

ГЛАВА 7. ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОПРОВОДОВ, КАК ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ.

7.1. Постановка вопроса.

Традиционная система теплоснабжения – это испытанный вариант конструкции теплосети, утвердившийся в XX-ом столетии с момента развития теплофикации. Она основана, как правило, на прокладке двух независимых трубопроводов прямой и обратной сетевой воды или паропровода и его конденсата. По своей принципиальной сущности теплосеть это громадный теплообменник со всеми характерными для него особенностями. Поэтому в данной работе большое внимание уделяется вопросам работы теплообменника с учётом теплопотерь в окружающую среду.

Современные прогрессивные тенденции, направленные на рациональное использование топливно-энергетических ресурсов, требуют применения новых технологий в системе теплоснабжения. [91, 92]. В этом отношении особое внимание следует обратить на «теплопровод типа «труба в трубе» и перспективы его применения в системе теплоснабжения.

Возможность организации двухпоточного движения теплоносителей на основе теплопровода с кольцевым каналом, т.е. на основе его конструкции типа «труба в трубе», открывает перспективы освоения скрытых резервов в традиционной системе теплоснабжения. Впервые о такой конструкции теплопровода было заявлено в авторском свидетельстве [93] под названием «Теплопровод», в котором по центральной трубе предлагалось пропускать прямую сетевую воду, а по кольцевому каналу – обратную. Автор изобретения утверждает, (молчаливо пренебрегая толщиной стенок обеих труб), «что с целью экономии тепла и повышения надежности теплоснабжения, отношение внутренних диаметров обратного и подающего трубопроводов равно $\sqrt{2}$ ». Автором монографии выполнено специальное исследование и разработан программный файл, позволяющий более детально изучить этот вопрос. В результате установлено, что с учётом гидравлических характеристик такого теплопровода, показатель $D_2/d_1 \approx 1,41$ далеко не безупречен даже в наиболее характерном случае, когда соотношение между массовыми потоками в обоих каналах $G_2/G_1 = 1$.

Ниже в альтернативном порядке рассматриваются теплопроводы с одним и с двумя кольцевыми каналами. Обращается внимание на ряд трудностей, ожидаемых приверженцев этого новшества, связанных с разработкой надёжной конструкции такого теплопровода и его увязки с технологической схемой теплоснабжения. В результате исследования определились некоторые трудности дальнейшего развития этой тематики в аналитическом аспекте, связанные с расчётами 3-х канальных теплопроводов, как теплообменников со спутными и встречными потоками рабочих сред. Путём введения некоторых упрощений был разработан пакет программных файлов для выполнения соответствующих расчётов на компьютере. Последние позволяют выявлять оптимальные размеры и режимы работы теплопроводов на основании соответствующих оценок их технико-экономических показателей.

В настоящее время области применения теплопроводов типа «труба в трубе» ещё ограничены. В частности, их можно использовать при организации стабильного режима работы теплосети [94]. Дальнейшее изучение свойств такого теплопровода, как теплообменника с 2-мя, 3-мя и более каналами имеет широкую перспективу.

Известны классические методы [69] регулирования тепловых потоков в системе теплоснабжения: качественный, количественный и смешанный. Первый из них основан на изменении температуры теплоносителя при постоянном значении его массовой циркуляции; второй – на изменении массового потока циркуляции, но при постоянной температуре теплоносителя; третий – на одновременном изменении и температуры и циркуляции сетевой воды. Как видно, во всех трёх случаях параметры теплоносителя меняются в зависимости от температуры наружного воздуха. Эта «нестабильность» параметров теплоносителя может быть исключена путём прокладки третьего (сбросного) рециркуляционного трубопровода прямой сетевой воды [94]. В данном случае целесообразность применения теплопровода прямой сетевой воды с кольцевым каналом очевидна. Поэтому автором данной работы был разработан специальный файл, подтверждающий технологическую возможность организации стабильного режима работы теплосети в широком диапазоне температуры наружного воздуха. Дальнейшее решение этой задачи сопряжено с вопросом: насколько нужна и актуальна организация «стабильного» режима работы теплосети по температурам и циркуляции воды.

Есть основания полагать, что в ряде конкретных случаев традиционная технология транспорта теплоносителей пара и горячей воды разных параметров также может быть рационализирована на базе применения трубопроводов с кольцевыми каналами. В частности, не исключается разработка комбинированных конструкций теплопроводов. Прототипом такой модернизации можно считать подогреватель-трубопровод конструкции Башкирэнерго [95], служащий для подогрева и организации надёжной циркуляции мазута. Здесь уместно напомнить, что более 30 лет назад в стенах Бел ЭНИНа (ныне БелТЭИ) были разработаны конструктивные схемы мазутоподогревателей с кольцевыми каналами [96], представленными как в виде трубопроводов, так и в виде компактных кубов. Основная задача, возлагаемая на их конструкцию, заключалась в том, чтобы путём ступенчатого подключения или отключения кольцевых каналов поддерживать в них постоянные скорости мазута в широком диапазоне суммарных нагрузок подогревателя в целом.

Факт подогрева обратной (рециркулируемой) воды в теплопроводе с кольцевым каналом свидетельствует о возможности выноса (распространения) экономайзерной зоны котлов в область теплосети. Традиционная схема регенерации теплового потенциала обратной сетевой воды предусматривается, как правило, на теплоисточнике: в бойлерах, либо непосредственно в котлах. Аналогичная организация хотя бы частичного подогрева обратной сетевой воды путём использования поверхностей в теплопроводе с кольцевым каналом открывает (в связи с этим) возможности целенаправленного изменения и удешевления традиционной конструкции теплоисточника в целом. В

частности, такая модернизация теплоисточника может быть основана на заявленном способе [83, 87] организации каскадной схемы питания котла [86].

7.2. Основы расчёта теплофизических характеристик традиционных теплопроводов.

Расчёт потерь теплоты через многослойную изоляцию теплопровода относится к классу задач конвективного теплообмена и теплопроводности через цилиндрические поверхности, легко программируется и подаётся анализу с помощью компьютера. Алгоритм такого расчёта основан на общих теоретических зависимостях, упоминаемых в ряде работ [69, 97, 98]. Ниже излагаются основные рабочие формулы, определяющие методику составления и разработки соответствующих алгоритмов расчёта в случае потоков воды и пара в теплопроводах с канальной, бесканальной прокладках и на открытом воздухе.

Суммарное сопротивление всех слоёв ограждающих поверхностей, препятствующих радиальному транзитному тепловому потоку q_1 в направлении окружающей среды, запишем так:

а) для бесканальной прокладки

$$R_{\Pi} = \sum R_i = R_{вп} + R_{1п} + R_{12п} + R_{2п} + R_{3п} + R_{в} + R_{гр},$$

б) для канальной прокладки

$$R_{\Pi} = \sum R_i = R_{вп} + R_{1п} + R_{12п} + R_{2п} + R_{3п} + R_{кп} + R_{\deltaк} + R_{гр},$$

где $R_{вп}$ - сопротивление пограничного слоя на внутренней стенке трубы; $R_{1п}$, $R_{12п}$, $R_{2п}$, $R_{3п}$ - сопротивления ограждающих стенок и слоёв изоляции на трубах; $R_{в}$ - сопротивление, учитывающее сохранение части теплоты за счёт взаимного влияния двух и более трубопроводов, расположенных рядом в бесканальной прокладке; $R_{гр}$ - сопротивление грунта; $R_{кп}$ и $R_{\deltaк}$ - сопротивление воздушного пространства в канальной прокладке и стен канала.

Для двухтрубной бесканальной прокладки [69]:

$$R_{в} = (2\pi\lambda_{гр})^{-1} \ln[1 + (2h/B)^2]^{0,5},$$

где B - расстояние между осями труб, h - глубина прокладки до оси труб, $\lambda_{гр}$ - коэффициент теплопроводности грунта. В случае однострубной прокладки показатель $R_{в}$ отсутствует. Влияние его также не существенно в связи с большим термическим сопротивлением воздуха в канальной прокладке.

