырой воды, поступающей на химводоочистку:

$$G_{СВ} = K_{ХВ} \cdot G_{УТ} = 1,1 \cdot 17,2 = 18,9, \text{ т/ч, (4.12)}$$

где $K_{ХВ}$ – коэффициент, учитывающий расход сырой воды на собственные нужды химводоочистки, рекомендуется принимать равным 1,1.

Уравнение теплового баланса для охладителя деаэрированной воды:

$$\frac{G'_{ХОВ}}{860} (t''_{ХОВ} - t'_{ХОВ}) = \frac{G_{УТ}}{860} (t'_{ПОД} - t''_{ПОД}) \cdot \eta, \text{ МВт, (4.13)}$$

где $t'_{\text{хов}}$ – температура сырой воды перед химводоочисткой, принимается из диапазона 15-30 °С; $t'_{\text{под}}$ – температура подпиточной воды после деаэратора, для атмосферного деаэратора принимаем 104 °С, для вакуумного деаэратора принимаем в интервале 65-85 °С; $t''_{\text{под}}$ – температура подпиточной воды после охладителя деаэрированной воды принимаем равной 60 °С; $G'_{\text{хов}}$ - предварительно принятый расход химочищенной воды, принимается немного меньше $G_{\text{ут}}$, т/ч.

Тепловой баланс подогревателя химически очищенной воды:

$$\frac{G'_{\text{хов}}}{860} (t^{\text{д}}_{\text{хов}} - t''_{\text{хов}}) = \frac{G^{\text{под}}_{\text{гр}}}{860} (t^{\text{вк}}_1 - t''_{\text{гр}}) \cdot \eta, \text{ МВт}, \quad (4.14)$$

где $G^{\text{под}}_{\text{гр}}$ – предварительный расход греющей воды на подогреватель химически очищенной воды, т/ч; $t^{\text{вк}}_1$ – температура воды на выходе из водогрейного котла, °С; $t''_{\text{гр}}$ – температура греющей воды после подогревателя химически очищенной воды, °С.

Тепловой баланс подогревателя сырой воды перед химводоочисткой:

$$\frac{G_{\text{св}}}{860} (t'_{\text{хов}} - t_{\text{св}}) = \frac{G^{\text{под}}_{\text{гр}}}{860} (t''_{\text{гр}} - t''_{\text{под}}) \cdot \eta, \text{ МВт}. \quad (4.15)$$

Тепловой баланс деаэратора:

$$\frac{G^{\text{д}}_{\text{гр}} t^{\text{вк}}_1 + G'_{\text{хов}} \cdot t^{\text{д}}_{\text{хов}}}{860} = \frac{G_{\text{ут}} \cdot t'_{\text{под}}}{860}, \text{ МВт}. \quad (4.16)$$

Материальный баланс деаэратора:

$$G_{\text{хов}} + G^{\text{д}}_{\text{гр}} = G_{\text{ут}}, \text{ т/ч}. \quad (4.17)$$

Определяется расход теплоты на подогрев сырой воды, химически очищенной воды, на деаэратор и мазутное хозяйство. При установке охладителя подпиточной воды определяется расход теплоты на него.

Расход теплоты на подогрев сырой воды:

$$Q_{\text{св}} = \frac{G_{\text{св}}}{860} (t'_{\text{хов}} - t_{\text{св}}) / \eta = \frac{18,9}{860} (19 - 5) / 0,98 = 0,3, \text{ МВт}. \quad (4.18)$$

Расход теплоты на подогрев химически очищенной воды:

$$Q_{\text{хов}} = \frac{G_{\text{хов}}}{860} (t^{\text{д}}_{\text{хов}} - t''_{\text{хов}}) / \eta = \frac{12,1}{860} (92 - 80) / 0,98 = 0,2, \text{ МВт}. \quad (4.19)$$

Расход теплоты на деаэратор:

$$Q_{\text{д}} = \frac{G_{\text{гр}}^{\text{д}}}{860} (t_1^{\text{вк}} - t'_{\text{под}}) / \eta = \frac{5,1}{860} (130 - 104) / 0,98 = 0,2, \text{ МВт. (4.20)}$$

Расход теплоты на подогрев химически очищенной воды в охладителе деаэрированной воды:

$$Q_{\text{охл}} = \frac{G_{\text{хов}}}{860} (t''_{\text{хов}} - t'_{\text{хов}}) / \eta = \frac{12,1}{860} (80 - 19) / 0,98 = 0,9, \text{ МВт. (4.21)}$$

Расход теплоты на подогрев мазута:

$$Q_{\text{м}} = B \cdot c_{\text{м}} \frac{t''_{\text{м}} - t'_{\text{м}}}{1000 \cdot \eta} = 2 \cdot 2 \frac{120 - 60}{1000 \cdot 0,98} = 0,2, \text{ МВт, (4.22)}$$

где B – расход мазута на установленные котлы при соответствующем режиме, 2 кг/с; $c_{\text{м}}$ – удельная теплоемкость мазута, 2 кДж/(кг·°К); $t'_{\text{м}}$ – температура мазута перед подогревателем, 60 °С; $t''_{\text{м}}$ – температура мазута после подогревателя, 120 °С.

Суммарный расход теплоты, который необходимо получить в котлах:

$$Q_{\Sigma} = Q + Q_{\text{св}} + Q_{\text{хов}} + Q_{\text{д}} + Q_{\text{м}} - Q_{\text{охл}} = 50 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 - 0,9 = 49,9, \text{ МВт. (4.23)}$$

Расход воды через водогрейные котлы:

$$G_{\text{к}} = \frac{860 \cdot Q_{\Sigma}}{t_1^{\text{вк}} - t_2^{\text{вк}}} = \frac{860 \cdot 49,9}{130 - 60} = 614, \text{ т/ч. (4.24)}$$

Расход воды на рециркуляцию:

$$G_{\text{рец}} = G_{\text{к}} \frac{t_2^{\text{вк}} - t_{\text{обр}}}{t_1^{\text{вк}} - t_{\text{обр}}} = 614 \frac{60 - 60}{130 - 60} = 0, \text{ т/ч. (4.25)}$$

Расход воды по перепускной линии:

$$G_{\text{пер}} = G_{\text{вн}} \frac{t_1^{\text{вк}} - t_1}{t_1^{\text{вк}} - t_{\text{обр}}} = 860 \frac{130 - 110}{130 - 60} = 245,7, \text{ т/ч. (4.26)}$$

Расход воды от внешних потребителей через обратную линию:

$$G_{\text{обр}} = G_{\text{вн}} + G_{\text{ут}} = 860 - 17,2 = 842,8, \text{ т/ч. (4.27)}$$

Расчетный расход воды через котлы:

$$G'_{\text{к}} = G_{\text{вн}} + G_{\text{гр}}^{\text{под}} + G_{\text{рец}} - G_{\text{пер}} = 860 + 6 + 0 - 245,7 = 620,3, \text{ т/ч. (4.28)}$$

Расход воды, поступающей к внешним потребителям по прямой линии:

$$G' = G'_k - G_{гр}^д - G_{гр}^{под} - G_{рец} + G_{пер} = 620,3 - 5,1 - 6 - 0 + 245,7 = 854,9, \text{ т/ч. (4.29)}$$

Разница между найденными ранее и уточненными расходом воды внешними потребителями:

$$\Delta G = \frac{G_{вн} - G'}{G'} 100 = \frac{860 - 854,9}{854,9} 100 = 0,6, \% . (4.30)$$

При расхождении, меньшем 1 %, расчет считается окончанным. После расчета тепловой схемы необходимо выбрать число устанавливаемых котлов. Как показали технико-экономические расчеты, оптимальным числом котлов является 3. Затем определяется расход воды одним котлом и сравнивается с расходом воды, установленным заводом-изготовителем. Если расход воды, проходящей через один котел, больше регламентированного заводом-изготовителем, то выбор котлов считают законченным.

При расчете режима наиболее холодного месяца мощность отопления и вентиляции необходимо уменьшить на 40%, температуру сетевой воды в подающей и обратной линиях – на 10-20 °С или принять согласно графика температуры сетевой воды от температуры наружного воздуха. Для летнего режима температуру сетевой воды в подающей линии принять 65-75 °С, в обратной – 40-50 °С.

4.2. Моделирование тепловой схемы паровой котельной

Отпуск пара технологическим потребителям часто производит от котельных, называемых производственными. Эти котельные обычно вырабатывают насыщенный или слабо перегретый пар с давлением до 1,4 или 2,4 МПа. Пар используется технологическими потребителями и в небольшом количестве на приготовление горячей воды, направляемой в систему теплоснабжения. Приготовление горячей воды производится в сетевых подогревателях, устанавливаемых в котельной.

Принципиальная тепловая схема производственной котельной с отпуском небольшого количества теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения в закрытую систему теплоснабжения показана на рис. 2.

Насос сырой воды 3 подает воду в охладитель продувочной воды 5, где она нагревается за счет теплоты продувочной воды, затем сырая вода подогревается до температуры 20-30 °С в пароводяном подогревателе сырой воды 6 и направляется в химводоочистку. Хи-

мически очищенная вода направляется в охладитель подпиточной воды 10, где подогревается на несколько градусов. Дальнейший подогрев химически очищенной воды осуществляется в подогревателе 13. Перед поступлением в головку деаэратора 15 часть химически очищенной воды проходит через охладитель выпара деаэратора 14.

Подогрев сетевой воды производится паром в последовательно включенных двух сетевых подогревателях 12. Конденсат от всех подогревателей направляется в головку деаэратора, в которую также поступает конденсат, возвращаемый внешними потребителями пара.

Подогрев воды в атмосферном деаэраторе производится паром от котлов и паром из расширителя непрерывной продувки 2. Непрерывная продувка от котлов используется в расширителе, где котловая вода в следствие снижения давления частично испаряется.

В котельных с паровыми котлами независимо от тепловой схемы использование теплоты непрерывной продувки котлов является обязательным. Использованная в охладителе продувочная вода сбрасывается в продувочный колодец 4.

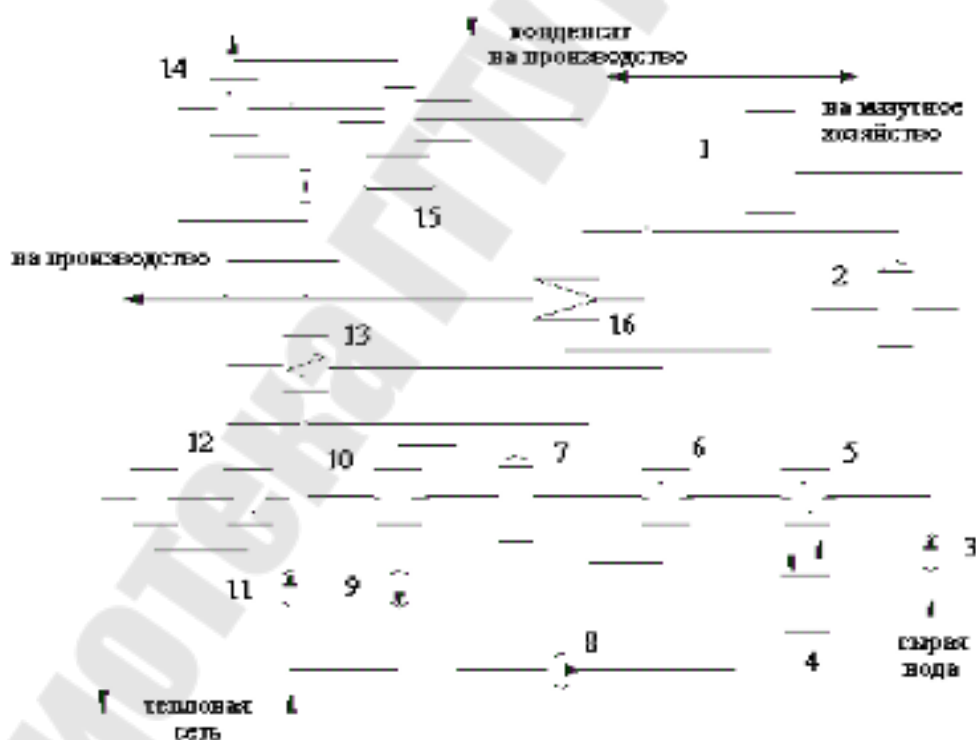


Рис. 2. Тепловая схема котельной с паровыми котлами

Деаэрированная вода с температурой около 104 °С питательным насосом подается в паровые котлы 1. Подпиточная вода для системы теплоснабжения забирается из того же деаэратора, охлаждаясь в ох-

ладителе подпиточной воды до 50-70 °С перед поступлением к подпиточному насосу.

Использование общего деаэратора для приготовления питательной и подпиточной воды возможно только для закрытых систем теплоснабжения в виду малого расхода подпиточной воды в них. В открытых системах теплоснабжения расход подпиточной воды значителен, поэтому в котельной следует устанавливать два деаэратора: один для приготовления питательной воды, другой - подпиточной. В котельных с паровыми котлами, как правило, устанавливаются деаэраторы атмосферного типа.

Для технологических потребителей, использующих пар более низкого давления по сравнению с вырабатываемым котлоагрегатами, и для подогревателей собственных нужд в тепловых схемах котельных предусматривается редуцирующая установка для снижения давления пара или редуцирующе-охлаждающая установка 16 для снижения давления и температуры пара.

Расчет тепловой схемы производственной котельной рекомендуется производить для трех режимов: максимально зимнего, наиболее холодного месяца и летнего.

Вначале расчетов необходимо составить таблицу исходных данных для расчета. Она составляется на основании данных о расходах пара технологическими потребителями и теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. В этой же таблице указываются значения величин, предварительно принятые в последующих расчетах.

Определяется расход воды на подогреватели сетевой воды:

$$G = \frac{860 \cdot Q}{t_1 - t_2} = \frac{860 \cdot 31}{100 - 60} = 666,5, \text{ т/ч, (4.31)}$$

где Q – расчетная тепловая нагрузка потребителей системы теплоснабжения, 31 МВт.

Определяется расход пара на подогреватели сетевой воды:

$$D_{\text{псв}} = \frac{4,2 \cdot G \cdot (t_1 - t_2)}{\eta \cdot (h''_{\text{роу}} - h_{\text{к}})} = \frac{4,2 \cdot 666,5 \cdot (100 - 60)}{0,98 \cdot (2757 - 336)} = 47,2, \text{ т/ч, (4.32)}$$

где $h''_{\text{роу}}$ – энтальпия редуцированного пара перед подогревателями сетевой воды, 2757 кДж/кг; $h_{\text{к}}$ – энтальпия конденсата после подогревателей сетевой воды, 336 кДж/кг.

Расход редуцированного пара внешними потребителями:

$$D''_{\text{роу}} = D_{\text{т}} + D_{\text{псв}} = 10 + 47,2 = 57,2, \text{ т/ч, (4.33)}$$

где D_T – расход редуцированного пара внешними технологическими потребителями, 10 т/ч.

Суммарный расход свежего пара внешними потребителями:

$$D_{\text{вн}} = D'_T + D''_{\text{роу}} \frac{h''_{\text{роу}} - h_{\text{пв}}}{h'_{\text{роу}} - h_{\text{пв}}} = 20 + 57,2 \frac{2757 - 437}{2833 - 437} = 75,4, \text{ т/ч, (4.34)}$$

где D'_T – расход свежего пара, 20 т/ч; $h'_{\text{роу}}$ – энтальпия свежего пара, 2833 кДж/кг; $h_{\text{пв}}$ – энтальпия питательной воды, 437 кДж/кг.

Количество воды, впрыскиваемую в редуционно-охладительную установку:

$$G_{\text{роу}} = D''_{\text{роу}} \frac{h'_{\text{роу}} - h''_{\text{роу}}}{h'_{\text{роу}} - h_{\text{пв}}} = 57,2 \frac{2833 - 2757}{2833 - 437} = 1,6, \text{ т/ч. (4.35)}$$

Расход пара на собственные нужды котельной:

$$D'_{\text{сн}} = 0,01 \cdot K_{\text{сн}} \cdot D_{\text{сн}} = 0,01 \cdot 4 \cdot 75,4 = 3,0, \text{ т/ч, (4.36)}$$

где $K_{\text{сн}}$ – коэффициент расхода пара на собственные нужды котельной, принимается равным 4 %.

Расход пара на мазутное хозяйство:

$$D_M = 0,01 \cdot K_M \cdot D_{\text{вн}} = 0,01 \cdot 3 \cdot 75,4 = 2,3, \text{ т/ч, (4.37)}$$

где K_M – коэффициент расхода пара на мазутное хозяйство, принимаем равным 3 %.

Расход пара на покрытие потерь в котельной:

$$D_{\text{п}} = 0,01 \cdot K_{\text{п}} \cdot (D_{\text{вн}} + D'_{\text{сн}} + D_M) = 0,01 \cdot 2 \cdot (75,4 + 3,0 + 2,3) = 1,6, \text{ т/ч, (4.38)}$$

где $K_{\text{п}}$ – расход пара на покрытие потерь в процентах от расхода пара внешними потребителями, принимаем 2 %.

Суммарный расход пара на собственные нужды, мазутное хозяйство и покрытие потерь в котельной:

$$D_{\text{сн}} = D'_{\text{сн}} + D_M + D_{\text{п}} = 3,0 + 2,3 + 1,6 = 6,9, \text{ т/ч. (4.39)}$$

Суммарная паропроизводительность котельной:

$$D = D_{\text{вн}} + D_{\text{сн}} = 75,4 + 6,9 = 82,3, \text{ т/ч. (4.40)}$$

Потери конденсата в оборудовании внешних потребителей и внутри котельной:

$$G_{\text{к}}^{\text{пот}} = (1 - \beta) \cdot (D_T + D'_T) + 0,01 \cdot K_{\text{к}} \cdot D = (1 - 0,8) \cdot (10 + 20) + 0,01 \cdot 3 \cdot 82,3 = 8,5, \text{ т/ч, (4.41)}$$

где β – доля конденсата, возвращаемого внешними потребителями, принимаем равным 0,8; $K_{\text{к}}$ – потери конденсата в цикле котельной ус-

тановки в процентах от суммарной производительности котельной, принимаем 3 %.

Расход химически очищенной воды:

$$G_{\text{ХОВ}} = G_{\text{к}}^{\text{ПОТ}} + 0,01 \cdot K_{\text{ТС}} \cdot G = 8,5 + 0,01 \cdot 1,5 \cdot 666,5 = 18,5, \text{ т/ч}, \quad (4.42)$$

где $K_{\text{ТС}}$ – потери воды в теплосети в процентах от расхода сетевой воды, принимаем равным 1,5 %.

Расход сырой воды:

$$G_{\text{СВ}} = K_{\text{ХВ}} \cdot G_{\text{ХОВ}} = 1,1 \cdot 18,5 = 20,3, \text{ т/ч}. \quad (4.43)$$

Количество воды, поступающей с непрерывной продувкой в расширитель:

$$G_{\text{пр}} = 0,01 \cdot p_{\text{пр}} \cdot D = 0,01 \cdot 3 \cdot 82,3 = 2,5, \text{ т/ч}, \quad (4.44)$$

где $p_{\text{пр}}$ – процент непрерывной продувки, принимается равным 3 %.

Количество пара, получаемого в расширителе непрерывной продувки:

$$D_{\text{расш}} = \frac{G_{\text{пр}} \cdot (h_{\text{кв}} - h'_{\text{расш}})}{x \cdot (h''_{\text{расш}} - h'_{\text{расш}})} = \frac{2,5 \cdot (830 - 437)}{0,98 \cdot (2690 - 437)} = 0,4, \text{ т/ч}, \quad (4.45)$$

где $h_{\text{кв}}$ – энтальпия котловой воды, 830 кДж/кг; $h''_{\text{расш}}$ – энтальпия пара, получаемого в расширителе непрерывной продувки, 2690 кДж/кг; $h'_{\text{расш}}$ – энтальпия воды, получаемой в расширителе непрерывной продувки, 437 кДж/кг; x – степень сухости пара, выходящего из расширителя непрерывной продувки, принимается 0,98.

Количество воды на выходе из расширителя непрерывной продувки:

$$G_{\text{расш}} = G_{\text{пр}} - D_{\text{расш}} = 2,5 - 0,4 = 2,1, \text{ т/ч}. \quad (4.46)$$

Температура сырой воды после охладителя непрерывной продувки:

$$t'_{\text{св}} = \frac{G_{\text{расш}} \cdot (h'_{\text{расш}} \cdot \eta - h''_{\text{пр}})}{4,2 \cdot G_{\text{св}}} + t_{\text{св}} = \frac{2,1 \cdot (437 \cdot 0,98 - 210)}{4,2 \cdot 20,3} + 5 = 10, \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (4.47)$$

Расход пара на подогреватель сырой воды:

$$D_{\text{св}} = \frac{G_{\text{св}} \cdot (h'_{\text{ХОВ}} - h'_{\text{св}})}{(h''_{\text{роу}} - h'_{\text{к}}) \cdot \eta} = \frac{20,3 \cdot (84 - 42)}{(2757 - 670) \cdot 0,98} = 0,4, \text{ т/ч}, \quad (4.48)$$

где $h'_{\text{ХОВ}}$ – энтальпия сырой воды после подогревателя, принимаем 84 кДж/кг; $h'_{\text{св}}$ – энтальпия сырой воды после охладителя непрерывной

продувки, определяется по температуре $t'_{\text{св}}$, равна 42 кДж/кг; $h_{\text{к}}^{\text{роу}}$ – энтальпия конденсата редуцированного пара, принимается 670 кДж/кг.

Температура химически очищенной воды после охладителя подпиточной воды:

$$t''_{\text{хов}} = t'_{\text{хов}} + \frac{0,01 \cdot K_{\text{тс}} \cdot G \cdot (t_{\text{пв}} - t_2) \cdot \eta}{G_{\text{хов}}} = 20 + \frac{0,01 \cdot 1,5 \cdot 666,5 \cdot (104 - 60) \cdot 0,98}{18,5} = 43, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4.49)$$

где $t'_{\text{хов}}$ – температура химически очищенной воды на входе в охладитель подпиточной воды, 20°С; $t_{\text{пв}}$ – температура питательной воды, 104°С; t_2 – температура деаэрированной воды после охладителя, принимается равной 60 °С.

Расход пара на подогрев химически очищенной воды в подогревателе перед деаэратором:

$$D_{\text{хов}} = \frac{G_{\text{хов}} \cdot (h_{\text{к}} - h''_{\text{хов}})}{(h''_{\text{роу}} - h_{\text{к}}) \cdot \eta} = \frac{18,5 \cdot (336 - 182)}{(2757 - 670) \cdot 0,98} = 1,4, \text{ т/ч}, \quad (4.50)$$

где $h_{\text{к}}$ – энтальпия химически очищенной воды после подогревателя, определяется по температуре конденсата, принимаем 336 кДж/кг; $h''_{\text{хов}}$ – энтальпия химически очищенной воды перед подогревателем, определяется по температуре химически очищенной воды после охладителя подпиточной воды, 182 кДж/кг.