Каждая составляющая из сопротивлений R_i ($R_{1п}$, $R_{12п}$, $R_{2п}$, $R_{3п}$), указанных в формуле (7.1), за исключением сопротивлений $R_{в}$, грунта $R_{гр}$ и пограничного слоя $R_{вп}$, зависит от внутреннего ($d_{ив}$) и наружного ($d_{ин}$) диаметров ограждающей конструкции с известной удельной теплопроводностью λ_i^{cp} . В общем виде значения R_i вычисляются по формуле:

$$R_i = (2\pi\lambda_i^{cp})^{-1} \ln(d_{ин} / d_{ив}).$$

Окружающей средой, воспринимаемой теряемую теплоту со стороны наружной поверхности теплопровода (с наружным диаметром d_n при глуби-

ВЛИЯНИЕ КАЧЕСТВА ИЗОЛЯЦИИ (λ^{°12и.с} и λ^{°2и.с}) ТЕПЛОПРОВОДА НА ВЕЛИЧИНУ УДЕЛЬНЫХ ТЕПЛОПOTЕРЬ В СРАВНЕНИИ С НОРМАМИ.

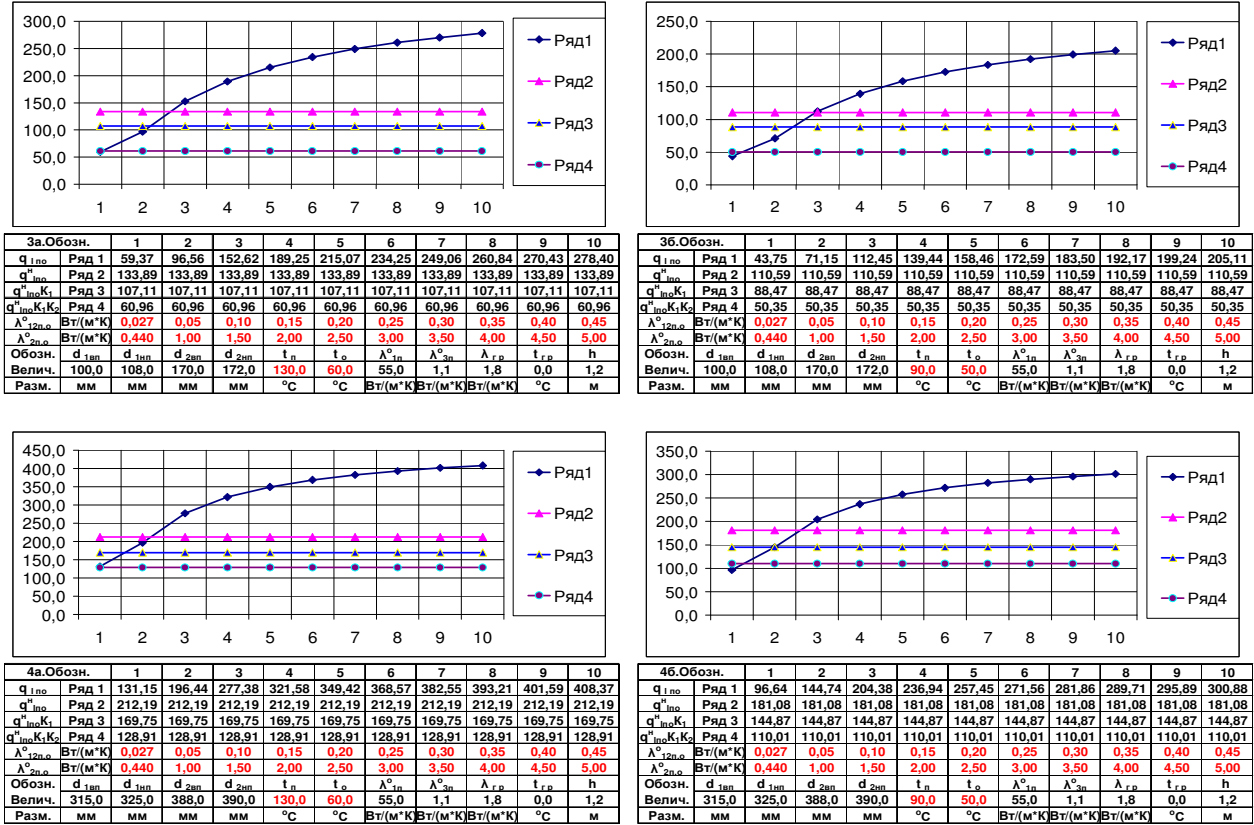


Рис. 7.1а. Влияние качества изоляции теплопровода на величину удельных теплотерь в сравнении с нормами.

ВЕЛИЧИНА ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ГОЛЫХ ТРУБ (q_{инс}) В СРАВНЕНИИ С УСТАНОВЛЕННЫМИ НОРМАМИ ПРИ РАЗНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ СЕТЕВОЙ ВОДЫ (t_в, t_о).

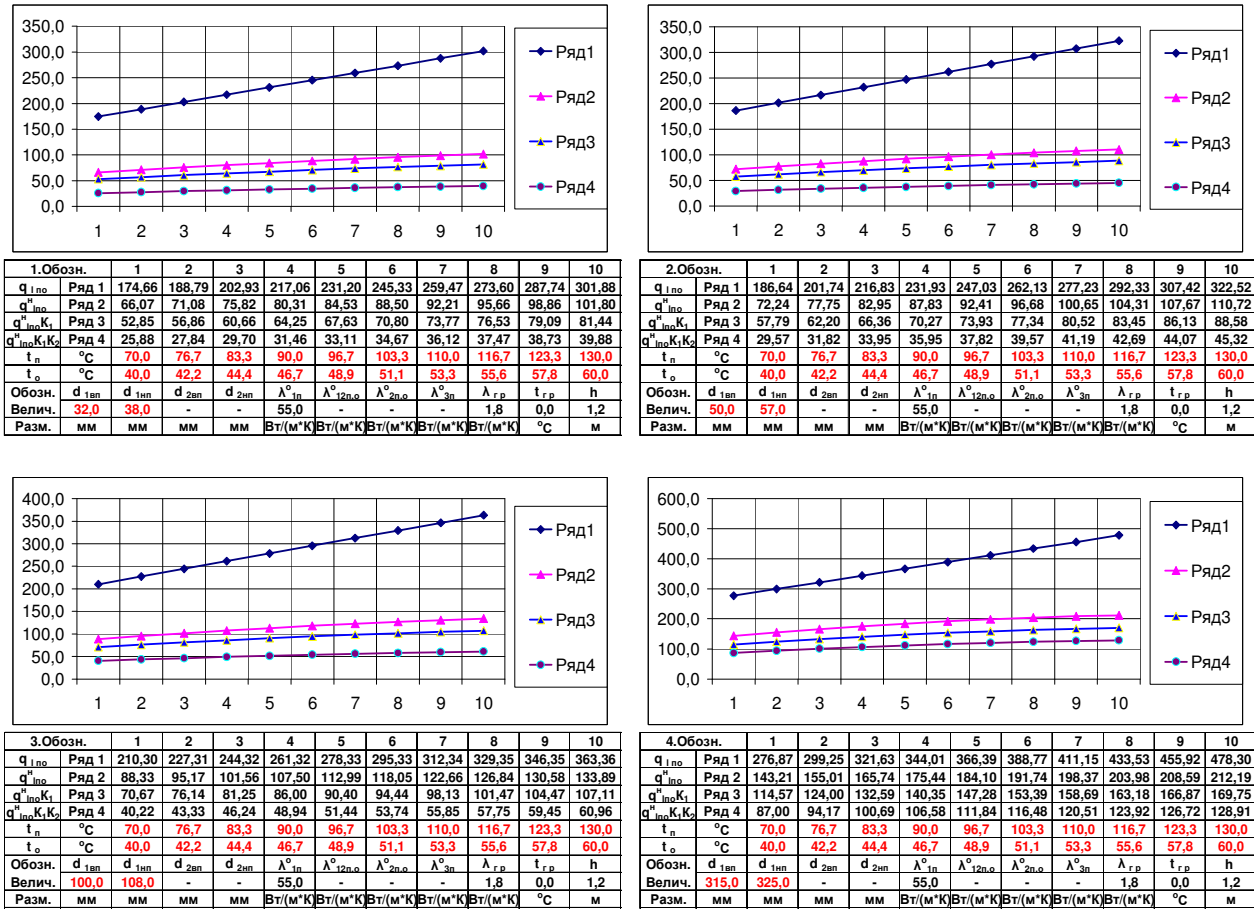


Рис. 7.1б. Влияние качества изоляции теплопровода на величину удельных теплотерь в сравнении с нормами.