Суммарное количество пара и воды, поступающих в деаэратор без учета греющего пара:

$$G_{\text{д}} = G_{\text{хов}} + \beta(D_{\text{т}} + D'_{\text{т}}) + D_{\text{хов}} + D_{\text{св}} + D_{\text{псв}} + D_{\text{расш}} = 18,5 + 0,8 \cdot (10 + 20) + 1,4 + 0,4 + 47,2 + 0,4 = 91,9, \text{ т/ч}. \quad (4.51)$$

Средняя температура воды в деаэраторе без учета греющего пара:

$$t'_{\text{д}} = \frac{(G_{\text{хов}} + \beta(D_{\text{т}} + D'_{\text{т}}) + D_{\text{псв}})h_{\text{к}} + (D_{\text{хов}} + D_{\text{св}})h_{\text{к}}^{\text{роу}} + D_{\text{расш}} \cdot h''_{\text{расш}}}{4,2 \cdot G_{\text{д}}} = \frac{(18,5 + 0,8 \cdot (10 + 20) + 47,2) \cdot 336 + (1,4 + 0,4) \cdot 670 + 0,4 \cdot 2690}{4,2 \cdot 91,9} = 84, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (4.52)$$

Расход греющего пара на деаэратор:

$$D_{\text{д}} = \frac{G_{\text{д}} \cdot (h_{\text{пв}} - 4,2 \cdot t'_{\text{д}})}{(h''_{\text{роу}} - h_{\text{пв}}) \cdot \eta} = \frac{91,9 \cdot (437 - 4,2 \cdot 84)}{(2757 - 437) \cdot 0,98} = 3,4, \text{ т/ч. (4.53)}$$

Расход редуцированного пара на собственные нужды котельной:

$$D_{\text{сн}}^{\text{роу}} = D_{\text{д}} + D_{\text{хов}} + D_{\text{св}} = 3,4 + 1,4 + 0,4 = 5,2, \text{ т/ч. (4.54)}$$

Расход свежего пара на собственные нужды котельной:

$$D_{\text{сн}} = D_{\text{сн}}^{\text{роу}} \frac{h''_{\text{роу}} - h_{\text{пв}}}{h'_{\text{роу}} - h_{\text{пв}}} = 5,2 \frac{2757 - 437}{2833 - 437} = 5,0, \text{ т/ч. (4.55)}$$

Действительная паропроизводительность котельной с учетом расхода пара на собственные нужды:

$$D_{\text{к}} = (D_{\text{вн}} + D_{\text{сн}}) \cdot (1 + 0,01 \cdot K_{\text{п}}) = (75,4 + 5) \cdot (1 + 0,01 \cdot 2) = 82, \text{ т/ч. (4.56)}$$

Невязка с предварительно принятой паропроизводительностью котельной:

$$\Delta D = \frac{D - D_{\text{к}}}{D_{\text{к}}} 100 = \frac{82,3 - 82}{82} 100 = 0,3, \% . (4.57)$$

Так как невязка получилась менее 1%, то расчет тепловой схемы считается законченным. При большей невязке расчет следует повторить, изменив расход пара на собственные нужды.

При расчете режима наиболее холодного месяца мощность отопления и вентиляции необходимо уменьшить на 40%, температуру сетевой воды в подающей и обратной линиях – на 10-20 °С или принять согласно графика температуры сетевой воды от температуры наружного воздуха. Для летнего режима температуру сетевой воды в подающей линии принять 65-75 °С, в обратной – 40-50 °С.

4.3. Моделирование тепловой схемы котельной с паровыми и водогрейными котлами

При значительных расходах теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения и относительно малых расходах пара на технологические нужды обычно проектируются котельные с паровыми и водогрейными котлами.

На рис. 3 показана принципиальная схема котельной, обеспечивающая одноступенчатый и двухступенчатый подогрев сетевой воды. Связью между паровой и водогрейной частью котельной является химическая очистка питательной воды и теплопроводы для обоих теплоносителей. В связи с тем, что котельная работает на открытую сис-

тому теплоснабжения, предусмотрена установка двух деаэраторов: одного для дегазации питательной воды, второго - для подпиточной воды. Оба деаэратора атмосферного типа.

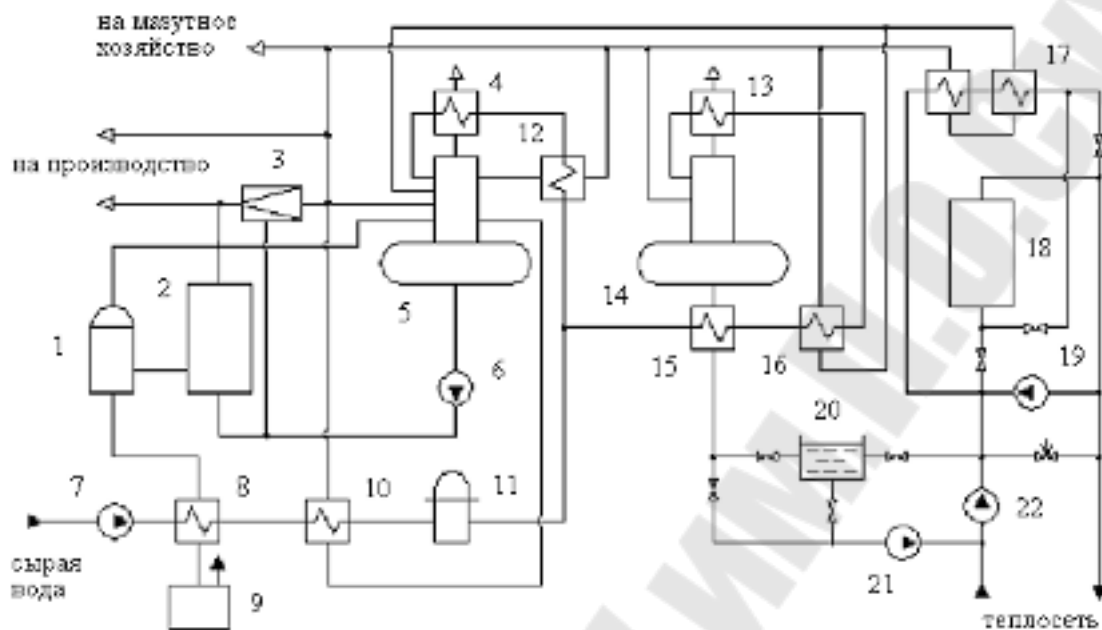


Рис. 3. Тепловая схема котельной с водогрейными и паровыми котлами

Потоки рабочих тел движутся в следующих направлениях. Насос сырой воды 7 подает воду в охладитель продувочной воды 8, где она нагревается за счет теплоты продувочной воды. Затем сырая вода подогревается до 20-30 °С в пароводяном подогревателе 10 и направляется в химводоочистку 11.

Химически очищенная вода разветвляется на два направления: первое - подогреватель 12, охладитель выпара 4, деаэратор питательной воды 5; второе - охладитель подпиточной воды 15, подогреватель подпиточной воды 16, охладитель выпара 13, деаэратор подпиточной воды 14.

Из деаэратора питательной воды питательным насосом 6 вода поступает в паровые котлы 2 и на впрыск в редуционно-охладительную установку 3. Дегазированная вода из деаэратора подпиточной воды поступает в бак-аккумулятор 20 и далее подпиточным насосом 21 направляется в тепловую сеть. Сетевой насос 22 подает обратную воду в водогрейные котлы 18 и затем нагретую - в подающую линию теплосети. Возможен и другой вариант: обратная вода сначала подогревается в пароводяных сетевых подогревателях 17 и после них поступает в водогрейные котлы, т.е. водогрейные котлы

работают как пиковые. Для регулирования количества воды, подаваемой в водогрейные котлы, и температуры сетевой воды в подающем трубопроводе установлены: рециркуляционный насос 19 и перепускная линия.

Пар из паровых котлов частично направляется к технологическим потребителям, частично к РОУ, после которой он используется на собственные нужды и подается потребителям требующим давления 0,6 МПа. Непрерывная продувка от паровых котлов направляется в расширитель 1, где котловая вода вследствие снижения давления частично испаряется. Пар из расширителя поступает в деаэратор питательной воды. Вода из расширителя поступает в охладитель продувочной воды и сбрасывается в продувочный колодец 9.

Вначале расчетов необходимо составить таблицу исходных данных для расчета. Она составляется на основании данных о расходах пара технологическими потребителями и теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. В этой же таблице указываются значения величин, предварительно принятые в последующих расчетах.

Расчет тепловой схемы котельной рекомендуется производить для трех режимов: максимально зимнего, наиболее холодного месяца и летнего. Ниже приведен расчет котельной, работающей на открытую систему теплоснабжения для максимально-зимнего режима. Остальные режимы рассчитываются аналогично. Основным топливом является мазут.

Определяется расход сетевой воды на горячее водоснабжение:

$$G_{\text{ГВ}} = \frac{860 \cdot Q_{\text{ГВ}}}{t_1 - t_2} = \frac{860 \cdot 15}{100 - 50} = 258, \text{ т/ч. (4.58)}$$

Расход сетевой воды на отопление и вентиляцию:

$$G_{\text{ОВ}} = \frac{860 \cdot Q_{\text{ОВ}}}{t_1 - t_2} = \frac{860 \cdot 60}{100 - 50} = 1032, \text{ т/ч. (4.59)}$$

Определяется утечка воды из теплосетей:

$$G_{\text{УТ}} = 0,01 \cdot K_{\text{ТС}} \cdot G_{\text{ОВ}} = 0,01 \cdot 2 \cdot 1032 = 20,6, \text{ т/ч. (4.60)}$$

Количество подпиточной воды, необходимое для нужд горячего водоснабжения и утечек в тепловой сети:

$$G_{\text{ПОДП}} = G_{\text{ГВ}} + G_{\text{УТ}} = 258 + 20,6 = 278,6, \text{ т/ч. (4.61)}$$

Количество теплоты, внесенное с подпиточной водой:

$$Q_{\text{ПОДП}} = 0,00116 \cdot G_{\text{ПОДП}} \cdot t_{\text{ПОДП}} = 0,00116 \cdot 278,6 \cdot 50 = 16,2, \text{ МВт, (4.62)}$$

где $t_{\text{подп}}$ – температура подпиточной воды, 50°C .

Тепловая нагрузка водоподогревательной установки:

$$Q_{\text{впу}} = Q_{\text{ов}} + Q_{\text{гв}} + 0,00116 \cdot G_{\text{ут}} \cdot (t_{\text{тс}}^{\text{ср}} - t_{\text{св}}) - Q_{\text{подп}} = \\ = 60 + 15 + 0,00116 \cdot 20,6 \cdot (75 - 5) - 16,2 = 60,5, \text{ МВт}, (4.63)$$

где $t_{\text{тс}}^{\text{ср}}$ – средняя температура сетевой воды в теплосети, 75°C .

Расход пара на деаэратор подпиточной воды:

$$D_{\text{дсв}} = \frac{G_{\text{подп}} \cdot (h'_{\text{дсв}} - h''_{\text{дсв}})}{h''_{\text{роу}} - h'_{\text{дсв}}} = \frac{278,6 \cdot (437 - 357)}{2757 - 437} = 9,6, \text{ т/ч}, (4.64)$$

где $h''_{\text{роу}}$ – энтальпия редуцированного пара, 2757 кДж/кг ; $h'_{\text{дсв}}$ – энтальпия подпиточной воды на выходе из деаэратора, 437 кДж/кг ; $h''_{\text{дсв}}$ – энтальпия химочищенной воды после подогревателя, 357 кДж/кг .

Расход химически очищенной воды на деаэратор подпиточной воды:

$$G_{\text{дсв}}^{\text{хов}} = G_{\text{подп}} - G_{\text{дсв}} = 278,6 - 9,6 = 269, \text{ т/ч}. (4.65)$$

Определяется температура химически очищенной воды после охладителя подпиточной вод:

$$t''_{\text{охл}} = \frac{G_{\text{подп}} \cdot (h'_{\text{дсв}} - h_{\text{подп}})}{4,2 \cdot G_{\text{дсв}}^{\text{хов}}} + t_{\text{хво}} = \frac{278,6 \cdot (437 - 210)}{4,2 \cdot 269} + 20 = 75, ^\circ\text{C},$$

(4.65)

где $h_{\text{подп}}$ – энтальпия подпиточной воды после охладителя подпиточной воды, 210 кДж/кг .

Расход пара на подогреватель химически очищенной воды, поступающей в деаэратор подпиточной воды:

$$D_{\text{под}}^{\text{хов}} = \frac{G_{\text{дсв}}^{\text{хов}} \cdot (h''_{\text{дсв}} - 4,2 t''_{\text{охл}})}{(h''_{\text{роу}} - h_{\text{к}}^{\text{роу}}) \eta} = \frac{269 \cdot (357 - 4,2 \cdot 75)}{(2757 - 600) \cdot 0,98} = 5,4, \text{ т/ч}, (4.66)$$

где $h_{\text{к}}^{\text{роу}}$ – энтальпия конденсата редуцированного пара, возвращаемого подогревателем, 600 кДж/кг .

Расход пара на подогреватель сетевой воды (определяется только для режимов, при которых подогреватель находится в работе):

$$D_{\text{псв}} = \frac{3600 \cdot Q_{\text{псв}}}{(h''_{\text{роу}} - h_{\text{к}}^{\text{роу}})\eta} = \frac{3600 \cdot 0}{(2757 - 600) \cdot 0,98} = 0, \text{ т/ч, (4.67)}$$

где $Q_{\text{псв}}$ – тепловая нагрузка подогревателя сетевой воды (при выборе числа и мощности водогрейных котлов принимается равной нулю).

Определяется расход сырой воды на химводоочистку для подпитки тепловой сети:

$$D_{\text{св}}^{\text{тс}} = K_{\text{хв}} \cdot G_{\text{дсв}}^{\text{хов}} = 1,1 \cdot 269 = 296, \text{ т/ч. (4.68)}$$

Расход пара на подогреватель сырой воды, поступающей на химводоочистку для подпитки теплосети:

$$D_{\text{под}}^{\text{св1}} = \frac{4,2(t'_{\text{хво}} - t_{\text{св}})G_{\text{св}}^{\text{тс}}}{(h''_{\text{роу}} - h_{\text{к}}^{\text{роу}})\eta} = \frac{4,2 \cdot (20 - 5)296}{(2757 - 600) \cdot 0,98} = 8,8, \text{ т/ч, (4.69)}$$

где $t'_{\text{хво}}$ – температура воды перед химводоочисткой, принимаем 20 °С.

Суммарный расход редуцированного пара внешними потребителями:

$$D''_{\text{роу}} = D_{\text{т}} + D_{\text{дсв}} + D_{\text{под}}^{\text{хов}} + D_{\text{псв}} + D_{\text{под}}^{\text{св}} = 2 + 9,6 + 5,4 + 0 + 8,8 = 25,8, \text{ т/ч. (4.70)}$$

Суммарный расход свежего пара:

$$D_{\text{вн}} = \frac{D''_{\text{роу}}(h''_{\text{роу}} - h'_{\text{дсв}})}{h'_{\text{роу}} \cdot \eta - h'_{\text{дсв}}} + D''_{\text{т}} = \frac{25,8 \cdot (2757 - 437)}{2833 \cdot 0,98 - 437} + 5 = 30,1, \text{ т/ч. (4.71)}$$

где $h'_{\text{роу}}$ – энтальпия свежего пара, 2833 кДж/кг.

Расход пара на собственные нужды котельной по предварительной оценке:

$$D_{\text{сн}} = 0,01 \cdot K_{\text{сн}} \cdot D_{\text{вн}} = 0,01 \cdot 45 \cdot 30,1 = 13,6, \text{ т/ч, (4.72)}$$

где $K_{\text{сн}}$ – расход пара на собственные нужды в % суммарного расхода свежего пара внешними потребителями, принимаем 45 %.

Определяется паропроизводительность котельной по предварительной оценке с учетом потерь теплоты в цикле:

$$D = \frac{D_{\text{вн}} + D_{\text{сн}}}{1 - 0,01 \cdot K_{\text{к}}} = \frac{30,1 + 13,6}{1 - 0,01 \cdot 3} = 45, \text{ т/ч, (4.73)}$$

где $K_{\text{к}}$ – потери пара в цикле котельной, принимаем равными 3 %.

Количество котловой воды, поступающей в расширитель с непрерывной продувкой:

$$G_{\text{пр}} = 0,01 \cdot p_{\text{пр}} \cdot D = 0,01 \cdot 5 \cdot 45 = 2,3, \text{ т/ч. (4.74)}$$

Количество пара, образовавшегося в расширителе непрерывной продувки:

$$D_{\text{расш}} = \frac{G_{\text{пр}} (h_{\text{кв}} - h'_{\text{расш}})}{x(h''_{\text{расш}} - h'_{\text{расш}})} = \frac{2,3 \cdot (890 - 437)}{0,98 \cdot (2695 - 437)} = 0,5, \text{ т/ч, (4.75)}$$

где $h_{\text{кв}}$ – энтальпия котловой воды, 890 кДж/кг; $h'_{\text{расш}}$ – энтальпия продувочной воды, выходящей из сепаратора непрерывной продувки, 437 кДж/кг; $h''_{\text{расш}}$ – энтальпия пара, выходящего из сепаратора непрерывной продувки, 2695 кДж/кг.

Количество воды на выходе из расширителя непрерывной продувки:

$$G_{\text{расш}} = G_{\text{пр}} - D_{\text{расш}} = 2,3 - 0,5 = 1,8, \text{ т/ч. (4.76)}$$

Потери конденсата производственными потребителями:

$$G_{\text{к}}^{\text{ПОТ}} = (1 - \beta) \cdot (D_{\text{т}} + D'_{\text{т}}) = (1 - 0,8) \cdot (2 + 5) = 1,4, \text{ т/ч. (4.77)}$$

Потери конденсата в цикле котельной:

$$G_{\text{к}}^{\text{КОТ}} = 0,01 \cdot K_{\text{к}} \cdot D = 0,01 \cdot 3 \cdot 45 = 1,4, \text{ т/ч. (4.78)}$$

Расход химически очищенной воды, поступающей в деаэратор питательной воды:

$$G_{\text{хов}} = G_{\text{к}}^{\text{ПОТ}} + G_{\text{к}}^{\text{КОТ}} + D_{\text{дсв}} = 1,4 + 1,4 + 9,6 = 12,4, \text{ т/ч. (4.79)}$$

Расход сырой воды, поступающей на химводоочистку паровых котлов:

$$G_{\text{св}} = K_{\text{хв}} \cdot G_{\text{хов}} = 1,1 \cdot 12,4 = 13,6, \text{ т/ч. (4.80)}$$

Температура сырой воды после охладителя непрерывной продувки:

$$t'_{\text{св}} = \frac{G_{\text{расш}} \cdot (h'_{\text{расш}} \cdot \eta - h''_{\text{пр}})}{4,2 \cdot (G_{\text{св}} + D_{\text{св}}^{\text{тс}})} + t_{\text{св}} = \frac{1,8 \cdot (437 \cdot 0,98 - 210)}{4,2 \cdot (13,6 + 296)} + 5 = 5, \text{ }^{\circ}\text{C, (4.81)}$$

где $h''_{\text{пр}}$ – энтальпия продувочной воды, сбрасываемой в дренаж, 210 кДж/кг, принимается для воды температурой 50 °С.

Расход пара на подогреватель сырой воды, поступающей на химводоочистку паровых котлов:

$$D_{\text{под}}^{\text{св2}} = \frac{G_{\text{св}} \cdot 4,2 \cdot (t'_{\text{хов}} - t'_{\text{св}})}{(h''_{\text{роу}} - h_{\text{к}}^{\text{роу}}) \cdot \eta} = \frac{13,6 \cdot 4,2 \cdot (20 - 5)}{(2757 - 600) \cdot 0,98} = 0,4, \text{ т/ч. (4.82)}$$

Расход пара на подогреватель химически очищенной воды, установленного перед деаэратором питательной воды:

$$D_{\text{хов}} = \frac{G_{\text{хов}} \cdot (h_{\text{под}}^{\text{хов}} - h_{\text{хов}}'')}{(h_{\text{роу}}'' - h_{\text{к}}^{\text{роу}}) \cdot \eta} = \frac{12,4 \cdot (210 - 84)}{(2757 - 600) \cdot 0,98} = 1,2, \text{ т/ч, (4.83)}$$

где $h_{\text{хов}}''$ – энтальпия химически очищенной воды перед подогревателем, 84 кДж/кг.

Количество конденсата, возвращаемого внешними потребителями:

$$G_{\text{к}}^{\text{вн}} = \beta \cdot (D_{\text{т}} + D'_{\text{т}}) = 0,8 \cdot (2 + 5) = 5,6, \text{ т/ч. (4.84)}$$

Суммарное количество воды и пара, поступающее в деаэратор питательной воды, без учета греющего пара деаэратора:

$$G_{\text{д}}^{\text{пв}} = G_{\text{к}}^{\text{вн}} + G_{\text{хов}} + D_{\text{расш}} + D_{\text{под}}^{\text{св}} + D_{\text{хов}} + D_{\text{псв}} = \\ = 5,6 + 12,4 + 0,5 + 8,8 + 1,2 + 0 = 28,5, \text{ т/ч. (4.85)}$$

Средняя температура воды в деаэраторе:

$$t'_{\text{д}} = \frac{G_{\text{к}}^{\text{вн}} \cdot h_{\text{к}} + G_{\text{хов}} \cdot h_{\text{под}}^{\text{хов}} + (D_{\text{хов}} + D_{\text{псв}} + D_{\text{под}}^{\text{св}}) h_{\text{к}}^{\text{роу}} + D_{\text{расш}} \cdot h_{\text{расш}}''}{4,2 \cdot G_{\text{д}}^{\text{пв}}} = \\ = \frac{5,6 \cdot 252 + 12,4 \cdot 294 + (8,8 + 1,2 + 0) \cdot 600 + 0,4 \cdot 2690}{4,2 \cdot 28,5} = 103, \text{ }^{\circ}\text{C. (4.86)}$$

Расход пара на деаэратор питательной воды:

$$D_{\text{д}}^{\text{пв}} = \frac{G_{\text{д}}^{\text{пв}} \cdot (h_{\text{пв}} - 4,2 \cdot t'_{\text{д}})}{h_{\text{роу}}'' - h_{\text{дсв}}'} = \frac{28,5 \cdot (437 - 4,2 \cdot 103)}{2757 - 437} = 0,05, \text{ т/ч. (4.87)}$$

Расход редуцированного пара на собственные нужды:

$$D_{\text{сн}}^{\text{роу}} = D_{\text{д}}^{\text{пв}} + D_{\text{под}}^{\text{св1}} + D_{\text{под}}^{\text{св2}} + D_{\text{хов}} = 0,05 + 8,8 + 0,4 + 1,2 = 10,5, \text{ т/ч. (4.88)}$$

Расход свежего пара на мазутное хозяйство:

$$D_{\text{м}} = (D'_{\text{уд}} \cdot D + D''_{\text{уд}} \cdot Q_{\text{впу}}) \cdot 0,001 = (25 \cdot 45 + 40 \cdot 60,5) \cdot 0,001 = 3,6, \text{ т/ч. (4.89)}$$

где $D'_{\text{уд}}$ – удельный расход пара на мазутное хозяйство для паровых котлов, равен 25 кг/т; $D''_{\text{уд}}$ – удельный расход пара на мазутное хозяйство для водогрейных котлов, равен 40 кг/МВт.