Гидравлическое сопротивление каналов теплопровода. $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па} = 98,1 \text{ кПа}$.

Обозн.	L	$k_{ш}$	$\beta_{мес}$	$\beta_{в мес}$	$G_{п.о}$	$t_{п.о}^{вх}$	$t_{п.о}^{вых}$	$Q_{эи}$	$Q_{потр}$	$\Delta Q_{ТЛ}$	$q_{снк} \cdot 10^2$
П	1000	1E-05	0,1706	0,5933	1328,4	100,0	100,0	66166,7	66088,8	77,93	0,118
О		1E-05	0,1000	0,9575	1266,3	60,0	60,0				
Разм.	М	М	-	-	т/ч	°С	°С	кВт	кВт	кВт	%
Обозн.	$\lambda_{тр}$	$\Delta P_{лин}$	$\Delta P_{мес}$	$\Delta P_{з мес}$	$P^{вх}$	$P^{вых}$	$\Delta P_{л+м}$	$\Sigma \Delta P_{лин}$	$\Sigma \Delta P_{мес}$	$\Sigma \Delta P_{л+м}$	$T_{время}$
П	0,0088	0,137	0,028	0,200	13,00	12,83	0,165	0,27	0,043	0,31	0,20
О	0,0096	0,133	0,015	3,000	10,00	9,85	0,148				0,21
Разм.	-	кгс/см ²	кгс/см ²	кгс/см ²	кгс/см ²	кгс/см ²	кгс/см ²	кгс/см ²	кгс/см ²	кгс/см ²	ч

Рис. 7.1в. Выкопировка из файла «ПИГд2».

не заложения его h) является грунт с удельным сопротивлением [69]:

$$R_{гр} = (2\pi\lambda_{гр})^{-1} \ln[2h/d_H + (4h^2/d_H^2 - 1)^{0,5}]. \quad (7.4)$$

В случае бесканальной прокладки величина d_H в формуле (7.4) представляет собой наружный диаметр теплопровода, граничащий с грунтом. В случае канальной прокладки за величину d_H в формуле (7.4) следует принимать значение диаметра, эквивалентного размерам канала, в котором проложен теплопровод.

Слагаемое R_{δ_k} в формуле (7.1) представляет собой сопротивление стенок канала, в котором проложен теплопровод. В данном случае согласно расчётной формуле (7.3) также определяются эквивалентные значения диаметров $d_{ив}^{ЭК}$ и $d_{ин}^{ЭК}$ по внутренним и наружным размерам канала. Сопротивление воздушного пространства ($R_{кп}$) на участке от наружной изоляции теплопровода до внутренней стенки канала определяется по той же формуле (7.3), где за величину $d_{ив}$ принимается наружный диаметр изоляции теплопровода, а за последующий диаметр $d_{ин}$ – эквивалентный диаметр по внутренним размерам канала. В случае однетрубной прокладки – по размерам всего канала; в случае двух- или многотрубной прокладок – по частичным размерам канала. Кроме того, за величину коэффициента теплопроводности λ_i^{cp} , входящую в формулу (7.3), принимается эквивалентный показатель $\lambda_{ЭК}$, учитывающий процессы естественной конвекции внутри воздушного ограниченного пространства [53]:

$$\lambda_{ЭК} = \varepsilon_k \lambda_B, \quad (7.5)$$

где $\lambda_B = \lambda_B(t_B^{cp})$ – теплопроводность неподвижного воздуха при температуре, равной средней температуре ограждающих поверхностей i и $i+1$, т.е. $t_B^{cp} = 0,5(t_i + t_{i+1})$,

$$\varepsilon_k = 0,18(Gr_B Pr_B)^{0,25}. \quad (7.6)$$

Критерий Прандтля $Pr_B(t_B^{cp})$, коэффициент вязкости воздуха $\nu_B(t_B^{cp})$ вычисляются по формулам аппроксимации, а критерий Грасгофа вычисляются по соответствующим температурам воздуха, стенок ограждающих поверхностей и значениям эквивалентных диаметров:

$$Gr_B = 9,81[0,5(d_{i+1} - d_i)]^3(t_i - t_{i+1}) / \{[(273 + 0,5(t_i + t_{i+1}))\nu_B^2]\}. \quad (7.7)$$

Таблица 7.1. Фрагмент из файла «ПИтр1».

Значения удельных теплотерь в ПИ -трубах с типоразмерами фирмы Pan-Isovit ($q_{\text{п}}$, Вт/м) в сравнении с нормами, регламентируемыми СНиП ($q_{\text{лб}}$, $q_{\text{лб}} \cdot K_2$, Вт/м) K_2 - коэффициент снижения нормированных теплотерь за счёт применения в качестве теплоизоляционного слоя пенополиуретана: $K_2 = -10^{-6} \cdot d_{\text{лб}}^2 + 0,0013 \cdot d_{\text{лб}} + 0,4491$.

№ п/п	Типоразмеры труб фирмы Pan - Isovit		Температура грунта - 0°C и воды					
			t = 50°C			t = 90°C		
	$d_{1\text{н}} \cdot \delta_1 / d_{2\text{н}} \cdot \delta_2$	$D_{\text{в}}^y \leq d_{1\text{в}}$	$q_{\text{лн}}$	$q_{\text{лб}} \cdot K_2$	$q_{\text{лб}}$	$q_{\text{лн}}$	$q_{\text{лб}} \cdot K_2$	$q_{\text{лб}}$
1	25*2/90*2,2	20	5,549	-	-	10,042	-	-
2	33,7*2,6/90*2,2	25	7,232	12,1	25,0	13,106	21,3549	44,00
3	42,4*2,6/110*2,5	32	7,447	-	-	13,493	-	-
4	48,3*2,6/110*2,5	40	8,621	-	-	15,636	-	-
5	57*3/125*2,5	50	9,053	15,9	31,0	16,420	27,6911	54,00
6	60,3*2,9/125*2,5	50	9,681	16,0	31,0	17,567	27,9169	54,00
7	76*3/140*3	65	11,615	18,2	34,0	21,100	32,112	60,00
8	89*3/160*3	80	12,026	19,3	35,0	21,844	33,6259	61,00
9	108*3,5/200*3	100	11,376	21,7	38,0	20,642	37,0629	65,00
10	114,3*3,6/200*3	100	12,508	21,9	38,0	22,712	37,4959	65,00
11	133*4/225*3,5	125	13,365	24,4	41,0	24,273	42,9102	72,00
12	159*4,5/250*3,9	150	15,571	28,6	46,0	28,308	49,728	80,00
13	219*6/315*4,9	200	19,462	33,8	50,0	35,423	60,1062	89,00
14	273*6/400*6,3	250	18,717	39,6	55,0	34,021	69,1468	96,00
15	325*6/450*7	300	22,074	44,7	59,0	40,162	80,3513	106,00
16	426*7/560*8,8	400	26,656	55,4	68,0	48,532	98,6097	121,00
17	530*8/670*10,5	500	31,592	66,6	78,0	57,550	117,876	138,00
18	530*8/630*10,5	500	43,673	66,6	78,0	79,901	117,876	138,00