Расход свежего пара на собственные нужды:

$$D'_{\text{сн}} = \frac{D_{\text{сн}}^{\text{роу}} \cdot (h'_{\text{роу}} - h_{\text{пв}})}{(h'_{\text{роу}} - h_{\text{пв}})\eta} + D_{\text{м}} = \frac{10,5 \cdot (2757 - 437)}{(2833 - 437) 0,98} + 3,6 = 13,9, \text{ т/ч. (4.90)}$$

Действительная паропроизводительность котельной с учетом расхода на собственные нужды и потери пара в котельной:

$$D_{\text{к}} = \frac{D_{\text{вн}} + D'_{\text{сн}}}{1 - 0,01 \cdot K_{\text{к}}} = \frac{30,1 + 13,9}{1 - 0,01 \cdot 3} = 45,4, \text{ т/ч. (4.91)}$$

Небаланс с предварительно принятой паропроизводительностью котельной:

$$\Delta D = \frac{D - D_{\text{к}}}{D_{\text{к}}} 100 = \frac{45 - 45,4}{45,4} 100 = 0,8, \text{ \%}. (4.92)$$

Моделирование тепловой схемы котельной считается законченным, если небаланс с предварительно принятой паропроизводительностью котельной меньше 1 %.

При расчете режима наиболее холодного месяца мощность отопления и вентиляции необходимо уменьшить на 40%, температуру сетевой воды в подающей и обратной линиях – на 10-20 °С или принять согласно графика температуры сетевой воды от температуры наружного воздуха. Для летнего режима температуру сетевой воды в подающей линии принять 65-75 °С, в обратной – 40-50 °С.

5. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ НА МИКРОУРОВНЕ

5.1. Численное решение одномерной нестационарной задачи теплопроводности для стержня с боковым теплообменом

Целью лабораторной работы является исследование нестационарного теплового режима стержня на основе численного решения одномерного уравнения теплопроводности.

5.1.1. Постановка задачи

Объектом исследования является стержень длиной L с одномерным температурным полем $T(x, \tau)$. Стержень имеет площадь поперечного сечения S и периметр f . На боковой поверхности стержня происходит теплообмен со средой, характеризуемый коэффициентом теплоотдачи α . Теплопроводность материала стержня может зависеть от температуры. В объеме стержня действует распределенный внутренний источник теплоты.

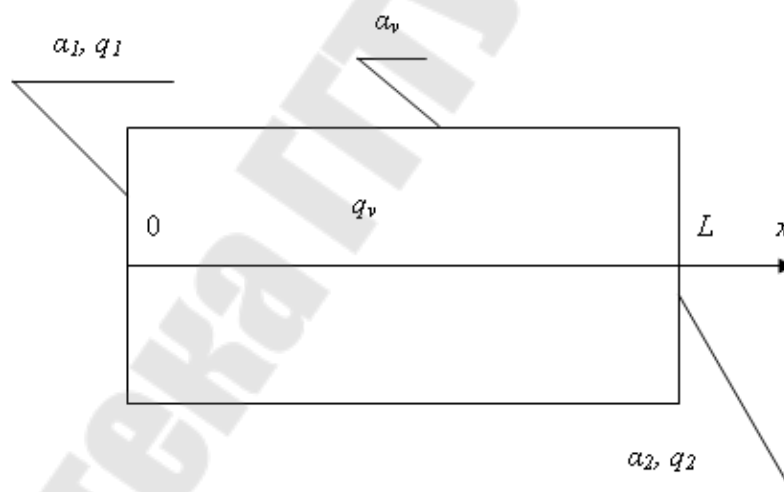


Рис. 4. Стержень с боковым теплообменом

Нестационарное пространственное распределение температуры описывается одномерным уравнением теплопроводности [5]

$$c\rho \frac{\partial v}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(v) \frac{\partial v}{\partial x} \right] - \alpha_v v + q_v, \quad (5.1)$$

где $v = T - T_{\text{ср}}$ – перегрев над температурой среды у боковой поверхности, $^{\circ}\text{K}$; x – координата, м; τ – время, с; $c\rho$ – объемная теплоем-

кость, Дж/(м³·°К); λ – теплопроводность, Вт/(м·°К); q_v – объемная плотность теплового потока, Вт/м³; α_v – объемный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м³·°К).

На торцах стержня $x=0$ и $x=L$ задаются граничные условия первого рода

$$v(0, \tau) = f1(\tau), \quad v(L, \tau) = f2(\tau) \quad (5.2)$$

или граничные условия третьего рода

$$\left[-\lambda \frac{\partial v}{\partial x} + \alpha_1 v \right]_{x=0} = q_1, \quad \left[\lambda \frac{\partial v}{\partial x} + \alpha_2 v \right]_{x=L} = q_2, \quad (5.3)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи, Вт/(м²·°К); q_1, q_2 – плотности теплового потока поверхностных источников, Вт/м².

Начальное распределение температуры стержня принимается равномерным

$$v(x, 0) = v_0 = const \quad (5.4)$$

или функцией от координаты x

$$v(x, 0) = f3(x). \quad (5.5)$$

Для задания зависимости теплопроводности от перегрева $\lambda(v)$ предусмотрено использование следующих видов функций:

$$\lambda(v) = A + Bv + Cv^2; \quad (5.6)$$

$$\lambda(v) = A + Be^{Cv}; \quad (5.7)$$

$$\lambda(v) = A + Bv^C; \quad (5.8)$$

$$\lambda(v) = \begin{cases} A, & v \leq C, \\ B, & v > C. \end{cases} \quad (5.9)$$

Объемная плотность теплового потока q_v может зависеть либо от координаты x , либо от времени τ . Эти зависимости задаются с помощью следующих функций:

$$q_v(x) = A + Bx + Cx^2; \quad (5.10)$$

$$q_v(x) = \begin{cases} A, & x \leq C, \\ B, & x > C; \end{cases} \quad (5.11)$$

$$q_v(\tau) = A + B\tau + C\tau^2; \quad (5.12)$$

$$q_v(\tau) = \begin{cases} A, & \tau \leq C, \\ B, & \tau > C; \end{cases} \quad (5.13)$$

$$q_v(\tau) = A + B \sin(C\tau). \quad (5.14)$$

5.1.2. Методика численного решения

Для численного решения (5.1)-(5.4) вводится равномерная пространственная сетка с шагом $h = \frac{L}{N_x - 1}$ и равномерная сетка по времени с шагом $\Delta\tau$: $x_n = (n-1)h$; $n = 1, \dots, N_x$; $\tau_j = j\Delta\tau$; $j = 0, 1, \dots, N_\tau$. В узлах сетки (x_n, τ_j) рассчитываются значения сеточной функции u_n^j , соответствующие перегревам $v(x_n, \tau_j)$.

Для решения используется неявная разностная схема, построенная с помощью метода конечных разностей [3]:

– для внутренних узлов

$$c\rho \frac{u_n^j - u_n^{j-1}}{\Delta\tau} = \frac{\lambda}{h} (u_{n+1}^j - 2u_n^j + u_{n-1}^j) - q_v, n = 2, \dots, N_x - 1; \quad (5.15)$$

– для левой границы

$$-\lambda \frac{u_2^j - u_1^j}{h} + \alpha_1 u_1^j = q_1, n = 1; \quad (5.16)$$

– для правой границы

$$\lambda \frac{u_{N_x}^j - u_{N_x-1}^j}{h} + \alpha_2 u_{N_x}^j = q_2, n = N_x; \quad (5.17)$$

– начальные условия

$$u_n^0 = f_3(x_n), n = 1, \dots, N_x. \quad (5.18)$$

Сеточная функция u_n^j рассчитывается последовательно по временным слоям. На каждом временном слое τ_j значения u_n^j находятся путем решения системы алгебраических уравнений с трехдиагональной матрицей коэффициентов размером N_x следующими способами [4]:

- методом прогонки;
- методом Гаусса;
- методом Крамера;
- методом обратной матрицы.

5.1.3. Порядок выполнения работы

Лабораторная работа выполняется в среде MathCAD. Студент согласно своего варианта вводит следующие данные:

- объемная теплоемкость $c\rho$, Дж/(м³·°К);

- объемный коэффициент теплоотдачи α_v , Вт/(м³·°К);
- коэффициент теплоотдачи на левой границе α_1 , Вт/(м²·°К);
- коэффициент теплоотдачи на правой границе α_2 , Вт/(м²·°К);
- плотность теплового потока поверхностных источников на левой границе q_1 , Вт/м²;
- плотность теплового потока поверхностных источников на правой границе q_2 , Вт/м²;
- начальный перегрев $v(x,0) = f_3(x)$, °К;
- длина стержня L , м;
- вид зависимости теплопроводности $\lambda(v)$, Вт/(м·°К);
- вид зависимости объемной плотности теплового потока $q_v(x)$ или $q_v(v)$, Вт/м³;
- число узлов пространственной сетки N_x ;
- число узлов временной сетки N_t ;
- шаг по времени $\Delta \tau$, с;
- метод решения системы алгебраических уравнений.

Используя методы программирования в MathCAD, студент должен построить следующие зависимости:

- теплопроводности от перегрева $\lambda(v)$;
- плотности теплового потока $q_v(x)$ или $q_v(v)$;
- трехмерный график температурного поля стержня по пространству и времени;
- графики зависимости перегрева в начале, середине и в конце стержня от времени;
- графики зависимости перегрева стержня от координаты x в заданный момент времени при различных шагах по времени.

5.1.4. Пример выполнения работы

Для примера вводим следующие данные:

- объемная теплоемкость $c\rho$, 35000 Дж/(м³·°К);
- объемный коэффициент теплоотдачи α_v , 1000 Вт/(м³·°К);
- коэффициент теплоотдачи на левой границе α_1 , 100 Вт/(м²·°К);
- коэффициент теплоотдачи на правой границе α_2 , 80 Вт/(м²·°К);
- плотность теплового потока поверхностных источников на левой границе q_1 , 10 Вт/м²;
- плотность теплового потока поверхностных источников на правой границе q_2 , 10 Вт/м²;

- начальный перегрев, 500 °K;
- длина стержня L , 1 м;
- вид зависимости теплопроводности $\lambda(\nu) = 384 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{°K})$;
- вид зависимости объемной плотности теплового потока $q_v(x)=20 \text{ Вт}/\text{м}^3$;
- число узлов пространственной сетки $N_x=51$;
- число узлов временной сетки $N_t=25$;
- шаг по времени $\Delta\tau=0,2 \text{ с}$;
- метод решения системы алгебраических уравнений Гаусса.

Используя методы программирования в MathCAD получили трехмерный график температурного поля стержня по пространству и времени. На рис. 5 видно, что температура стержня со временем снижается с границ, теплообмен с боковой поверхностью слабовыраженный.