Сопротивление пограничного слоя в формуле (7.1) вычисляется так:

$$R_{\text{вп}} = (\pi d_{\text{лв}} \alpha_{\text{лв}})^{-1}, \quad (7.8)$$

где $d_{\text{лв}}$ и $\alpha_{\text{лв}}$ – внутренний диаметр трубы, и коэффициент теплообмена на её поверхности изнутри. Величина последнего вычисляется на основании эмпирического критериального уравнения типа:

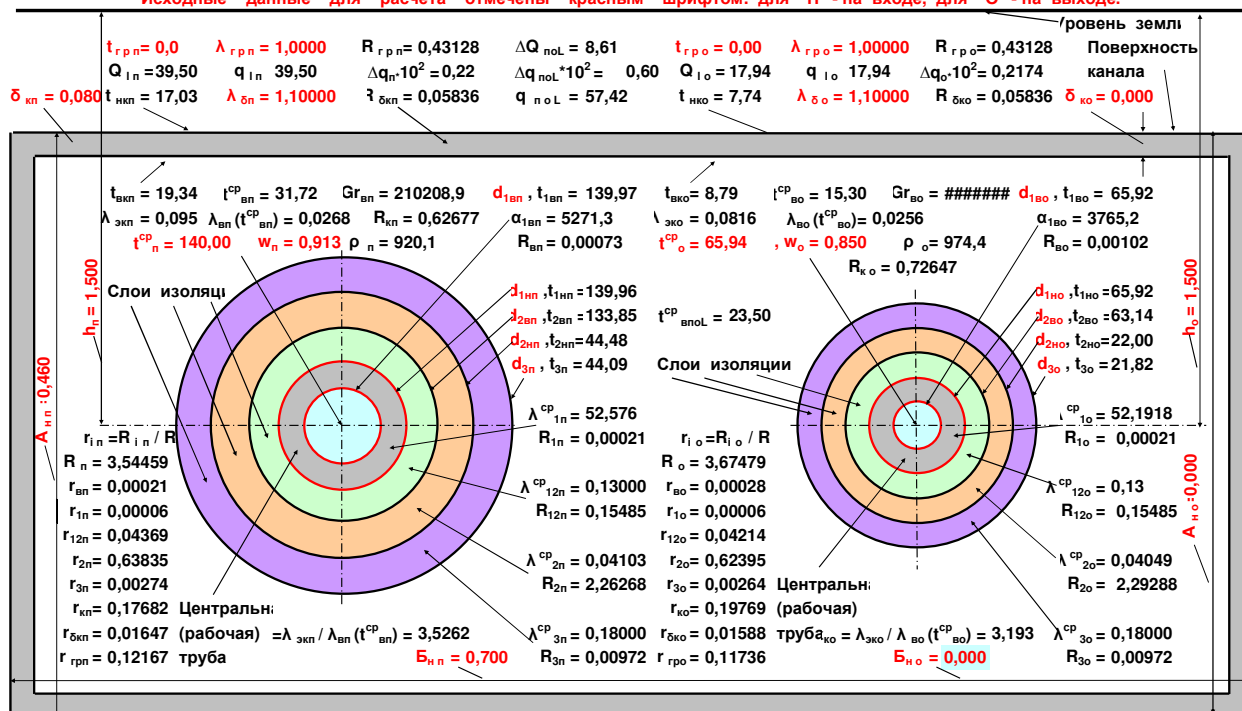
$$Nu = \alpha_{\text{лв}} d_{\text{лв}} / \lambda_{\text{ж}} = N Re_{\text{ж}}^m Pr_{\text{ж}}^n (Pr_{\text{ж}} Pr_{\text{с}})^k. \quad (7.9)$$

В формуле (7.9) применительно к данному случаю течения потока со скоростью $W_{\text{п}}$ и с температурой $t_{\text{п}}$: $N = 0,021$; $m = 0,8$; $n = 0,43$; $k = 0,25$. Плотность воды $\rho_{\text{п}} = v_{\text{п}}^{-1}$, критерии $Re_{\text{ж}}$, $Pr_{\text{ж}}$, $Pr_{\text{с}}$ и коэффициенты удельной теплопроводности $\lambda_{\text{ж}}$ материала и динамической вязкости $\mu_{\text{п}}$ потока определяются как функции температуры $t_{\text{п}}$ в виде полиномов 3 – ей и 6 – ой степеней, т.е. $v_{\text{п}} = \rho_{\text{п}}^{-1} = f(t_{\text{п}})$; $Re_{\text{ж}} = W_{\text{п}} d_{\text{лв}} / v_{\text{п}}$, где $v_{\text{п}} = \mu_{\text{п}} / \rho_{\text{п}}$ $v_{\text{п}} = f(t_{\text{п}})$, $\lambda_{\text{ж}} = f(t_{\text{п}})$, $Pr = f(t_{\text{п}})$, $Pr_{\text{с}} = f(t_{\text{лвп}})$; здесь $t_{\text{лвп}}$ – температура внутренней стенки трубы.

На основании (7.9) определяем рабочую формулу по расчёту коэффициента теплообмена:

$$\alpha_{1B} = 0,021(g v_{\Pi})^{-0,8} d_{1B}^{-0,2} [Pr_{Ж}(t_{\Pi})]^{0,68} [Pr_{C}(t_{1B\Pi})]^{-0,25} * [\mu_{\Pi}(t_{\Pi})]^{-0,8} [\lambda_{\Pi}(t_{\Pi})] W_{\Pi}^{0,8} K_p, \text{ Вт}/(\text{м}^2 * \text{°К}) \quad (7.10)$$

Схема двухтрубного (прямого "П"- на вх. и обратного "О"- на вых) теплопровода в канальной прокладке. Разр. д.т.н. Байрашевский Б.А
Исходные данные для расчёта отмечены красным шрифтом: для "П" - на входе, для "О" - на выходе.



численные отображения составляющих $r_{in,io} = R_{in,io} / R_{n,o}$ тепловых сопротивлений потерям теплоты в обоих ("П" и "О") теплопроводах

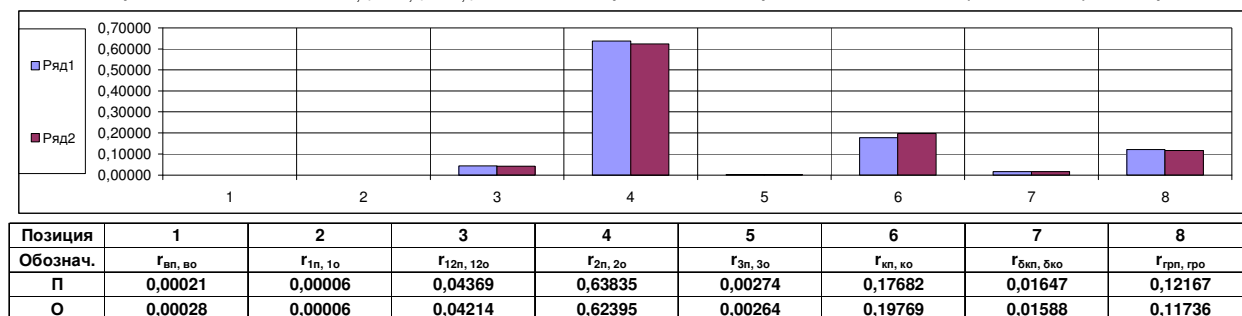


Рис. 7.2а. Фрагмент из файла «ИКТг».

где входящие в формулу аргументы имеют следующие размерности: $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$; $v_{\Pi} - \text{м}^3/\text{кг}$; $d_{1B} - \text{м}$; $\mu_{\Pi} - \text{кгс}\cdot\text{сек}/\text{м}^2$; $\lambda_{\Pi} - \text{ккал}/(\text{м}\cdot\text{ч}\cdot\text{°К})$; $W_{\Pi} - \text{м}/\text{с}$; $K_p = 1,163 \text{ Вт}/\text{ккал}$.

Линейную плотность теплового потока в радиальном направлении трубы на участках по толщине пограничного слоя и по толщине суммарной теплоизоляции трубопровода можно вычислить так:

$$q_l = (t_{\Pi} - t_{1B\Pi}) / R_{вп}^{-1} = (t_{\Pi} - t_{Гп}) / R_{п}^{-1}. \quad (7.11)$$

Отсюда определяем:

$$t_{1B\Pi} = t_{\Pi} - (t_{\Pi} - t_{Гп}) R_{вп} R_{п}^{-1}. \quad (7.12)$$

Уравнения (7.11), (7.12) являются ключевыми при решении задачи по расчёту теплотер q_l , коэффициента теплообмена α_{1B} и температур t_i , t_{i+1} на разделительных поверхностях теплопровода. С учётом (7.1) – (7.9)

ИКТГ теплопровода на участке длиной $L_{п,о}$ от входа до выхода в канальной прокладке. Т1.И.д.

Обозн.	$L_{п,о}$	$A_{нп,но}$	$B_{нп,но}$	$\delta_{кп,ко}$	$G_{п,о}$	$d_{1вп,1во}$	$d_{1нп,1но}$	$d_{2вп,2во}$	$d_{2нп,2но}$	$d_{3п,3о}$	$t_{г рп, г ро}$
П,вх,вых	150,0	0,460	0,600	0,080	16,360	0,083	0,089	0,101	0,181	0,183	0,00
О,вых,вх.					16,130	0,083	0,089	0,101	0,181	0,183	0,00
Разм.	м	м	м	м	т / ч	м	м	м	м	м	°С

Т1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ (продолжение 1).

Обозн.	$t_{п,о}^{ср}$	$\rho_{п,о}$	$w_{п,о}$	$T_{пс,ос}$	$\delta_{п,о}$	$q_{лп,ло}$	$Q_{сп,со}$	$\Delta Q_{сп,со}$	$\Delta Q_{поL}$	$Q_{спо}$	$\Delta q_{п,о} \cdot 10^2$
П,вх	140,000	920,1	0,91	164,3	0,00212	40,33	2663,8	6,042	8,803	1426,8	0,23
П,вых.	139,682					40,23	2657,8				
О,вх	66,087	974,4	0,85	176,5	0,00098	18,43	1239,7	2,761	8,803	1426,8	0,22
О,вых.	65,940					18,38	1237,0				
Разм.		кг/м ³	м/с	сек	°С/м	Вт / м	кВт	кВт	кВт	кВт	%

Сохранит **На входе. и вых. обоих трубпр.** Скопировать

Обозн.	$t_{п,о}^{ср}$	δ_2	$t_{1вп,1во}$	δ_1	$\Delta q_{поL} \cdot 10^2$	$Q_{спL, соL}$	$q_{пL, оL}$	$q_{поL}$	$t_{1вп,1во}$	$t_{1нп,1но}$	$t_{2вп,2во}$
П,вх.	140,000		139,971	-8,E-10	0,62	2660,8	40,3	58,7	139,97	139,96	133,72
П,вых.	139,682	-4,E-07	139,653	1,E-07		139,65	139,64		133,41		
О,вх.	66,087	2,E-07	66,068	6,E-06		66,07	66,06		63,21		
О,вых.	65,940	1E-08	65,921	7,E-06		65,92	65,92		63,07		
Разм.	°С	%	°С	%	%	кВт	Вт / м	Вт / м	°С	°С	°С

Уд. из свод.

Уд. из буфф. таб.

 $t_{п}^{ср}$

Обозн.	$t_{2нп,2но}$	$t_{3п,3о}$	$t_{вп,во}^{ср}$	$t_{вопL}^{ср}$	$t_{вкп,вко}$	$t_{вкпо}$	$t_{нкп,нко}$	$t_{нкпо}$	$I_{п,о}$	$Q_{лп,ло}$	$t_{п}^{ср}$
П,вх.	41,21	40,82	28,00	20,84	15,18	12,58	12,97	10,75	1,000	40,329	140,0
П,вых.	41,13	40,74	27,94		15,15		12,94			40,233	°С
О,вх.	20,69	20,51	13,73		6,94		5,93		18,427	$t_{п}^{ср}$	
О,вых.	20,65	20,47	13,70		6,92		5,91		18,384	65,9	
Разм.	°С	°С	°С	°С	°С	°С	°С	°С	м	Вт	°С

Индикац Скопировать 1- Табл. исходных данных по типоразмерам теплопроводов (Т/ ПР) для расчё

	$L_{п,о}$	$A_{нп,но}$	$B_{нп,но}$	$\delta_{кп,ко}$	$G_{п,о}^{уп}$	$d_{1вп,1во}$	$d_{1нп,1но}$	$d_{2вп,2во}$	$d_{2нп,2но}$	$d_{3п,3о}$	$t_{г рп, г ро}$
Сохранит	м	м	м	м	т / ч	м	м	м	м	м	°С
Т/ ПР 1	200,0	0,840	1,500	0,120	355,00	0,3127	0,3239	0,3359	0,4159	0,4169	0,00
	Уд. из нак. 1-10		Уд. из буфф. 1-10		350,00	0,3127	0,3239	0,3359	0,4159	0,4169	0,00
Т/ ПР 2	220,0	0,590	1,200	0,100	237,59	0,2630	0,2730	0,2850	0,3650	0,3660	0,00
	ТС 2				234,24	0,2630	0,2730	0,2850	0,3650	0,3660	0,00
Т/ ПР 3	115,0	0,590	1,200	0,100	136,33	0,2070	0,2190	0,2310	0,3110	0,3120	0,00
	ТС 3				134,41	0,2070	0,2190	0,2310	0,3110	0,3120	0,00

Рис. 7.26. Фрагмент из файла «ИКТГ».

уравнение (7.12) представляет собой иррациональную функцию с искомой величиной $t_{1вп}$, выраженной в неявном виде. Поэтому расчёт значения $t_{1вп}$ по формуле (7.12) производится на компьютере с помощью вспомогательных операторов «подбор параметра» или «поиск решения» при соблюдении ряда граничных условий.

Следует заметить, что по мере изменения температуры по толщине ограждающих поверхностей теплопровода изменяется также и величина коэффициента теплопроводности, примерно, по линейной зависимости:

$$\lambda = \lambda^0 (1 + \beta t), \quad (7.13)$$

где λ^0 – теплопроводность материала при температуре $t = 0$ °С, β – физическая константа, характерная для того или иного материала, устанавливаемая

Показатели работы теплосети по мере подключения теплопроводов

$Q_{TC} = Q_{сноп1}$	ΔG_{TC}^{YT}	ΔQ_{TC}^{YT}	$q_{TC}^{YT} * 10^2$	$\Sigma \Delta Q_{пол}$	$\Delta Q_{TC}^{YT,из}$	$q_{TC}^{из} * 10^2$	$q_{TC}^{Y,из} * 10^2$	σ_{TC}	
30960,2	5,0	540,6	1,75	224,9	765,6	0,73	2,47	62355,6	←← T/c"из"
30960,2	5,0	540,6	1,75	787,8	1328,4	2,54	4,29	62355,6	←← T/c"г"
кВт	т/ч	кВт	%	кВт	кВт	%	%	-	

$q_1^H = f(D_{TC}, t_{пo}),$ где $t_{пo} = 0,5 * (t_{п}^{cp} + t_{o}^{cp})$. $G_{п} = 355,0$ т/ч

$X_{TC}^{YT} * 10^6$	$X_{TC}^{из} * 10^6$	$X_{TC} * 10^6$	$t_{доб}$	$t_{п}^{cp}$	t_{o}^{cp}	$t_{н}$	$t_{гp}^{TC}$	$k_{TC,TCГ}^{из}$	
0,280	0,117	0,397	10,0	140,0	65,9	-21,6	0,0	0,686	←← T/c"из"
0,280	0,408	0,688	10,0	140,0	65,9	-21,6	0,0	2,401	←← T/c"г"
-	-	-	°C	°C	°C	°C	°C	Вт/(м*К)	