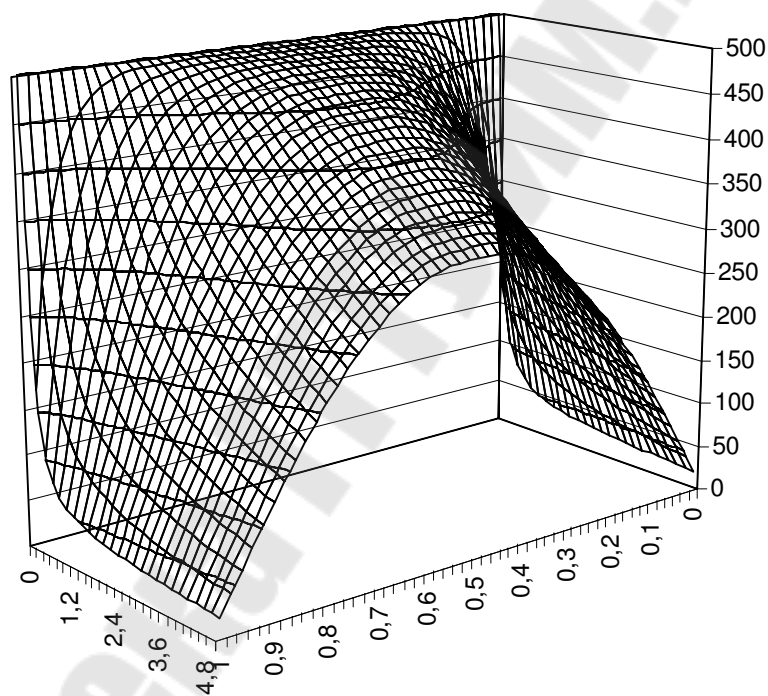


Рис. 5. Нестационарное температурное поле стержня

5.2. Численное решение двумерной стационарной задачи теплопроводности в области прямоугольной формы

Целью лабораторной работы является исследование стационарного температурного поля в прямоугольной области с объемными и поверхностными источниками теплоты на основе численного решения двумерного уравнения теплопроводности.

5.2.1. Постановка задачи

Объектом исследования является область прямоугольной формы с размерами L_x и L_y , в которой действует равномерно распределенный по объему источник теплоты с объемной плотностью теплового потока q_v и на границах которой действуют поверхностные источники теплоты с плотностями теплового потока q_{x1} , q_{x2} , q_{y1} , q_{y2} (рис. 6). На границах области происходит теплообмен со средой с температурой t_{cp} , интенсивность которого характеризуется коэффициентами теплоотдачи α_{x1} , α_{x2} , α_{y1} , α_{y2} .

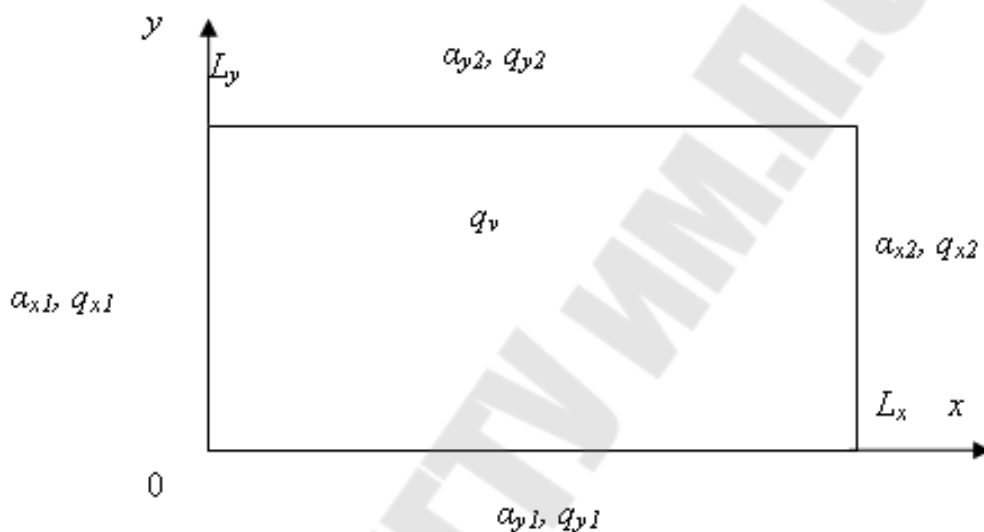


Рис. 6. Область прямоугольной формы

Стационарное пространственное распределение перегрева $v(x, y) = t(x, y) - t_{cp}$ описывается уравнением [6]

$$\lambda(v) \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] + q_v = 0, \quad (5.19)$$

где x – координата, м; y – координата, м; $\lambda(x)$ – теплопроводность, Вт/(м·°К); q_v – объемная плотность теплового потока, Вт/м³.

На границах области $x=0$, $x=L_x$, $y=0$, $y=L_y$ задаются граничные условия первого рода

$$\begin{cases} v(0, y) = f_1(y), x = 0, \\ v(L_x, y) = f_2(y), x = L_x, \\ v(x, 0) = f_3(x), y = 0, \\ v(x, L_y) = f_4(x), y = L_y, \end{cases} \quad (5.20)$$

или граничные условия третьего рода

$$\left\{ \begin{array}{l} \left[-\lambda(v) \frac{\partial v}{\partial x} + \alpha_{x1} v \right]_{x=0} = q_{x1}, \quad x = 0, \\ \left[\lambda(v) \frac{\partial v}{\partial x} + \alpha_{x2} v \right]_{x=L_x} = q_{x2}, \quad x = 0, \\ \left[-\lambda(v) \frac{\partial v}{\partial y} + \alpha_{y1} v \right]_{y=0} = q_{y1}, \quad y = 0, \\ \left[\lambda(v) \frac{\partial v}{\partial y} + \alpha_{y2} v \right]_{y=L_y} = q_{y2}, \quad y = L_y. \end{array} \right. \quad (5.21)$$

Для задания зависимости теплопроводности от перегрева $\lambda(v)$ предусмотрено использование следующих видов функций:

$$\lambda(v) = A + Bv + Cv^2; \quad (5.22)$$

$$\lambda(v) = A + Be^{Cv}; \quad (5.23)$$

$$\lambda(v) = A + Bv^C; \quad (5.24)$$

$$\lambda(v) = \begin{cases} A, & v \leq C, \\ B, & v > C. \end{cases} \quad (5.25)$$

5.2.2. Методика численного решения

Для численного решения (5.19)-(5.21) вводится равномерная пространственная сетка с шагом $h_x = \frac{L_x}{N_x - 1}$ по координате x и равно-

мерная пространственная сетка с шагом $h_y = \frac{L_y}{N_y - 1}$ по координате y :

$x_i = (i - 1)h_x; i = 1, \dots, N_x; y_j = (j - 1)h_y; j = 1, \dots, N_y$. В узлах сетки (x_i, y_j) рассчитываются значения сеточной функции u_i^j , соответствующие перегревам $v(x_i, y_j)$.

Для решения используется неявная разностная схема, построенная с помощью метода конечных разностей [3,5]:

– для внутренних узлов

$$\frac{\lambda(v)}{h_x^2} (u_{i+1}^j - 2u_i^j + u_{i-1}^j) + \frac{\lambda(v)}{h_y^2} (u_i^{j+1} - 2u_i^j + u_i^{j-1}) + q_v = 0,$$

$$i = 2, \dots, N_x - 1, \quad j = 2, \dots, N_y - 1, \quad (5.26)$$

– для левой границы

$$-\lambda(v) \frac{u_2^j - u_1^j}{h_x} + \alpha_{x1} u_1^j = q_{x1}, i = 1; \quad (5.27)$$

– для правой границы

$$\lambda(v) \frac{u_{N_x}^j - u_{N_x-1}^j}{h_x} + \alpha_{x2} u_{N_x}^j = q_{x2}, i = N_x; \quad (5.28)$$

– для нижней границы

$$-\lambda(v) \frac{u_i^2 - u_i^1}{h_y} + \alpha_{y1} u_i^j = q_{y1}, j = 1; \quad (5.27)$$

– для верхней границы

$$\lambda(v) \frac{u_i^{N_y} - u_i^{N_y-1}}{h_y} + \alpha_{y2} u_{N_y}^j = q_{y2}, j = N_y. \quad (5.28)$$

Для численного решения необходимо пронумеровать все узлы пространственной сетки. Сеточная функция u_i^j находится путем решения системы алгебраических уравнений со слабозаполненной матрицей коэффициентов размером $N_x N_y$ следующими способами [4]:

- методом Гаусса;
- методом Гаусса с выбором главного элемента;
- методом Крамера;
- методом обратной матрицы.

5.2.3. Порядок выполнения работы

Лабораторная работа выполняется в среде MathCAD. Студент согласно своего варианта вводит следующие данные:

- коэффициент теплоотдачи на левой границе α_{x1} , Вт/(м²·°К);
- коэффициент теплоотдачи на правой границе α_{x2} , Вт/(м²·°К);
- коэффициент теплоотдачи на нижней границе α_{y1} , Вт/(м²·°К);
- коэффициент теплоотдачи на верхней границе α_{y2} , Вт/(м²·°К);
- плотность теплового потока поверхностных источников на левой границе q_{x1} , Вт/м²;
- плотность теплового потока поверхностных источников на правой границе q_{x2} , Вт/м²;
- плотность теплового потока поверхностных источников на нижней границе q_{y1} , Вт/м²;

- плотность теплового потока поверхностных источников на верхней границе q_{y2} , Вт/м²;
- ширина области L_x , м;
- высота области L_y , м;
- вид зависимости $\lambda(\nu)$, Вт/(м·°К);
- объемная плотность теплового потока q_ν , Вт/м³;
- число узлов пространственной сетки N_x по оси x ;
- число узлов пространственной сетки N_y по оси y ;
- метод решения системы алгебраических уравнений.

Используя методы программирования в MathCAD, студент должен построить следующие зависимости:

- теплопроводности от перегрева $\lambda(\nu)$;
- трехмерный график температурного поля прямоугольной области;
- графики зависимости перегрева на левой и правой границах от координаты y ;
- графики зависимости перегрева на нижней и верхней границах от координаты x .

5.2.4. Пример выполнения работы

Для примера вводим следующие данные:

- коэффициент теплоотдачи на левой границе $\alpha_{x1} = 100$ Вт/(м²·°К);
- коэффициент теплоотдачи на правой границе $\alpha_{x2} = 100$ Вт/(м²·°К);
- коэффициент теплоотдачи на нижней границе $\alpha_{y1} = 100$ Вт/(м²·°К);
- коэффициент теплоотдачи на верхней границе $\alpha_{y2} = 100$ Вт/(м²·°К);
- плотность теплового потока поверхностных источников на левой границе $q_{x1} = 10$ Вт/м²;
- плотность теплового потока поверхностных источников на правой границе $q_{x2} = 10$ Вт/м²;
- плотность теплового потока поверхностных источников на нижней границе $q_{y1} = 10$ Вт/м²;
- плотность теплового потока поверхностных источников на верхней границе $q_{y2} = 10$ Вт/м²;
- ширина области $L_x = 2$ м;
- высота области $L_y = 2$ м;
- вид зависимости $\lambda(\nu) = 100$ Вт/(м·°К);
- объемная плотность теплового потока $q_\nu = 100000$ Вт/м³;
- число узлов пространственной сетки $N_x = 21$ по оси x ;

- число узлов пространственной сетки $N_y = 21$ по оси y ;
- метод решения системы алгебраических уравнений – Гаусса.

Используя методы программирования в MathCAD получили трехмерный график температурного поля прямоугольной области по пространству.