$k_{TC,TCГ}^{из} = k_{TC,TCГ}^{из} * L_{TC,из}^{из} / S_{TC,из}^{из},$ Вт / (м²*К). $K_{КС}^{из} 1 - k_{TC,TCГ}^{из} / k_{TC,TCГ}^{из}$

S_{TC}	V_{TC}	D_{TC}	L_{TC}	$q_{TC}^{из,изг}$	q_{TC}^{YT}	$q_{TC}^{и,у}$	$q_{TC}^{из,стc}$	$q_{TC}^{YT,стc}$	
2045,7	104,5	0,204	3186,0	70,60	169,7	240,3	110,0	264,3	←← T/c"из"
2045,7	104,5	0,204	3186,0	247,27	169,7	416,9	385,1	264,3	←← T/c"г"
м ²	м ³	м	м	Вт/м	Вт/м	Вт/м	Вт/м ²	Вт/м ²	

Показатель геометрических размеров теплосети: $\Pi_{TC} = 4 * L_{TC} / (\pi * D_{TC}) = 19848,4$

$q_{TC}^{и,у,стc}$	q_1^H	$K_1 * q_1^H$	$K_2 * q_1^H$	$K_1 * K_2 * q_1^H$	K_1	K_2	$K_{эф}^q$	$K_{кл}^{из}$	
374,2	54,06	43,24	54,06	43,24	0,80	1,00	0,424	0,714	←← T/c"из"
649,4	54,06	43,24	54,06	43,24	0,80	1,00			←← T/c"г"
Вт/м ²	Вт/м	Вт/м	Вт/м	Вт/м	-	-	-	-	

Рис. 7.2в. Фрагмент из файла «ИКТГ».

опытным путём. На основании двух известных значений t_1, λ_1 и t_2, λ_2 путём линейной интерполяции определяем: $\lambda^0 = (\lambda_1 t_2 - \lambda_2 t_1) / (t_2 - t_1)$ и $\beta = (\lambda_2 - \lambda_1) / (\lambda_1 t_2 - \lambda_2 t_1)$.

Очевидно, что в расчётной формуле (7.3) величина λ_i^{cp} представляет собой нечто среднее между значениям λ_i и λ_{i+1} при температурах t_i на поверхности d_i и t_{i+1} на поверхности d_{i+1} соответственно. Здесь с достаточной точностью принимаем: $\lambda_i^{cp} = 0,5(\lambda_i + \lambda_{i+1})$.

Согласно закону Фурье величину теплотеря Q через ограждающие поверхности теплопровода с внутренним диаметром $d = 2r$ на участке длиной l и с локальным коэффициентом теплопроводности материала λ определим так:

$$Q = 2\pi\lambda l r (dt/dr) . \quad (7.14)$$

В результате совместного решения (7.13), (7.14) определяем константу интегрирования в виде такого выражения:

$$-C = (1 + \beta t)^2 + \beta Q (\pi l \lambda_0)^{-1} \ln r . \quad (7.15)$$

На основании (7.15) при граничных условиях $t = t_i$ при $r = r_i$ и $t = t_{i+1}$ при $r = r_{i+1}$, имея в виду, что $d = 2r$ и $q_1 = Q/l$, получаем общую расчётную формулу для вычисления температур на разделительных поверхностях теплопровода:

$$t_{i+1} = [(\beta^{-1} + t_i)^2 - q_1 (\pi \lambda^0 \beta)^{-1} \ln(d_{i+1} / d_i)]^{0,5} - \beta^{-1} . \quad (7.16)$$

В случае пренебрежения величиной β , т.е. при $\beta = 0$ и соответственно $\lambda = \text{const}$, на основании (7.14) аналогичным образом определяем:

$$t_{1+i} = t_i - q_1 (2\pi\lambda)^{-1} \ln(d_{i+1}/d_i). \quad (7.17)$$

В двухтрубной прокладке теплотери теплопровода в целом рассматриваем как сумму потерь от прямой и обратной труб:

$$q_1 = q_{1п} + q_{1о}, \quad (7.18)$$

При расчёте теплопроводов (пара и воды) с надземной прокладкой окружающей средой (вместо грунта) является атмосферный воздух. Суммарное сопротивление ограждающих поверхностей теплопровода по аналогии с уравнением (7.1) имеет вид:

$$R_{п} = \sum R_i = R_{вп} + R_{1п} + R_{12п} + R_{2п} + R_{3п} + R_o, \quad (7.19)$$

где R_o – сопротивление пограничного слоя на наружной поверхности теплопровода, обдуваемого атмосферным воздухом.

По аналогии с уравнением (7.3):

$$R_o = (\pi d_o \alpha_n)^{-1} \quad (7.20)$$

где d_o и α_n – наружный диаметр теплопровода, и коэффициент теплообмена на его поверхности. При неизвестной температуре наружной поверхности теплопровода (t_n), но при заданной скорости W_o набегающего потока окружающего воздуха для расчёта коэффициента теплообмена α_n рекомендуется формула [76]:

$$\alpha_n = 11,6 + 7 \cdot W_o^{0,5} \quad (7.21)$$

В случае охлаждения теплопровода путём естественной конвекции рекомендуется другая формула [69]:

$$\alpha_n = 1,16 \cdot [(t_n - t_o) d_o^{-1}]^{0,25} \quad (7.22)$$

где t_o – температура окружающего воздуха.

Расчёт теплофизических показателей водяного теплопровода с наружной прокладкой при использовании формулы (7.21) выполняется так же, как и расчёт теплопровода с подземной прокладкой при $R_{гп} = R_o$. В случае использования формулы (7.22) расчёт выполняется на основании совместного решения уравнений, приведенных ниже и уравнений, аналогичных уравнениям (7.11), (7.16), (7.17) для расчёта подземных теплопроводов, т.е.:

$$q_1 = (t_n - t_{1вп}) R_{вп}^{-1} = (t_n - t_o) R_o^{-1}, \quad (7.23)$$

$$t_n = [(\beta_n^{-1} + t_{вн})^2 - q_1 (\pi \lambda_n^o \beta_n)^{-1} \ln(d_n / d_{вн})]^{0,5} - \beta_n^{-1}; \quad (7.24)$$

при $\beta_n = 0$ и соответственно $\lambda_n = \text{const}$:

$$t_n = t_{вн} - q_1 (2\pi \lambda_n)^{-1} \ln(d_n / d_{вн}). \quad (7.25)$$

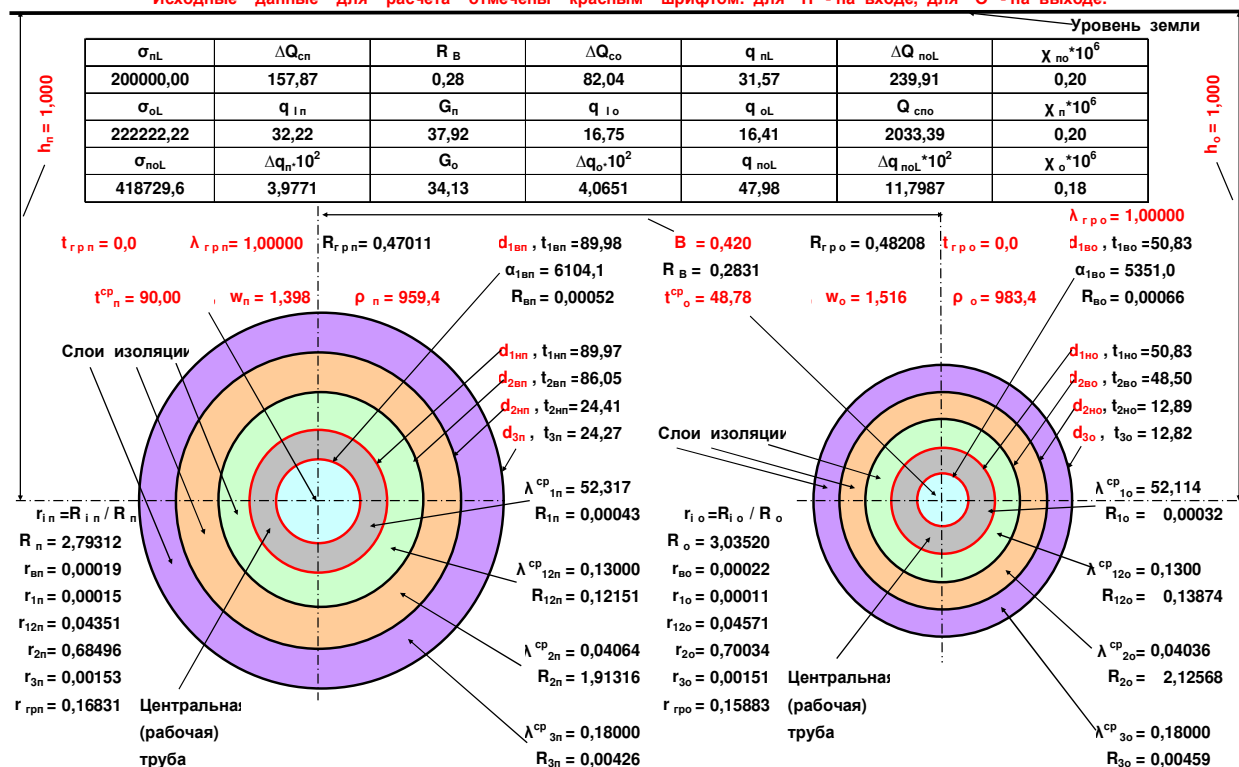
В соответствии с законом Ньютона линейная плотность теплотерь через поверхность теплопровода определяется выражением:

$$q_1 = k_1 \Delta\tau, \quad (7.26)$$

где с учётом (7.19) $k_1 = R_{п}^{-1}$ и $\Delta\tau$ – линейный коэффициент теплопередачи и температурный напор между рабочим потоком в теплопроводе и окружающей средой.

Схема двухтрубного (прямого "П"- на вх. и обратного "О"- на вых.) теплопровода в бесканальной прокладке. Разр. д.т.н. Байрашевский Б.А

Исходные данные для расчёта отмечены красным шрифтом: для "П"- на входе, для "О"- на выходе.



Графические отображения составляющих $r_{in,ю} = R_{in,ю} / R_{no}$ тепловых сопротивлений потерям теплоты в обоих ("П" и "О") теплопроводах

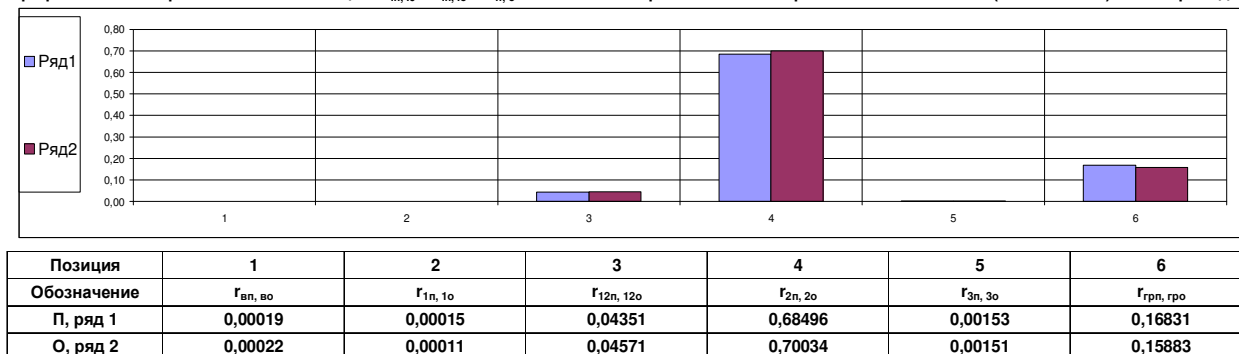


Рис. 7.3а. Фрагмент из файла «ИБтрэг».

Аналогично в расчёте на единицу внутренней поверхности трубы $S = \pi d l$ с соответствующим диаметром d плотность теплового потока q_s определяется на основании коэффициентом теплопередачи k_s :

$$q_s = k_s \Delta t, \quad (7.27)$$

где k_s – вычисляется, как в случае плоской стенки.

В отличие от показателей q_1 и k_1 показатели q_s и k_s не зависят от диаметра трубы, что представляет собой практический интерес в отношении унификации их применения для теплопроводов с разными диаметрами. На основании (7.26) и (7.27), имея в виду, что $q_1 = Q/l$, имеем взаимосвязь:

$$q_s = q_1 \frac{k_s}{k_1} = q_1 k_s R_{п} = \frac{Q}{S} = \frac{q_1 l}{\pi d l} = \frac{q_1}{\pi d}, \quad (7.28)$$

Удельную плотность теплового потока Q_c , транспортируемого теплоносителем через рабочее сечение трубы $F = 0,25 \pi d^2$ определим так:

Анализ теплотерь (сравнительный) в произвольном сечении двухтрубного теплопровода с предизолированными ПИ - трубами.

ПИ-пр. Исходные данные для расчёта отмечены красным шрифтом

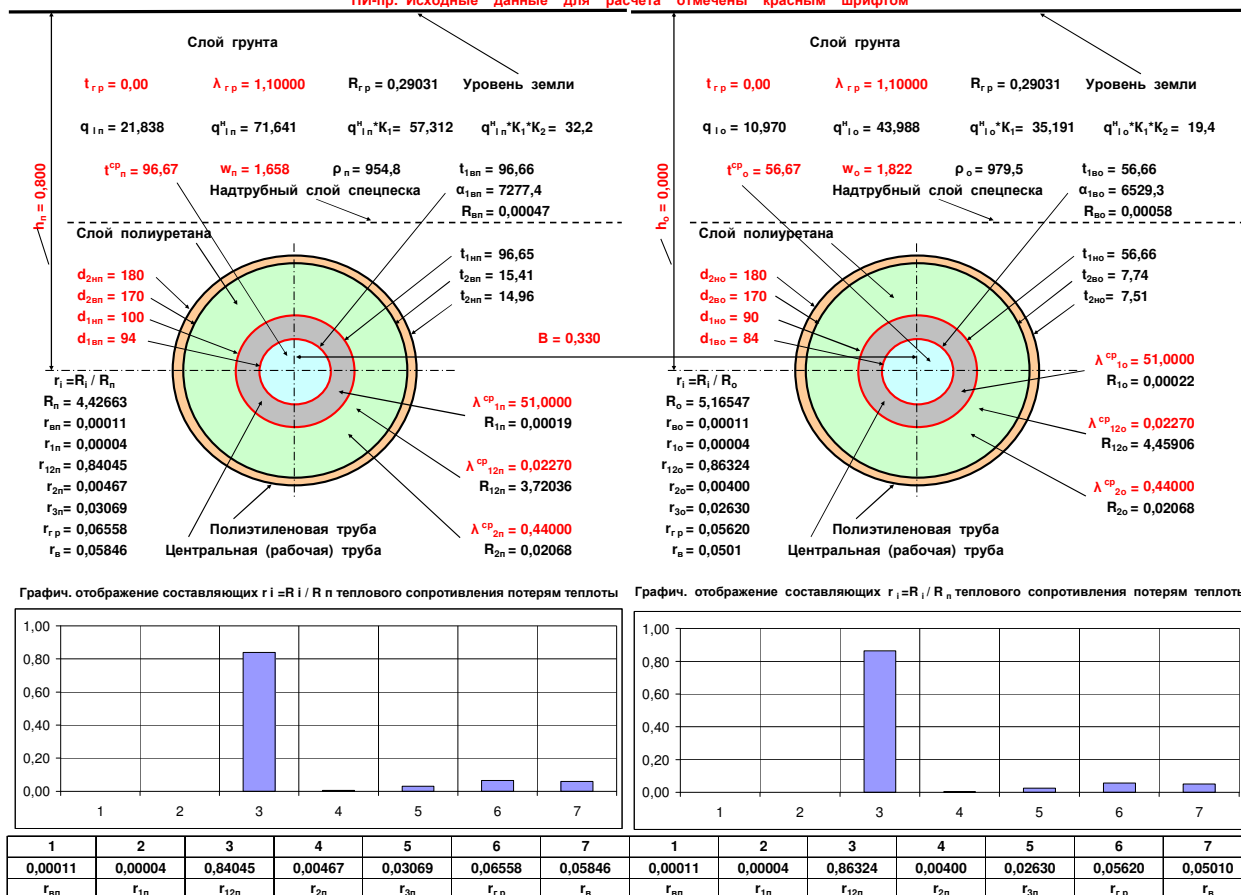


Рис. 7.4а. Фрагмент из файла «ПИтс».