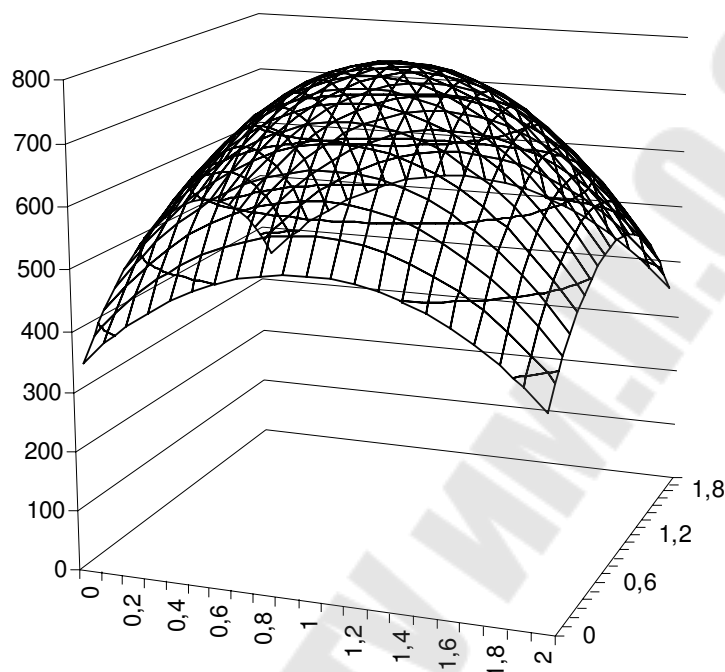


Рис. 7. Стационарное температурное поле прямоугольной области

5.3. Численное моделирование конвективного теплообмена при ламинарном течении в трубе

Целью лабораторной работы является на основе численного решения двумерной стационарной задачи исследовать пространственное распределение температуры в потоке жидкости при различных граничных условия на стенке трубы.

5.3.1. Постановка задачи

Рассматривается ламинарное течение жидкости в круглой трубе с внутренним радиусом $R1$ и длиной L . Предполагается, что к началу участка (в сечении $z=0$) устанавливается стабилизированное течение жидкости с параболическим профилем скорости

$$V(z, r) = 2V_{cp} \left(1 - \frac{r^2}{R1^2} \right) \quad (5.29)$$

или с равномерным профилем скорости

$$V(z, r) = V_{\text{cp}}, \quad (5.30)$$

где V_{cp} – средняя по сечению скорость, м/с.

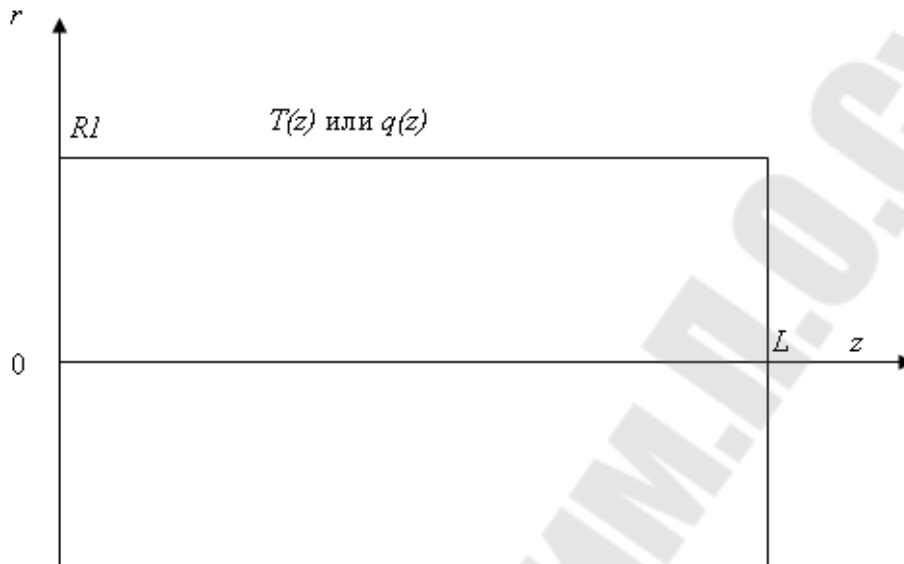


Рис. 8. Ламинарное течение жидкости в трубе

Температурное поле жидкости описывается двумерным стационарным уравнением энергии в цилиндрической системе координат [5]

$$V(z, r) \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\lambda}{c\rho} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \frac{\partial T}{\partial r} \right], \quad (5.31)$$

где T – температура жидкости, °С; z – координата по длине, м; r – координата по радиусу, м; $c\rho$ – объемная теплоемкость, Дж/(м³·°К); λ – теплопроводность, Вт/(м·°К); q_v – объемная плотность теплового потока, Вт/м³.

На оси трубы задается условие симметрии температурного поля

$$\frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=0} = 0. \quad (5.32)$$

В начальном сечении участка $z=0$ температурное поле жидкости считается равномерным

$$T \Big|_{z=0} = T_0. \quad (5.33)$$

На поверхности трубы $r = R1$ задается граничное условие первого рода

$$T \Big|_{r=R1} = T(z) \quad (5.34)$$

или граничное условие третьего рода

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R1} = q(z). \quad (5.35)$$

Для задания зависимости $T(z)$ или $q(z)$ предусмотрено использование следующих видов функций:

$$f(z) = A + Bz + Cz^2 + Dz^3; \quad (5.36)$$

$$f(z) = A + B \sin(Cz + D). \quad (5.37)$$

$$f(z) = \begin{cases} A, & n(C + D) \leq z < n(C + D) + C, \\ B, & n(C + D) + C \leq z < (n + 1)(C + D), \quad n = 0, 1, \dots \end{cases} \quad (5.38)$$

В зависимости (5.38) периодическое повторение значений $f=A$ на отрезке длиной C и $f=B$ на отрезке длиной D с периодом, равным $(C+D)$.

5.3.2. Методика численного решения

Для численного решения (5.31)-(5.35) вводится равномерная пространственная сетка с шагом $h_z = \frac{L}{N_z - 1}$ по оси z и равномерная

пространственная сетка с шагом $h_r = \frac{R1}{N_r - 1}$ по оси r :

$r_i = (i - 1)h_r; i = 1, \dots, N_r; z_j = (j - 1)h_z; j = 1, \dots, N_z$. В узлах сетки (z_j, r_i) рассчитываются значения сеточной функции u_i^j , соответствующие температурам $T(z_j, r_i)$.

Для решения используется неявная разностная схема, построенная с помощью метода конечных разностей [5]:

– для внутренних узлов по оси r

$$V(z, r) \frac{u_i^j - u_i^{j-1}}{\partial z} = \frac{\lambda}{c\rho(i-1)h_r} \left[\frac{u_i^j - u_{i-1}^j}{h_r} + (i-1)h_r \frac{u_{i+1}^j - 2u_i^j + u_{i-1}^j}{h_r^2} \right], \quad (5.39)$$

– для оси трубы

$$u_2^j = u_1^j, \quad i = 1; \quad (5.40)$$

– для стенки трубы для граничных условий первого рода

$$u_{N_r}^j = T(jh_z - h_z); \quad (5.41)$$

– для стенки трубы для граничных условий третьего рода

$$\lambda \frac{u_{N_r}^j - u_{N_r-1}^j}{h_r} = q(jh_z - h_z); \quad (5.42)$$

– начальные условия

$$u_i^1 = T_0, \quad i = 1, \dots, N_r. \quad (5.43)$$

Сеточная функция u_i^j рассчитывается последовательно на каждом шаге по оси z . На каждом пространственном слое по j значения u_i^j находятся путем решения системы алгебраических уравнений с трехдиагональной матрицей коэффициентов размером N_r следующими способами [4]:

- методом прогонки;
- методом Гаусса;
- методом Крамера;
- методом обратной матрицы.

5.3.3. Порядок выполнения работы

Лабораторная работа выполняется в среде MathCAD. Студент согласно своего варианта вводит следующие данные:

- объемная теплоемкость $c\rho$, Дж/(м³·°К);
- длина участка L , м;
- радиус трубы $R1$, м;
- теплопроводность λ , Вт/(м·°К);
- температура жидкости на входе T_0 , °С;
- средняя скорость жидкости V_{cp} , м/с;
- профиль скорости: равномерный или параболический;
- вид граничного условия на стенке трубы: первого или третьего рода;
- вид зависимости $T(z)$ или $q(z)$ на стенке трубы (5.36)-(5.38);
- параметры А, В, С, D зависимости (5.36)-(5.38);
- число узлов пространственной сетки N_r ;
- число узлов пространственной сетки N_z ;
- метод решения системы алгебраических уравнений.

Используя методы программирования в MathCAD, студент должен построить следующие зависимости:

- температуры $T(z)$ от координаты z ;
- плотности теплового потока $q(z)$ от координаты z ;
- трехмерный график температурного поля жидкости по пространству;
- графики зависимости температуры при $r = 0$, $r = 0,25R1$, $r = 0,5R1$, $r = 0,75R1$ от координаты z .

5.3.4. Пример выполнения работы

Для примера вводим следующие данные:

- объемная теплоемкость $c\rho = 250 \text{ Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{°К})$;
- длина участка $L = 30, \text{ м}$;
- радиус трубы $Rl = 0,5 \text{ м}$;
- теплопроводность $\lambda = 10 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°К})$;
- температура жидкости на входе $T_0 = 500 \text{ °С}$;
- средняя скорость жидкости $V_{cp} = 2 \text{ м/с}$;
- профиль скорости: параболический;
- вид граничного условия на стенке трубы: третьего рода;
- вид зависимости $q(z)$ на стенке трубы (5.36);
- параметры $A=500, B=1, C=0, D=0$;
- число узлов пространственной сетки $N_r = 26$;
- число узлов пространственной сетки $N_z = 51$;
- метод решения системы алгебраических уравнений – прогонки.

Используя методы программирования в MathCAD получили трехмерный график температурного поля жидкости по пространству. Из графика рис. 9 видно, что температура жидкости на оси трубы остывает, а на стенке трубы процесс остывания более интенсивный.

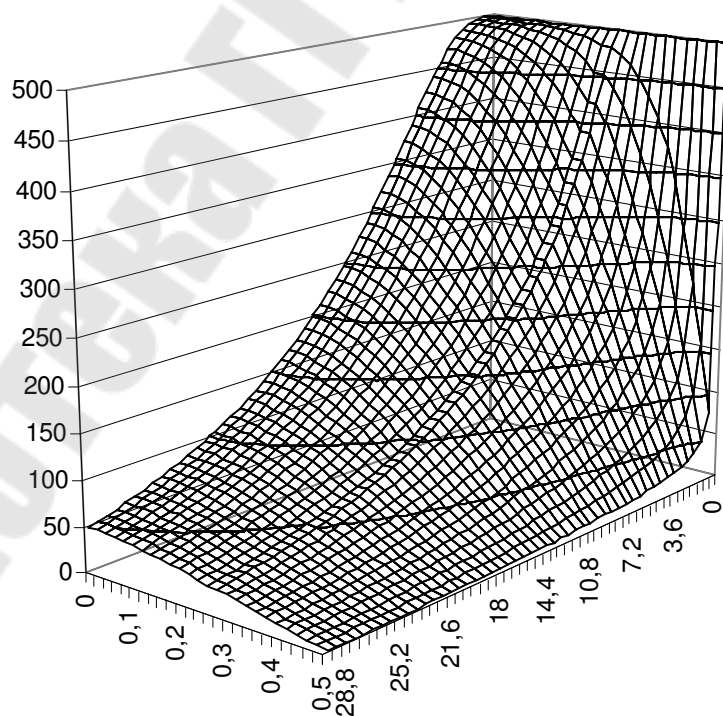


Рис. 9. Температурное поле жидкости

5.4. Численное решение одномерной нестационарной задачи теплопроводности в области цилиндрической формы

Целью лабораторной работы является на основе численного решения одномерной нестационарной задачи исследовать пространственное распределение температуры при различных граничных условиях на стенках цилиндра.

5.4.1. Постановка задачи

Рассматривается область цилиндрической формы в виде толсто-стенной трубы круглого сечения с внутренним радиусом $R1$ и внешним радиусом $R2$.

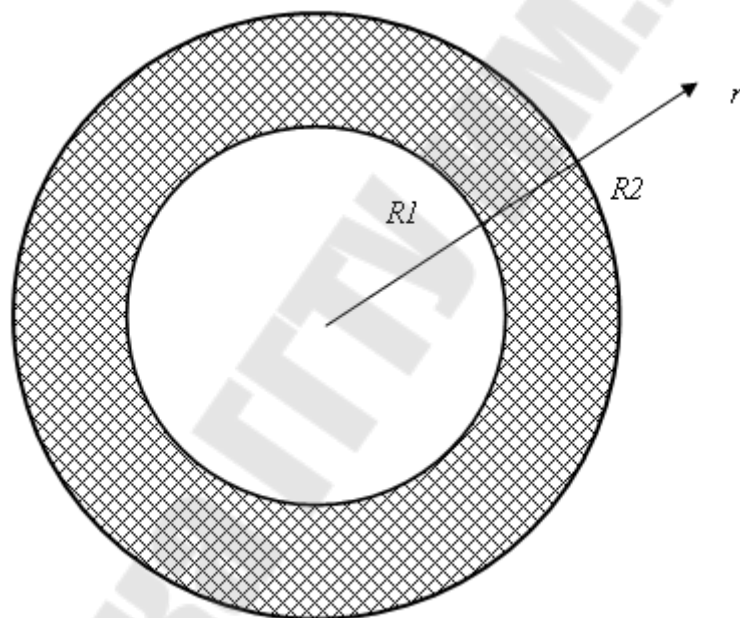


Рис. 10. Область цилиндрической формы

Температурное поле области цилиндрической формы описывается одномерным нестационарным уравнением энергии в цилиндрической системе координат [7]

$$\frac{\partial v}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c\rho} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \frac{\partial v}{\partial r} \right] + q_v, \quad (5.44)$$

где v – перегрев области относительно среды, °С; r – координата по радиусу, м; τ – время, с; $c\rho$ – объемная теплоемкость, Дж/(м³·°К); λ – теплопроводность, Вт/(м·°К); q_v – объемная плотность теплового потока, Вт/м³.

На поверхности полого цилиндра $r = R1$ и $r = R2$ задается граничные условия первого рода

$$v|_{r=R1} = v1, v|_{r=R2} = v2 \quad (5.45)$$

или граничные условия третьего рода

$$\lambda \frac{\partial v}{\partial r} |_{r=R1} = -\alpha_1 v + q_1, \lambda \frac{\partial v}{\partial r} |_{r=R2} = \alpha_2 v + q_2, \quad (5.46)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи на внутренней стенке, Вт/(м²·°К); α_2 – коэффициент теплоотдачи на внешней стенке, Вт/(м²·°К); q_1 – плотности теплового потока поверхностных источников на внутренней стенке, Вт/м²; q_2 – плотности теплового потока поверхностных источников на внешней стенке, Вт/м².

Начальный перегрев цилиндра принимается равномерным $v(\tau, r) = v(0, r) = v_0 = const$. (5.47)

5.4.2. Методика численного решения

Для численного решения (5.44)-(5.46) вводится равномерная пространственная сетка с шагом $h_r = \frac{L}{N_r - 1}$ по оси r и равномерная сетка по времени с шагом $\Delta\tau$: $r_i = (i - 1)h_r$; $i = 1, \dots, N_r$; $\tau_j = j\Delta\tau$; $j = 0, 1, \dots, N_\tau$. В узлах сетки (τ_j, r_i) рассчитываются значения сеточной функции u_i^j , соответствующие перегреву $v(\tau_j, r_i)$.

Для решения используется неявная разностная схема, построенная с помощью метода конечных разностей [3]:

– для внутренних узлов по оси r

$$\frac{u_i^j - u_i^{j-1}}{\Delta\tau} = \frac{\lambda}{c\rho(i-1)h_r} \left[\frac{u_i^j - u_{i-1}^j}{h_r} + (i-1)h_r \frac{u_{i+1}^j - 2u_i^j + u_{i-1}^j}{h_r^2} \right] + q_v, \quad (5.48)$$

– для стенок цилиндра для граничных условий первого рода

$$u_1^j = T1, u_{N_r}^j = T2; \quad (5.49)$$

– для стенок цилиндра для граничных условий третьего рода

$$\lambda \frac{u_2^j - u_1^j}{h_r} = -\alpha_1 u_1^j + q_1, \lambda \frac{u_{N_r}^j - u_{N_r-1}^j}{h_r} = \alpha_2 u_{N_r}^j + q_2; \quad (5.50)$$

– начальные условия

$$u_i^1 = v_0, i = 1, \dots, N_r. \quad (5.51)$$

Сеточная функция u_i^j рассчитывается последовательно на каждом шаге по оси z . На каждом временном слое по j значения u_i^j находятся путем решения системы алгебраических уравнений с трехдиагональной матрицей коэффициентов размером N_r , следующими способами [4]:

- методом прогонки;
- методом Гаусса;
- методом Крамера;
- методом обратной матрицы.

5.4.3. Порядок выполнения работы

Лабораторная работа выполняется в среде MathCAD. Студент согласно своего варианта вводит следующие данные:

- объемная теплоемкость $c\rho$, Дж/(м³·°К);
- внутренний радиус цилиндра $R1$, м;
- наружный радиус цилиндра $R2$, м;
- теплопроводность λ , Вт/(м·°К);
- начальный перегрев v_0 , °С;
- коэффициент теплоотдачи на внутренней стенке цилиндра α_1 , Вт/(м²·°К);
- коэффициент теплоотдачи на внешней стенке цилиндра α_2 , Вт/(м²·°К);
- плотность теплового потока поверхностных источников на внутренней стенке цилиндра q_1 , Вт/м²;
- плотность теплового потока поверхностных источников на внешней стенке цилиндра q_2 , Вт/м²;
- вид граничного условия на стенках цилиндра: первого или третьего рода;
- число узлов пространственной сетки N_r ;
- число узлов временной сетки N_t ;
- шаг по времени $\Delta\tau$, с;
- метод решения системы алгебраических уравнений.

Используя методы программирования в MathCAD, студент должен построить следующие зависимости:

- перегрева на внутренней и внешней стенке цилиндра;
- трехмерный график температурного поля цилиндра по пространству и времени.

5.4.4. Пример выполнения работы

Для примера вводим следующие данные:

- объемная теплоемкость $c\rho$, Дж/(м³·°К);
- внутренний радиус цилиндра $R1=0,2$ м;
- наружный радиус цилиндра $R2 = 1,2$ м;
- теплопроводность $\lambda = 55$ Вт/(м·°К);
- начальный перегрев $v_0 = 200$ °С;
- коэффициент теплоотдачи на внешней стенке цилиндра $\alpha_2 = 10$ Вт/(м²·°К);
- плотность теплового потока поверхностных источников на внешней стенке цилиндра $q_2 = 0$ Вт/м²;
- вид граничного условия на внутренней стенке цилиндра – первого рода;
- вид граничного условия на внешней стенке цилиндра – третьего рода;
- число узлов пространственной сетки $N_r = 51$;
- число узлов временной сетки $N_r = 100$;
- шаг по времени $\Delta\tau = 1$ с;
- метод решения системы алгебраических уравнений – прогонки.

Используя методы программирования в MathCAD получили трехмерный график температурного поля цилиндра по пространству и времени. Из графика рис. 11 видно, что температура на внутренней стенке цилиндра равна 200 °С, а на внешней стенке цилиндра происходит процесс остывания во времени: за 100 с стенка остыла до 144 °С.

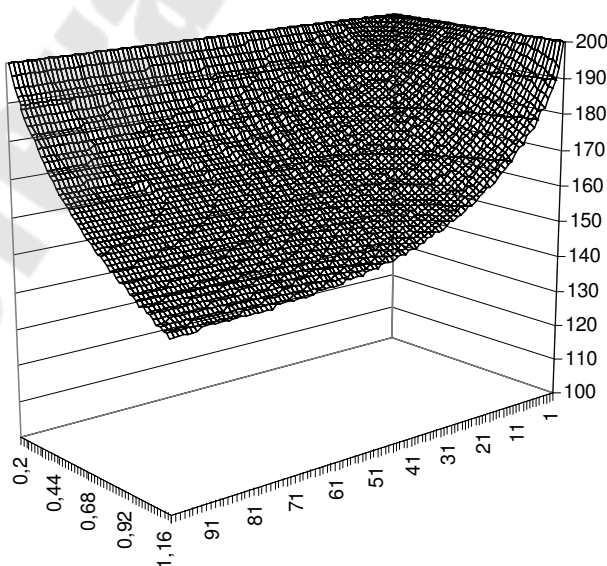


Рис. 11. Температурное поле цилиндрической формы

ЛИТЕРАТУРА

1. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника : справочник / под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1991.
2. Эстеркин Р. И. Котельные установки. – М.: Энергоатомиздат, 1989.
3. Дульнев Г.Н., Парфенов В.Г., Сигалов А.В. Применение ЭВМ для решения задач теплообмена. – М.: Высш. шк., 1990.
4. Турчак Л.И. Основы численных методов: Учеб. пособие. – М.: Наука, 1987.
5. Токочаков В.И. Методические указания к лабораторным занятиям по теме "Применение численных методов в задачах теплообмена" курса "Основы конструирования и САПР" для студентов специальности Т 01.02.03. – Гомель: ГПИ, 1995.
6. Токочаков В.И. Практическое руководство к лабораторным работам по теме "Применение численных методов в задачах теплообмена" курса "Основы конструирования и САПР" для студентов специальности Т 01.02.03. Часть 2. – Гомель: ГПИ, 1997.
7. Цветков Ф.Ф. Тепломассообмен: учебное пособие для вузов/Ф.Ф. Цветков, Б.А. Григорьев. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006.

СОДЕРЖАНИЕ

4. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ КОТЕЛЬНЫХ	3
4.1. Моделирование тепловой схемы водогрейной котельной	3
4.2. Моделирование тепловой схемы паровой котельной	8
4.3. Моделирование тепловой схемы котельной с паровыми и водогрейными котлами	14
5. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ НА МИКРОУРОВНЕ	22
5.1. Численное решение одномерной нестационарной задачи теплопроводности для стержня с боковым теплообменом	22
5.2. Численное решение двумерной стационарной задачи теплопроводности в области прямоугольной формы	26
5.3. Численное моделирование конвективного теплообмена при ламинарном течении в трубе	31
5.4. Численное решение одномерной нестационарной задачи теплопроводности в области цилиндрической формы	36
ЛИТЕРАТУРА	40

Токочаков Владимир Иванович

**МОДЕЛИРОВАНИЕ,
ОПТИМИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ
ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИМИ СИСТЕМАМИ**

**Лабораторный практикум
по одноименному курсу
для студентов специальности 1-43 01 05
«Промышленная теплоэнергетика»
дневной и заочной форм обучения
В трех частях
Часть 2**

Подписано в печать 21.04.09.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Ризография. Усл. печ. л. 2,56. Уч.-изд. л. 2,0.

Изд. № 209.

E-mail: ic@gstu.gomel.by

<http://www.gstu.gomel.by>

Отпечатано на цифровом дуплекаторе
с макета оригинала авторского для внутреннего использования.

Учреждения образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0131916 от 30.04.2004 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.