ный показатель q не зависит от размеров теплопровода, что не позволяет его использовать при сопоставлении теплосетей разных размеров. В таком случае целесообразно сопоставлять между собой соотношения между показателями $\chi = q_s / q_f$. Тогда на основании (7.28) и (7.29) определяем:

$$\chi = \frac{q_s}{q_f} = 0,25q \frac{d}{1} = \frac{q_1 d}{4Q_c} \quad (7.30)$$

Показатель χ назовём критерием эффективности режима работы теплопровода. Как следует из выражения (7.30), чем выше качество изоляции, т. е. с уменьшением удельных теплотерь q_1 и q_s , критерий χ уменьшается. Кроме того, при $Q_c = const$ критерий χ существенно возрастает по мере увеличения диаметра теплопровода, что прямо противоположно тенденции снижения гидравлического сопротивления.

В системе теплоснабжения теплопроводы относятся к числу самых ненадежных элементов. Срок службы магистральных теплопроводов в зависимости от условий эксплуатации сокращается в два и более раз против расчетных значений. На ремонт, замену теплопроводов расходуются значительные материальные и финансовые ресурсы.

Выход из строя трубопроводов тепловых сетей происходит по причине как внутренней, так и наружной коррозии. Чаще всего повреждаются теплопроводы, проложенные подземно как в каналах, так и бесканально. Ухудшение теплоизоляционных свойств теплопроводов из-за увлажнения минваты в

процессе ее эксплуатации приводит к тому, что их фактические теплопотери в несколько раз превышают нормативные значения. При постоянном затоплении тепловой изоляции в канале фактические теплопотери выше нормативных в 9 и более раз [69].

Питс Анализ показателей эффективности режимов работы тепло- Разр.д.т.н. Байрашевский Б.А. сети, состоящей из двухтрубной прокладки ПИ-труб разных типоразмеров: Т/ ПР 1,2,3...10 и т. д.

Ввод $t_{п,о}^{cp}$											
От $t_{п,о}^{cp} = 100,0$	100,0	98,9	97,8	96,7	95,6	94,4	93,3	92,2	91,1	90,0	
От $t_{о,о}^{cp} = 60,0$	60,0	58,9	57,8	56,7	55,6	54,4	53,3	52,2	51,1	50,0	
до $t_{п,о}^{cp} = 90,0$	ГРАФИК f ($t_{п,о}^{cp}$)		РАСЧЁТ Т/ ПР		СОХРАНИТЬ		СКОПИР. Т/ ПР		УДАЛ. ИЗ НАК.		УДАЛ. ИЗ БУФ.
до $t_{о,о}^{cp} = 50,0$	X, X X		← Исх. данные		Таблица исходных данных по типоразмерам ПИ-труб (Т/ПР 1,2,3...10), образующих внешнюю теплосеть от источника теплоснабжения.						
Индикация	$t_{доб}$	$t_{гр}^p$	X, X X		← Рез. расчёта						
	10,0	5,0	Сохран. Гр-ик		K = 2,30						
	°C	°C	Скопир. Гр-ик		Скопир. т/сеть		Уд. из нак. т/сети		Уд. из буф.т/сети		
Сохран. Т/сеть	$L_{п,о}$	$h_{п,о}$	δ_H	δ_B	C_K	$G_{п,о,i}^{ур}$	$d_{1п,1но}$	$\delta_{1п,1о}$	$d_{2п,2но}$	$\delta_{2п,2о}$	$t_{гр,гр,о}$
	М	М	М	М	-	Т/Ч	ММ	ММ	ММ	ММ	°C
П	4000,0	0,800	0,100	0,100	1,100	5000,0	820,0	8,0	1000,0	8,0	0,000
О		Расч. Т/С 1- 1, Расчёт Т/ ПР 1				4500,0	820,0	8,0	1000,0	8,0	0,000
П	6000,0	0,800	0,100	0,100	1,100	365,7	263,0	8,0	370,0	8,0	0,000
О		Расч. Т/С 1- 2		Расчёт Т/ ПР 2		329,1	263,0	8,0	370,0	8,0	0,000
П	7000,0	0,800	0,100	0,100	1,100	210,8	207,0	6,0	300,0	6,0	0,000
О		Расч. Т/С 1- 3		Расчёт Т/ ПР 3		189,7	207,0	6,0	300,0	6,0	0,000
П	6000,0	0,800	0,100	0,100	1,100	210,8	207,0	6,0	290,0	8,0	0,000
О		Расч. Т/С 1- 4		Расчёт Т/ ПР 4		189,7	207,0	6,0	290,0	8,0	0,000
П	9000,0	0,800	0,100	0,100	1,100	100,5	150,0	5,0	240,0	5,0	0,000
О		Расч. Т/С 1- 5		Расчёт Т/ ПР 5		90,5	150,0	5,0	240,0	5,0	0,000
П	10000,0	0,800	0,100	0,100	1,100	66,1	125,0	4,0	210,0	5,0	0,000
О		Расч. Т/С 1- 6		Расчёт Т/ ПР 6		59,5	125,0	4,0	210,0	5,0	0,000
П	11000,0	0,800	0,100	0,100	1,100	66,1	125,0	4,0	220,0	5,0	0,000
О		Расч. Т/С 1- 7		Расчёт Т/ ПР 7		59,5	125,0	4,0	220,0	5,0	0,000
П	8000,0	0,800	0,100	0,100	1,100	100,5	150,0	4,0	230,0	5,0	0,000
О		Расч. Т/С 1- 8		Расчёт Т/ ПР 8		90,5	150,0	4,0	230,0	5,0	0,000
П	9000,0	0,800	0,100	0,100	1,100	60,2	120,0	3,0	190,0	5,0	0,000
О		Расч. Т/С 1- 9		Расчёт Т/ ПР 9		54,1	130,0	3,0	190,0	5,0	0,000
П	5000,0	0,800	0,100	0,100	1,100	39,6	100,0	3,0	180,0	5,0	0,000
О		Расч. Т/С 1-10		Расчёт Т/ ПР 10		35,6	90,0	3,0	180,0	5,0	0,000

Рис. 7.46. Фрагмент из файла «Питс».

Влияние качества изоляции теплосетей на величину теплопотерь можно изучить с помощью серии теплофизических расчётов. В частности с их помощью можно получить представление о том, как «не существенное» изменение теплопроводности изоляции ощутимо сказывается на величине теплопотерь.

На рис. 7.1а,б и показаны результаты примерных расчётов, демонстрирующие характер увеличения теплопотерь по мере ухудшения теплоизоляции трубопроводов и повышения температуры сетевой воды в сравнении с трубопроводами без изоляции вообще, т. е. голыми. Расчёты выполнены с

1. Анализ показателей эффективности режимов работы теплосети в целом.

Обозн.	$G_{п,о}^{TC}$	G_{TC}^{YT}	$G_{TC}^{H YT}$	$t_{п,о}^{BX}$	$t_{п,о}^{CP}$	$t_{п,о}^{BIX}$	$\delta_{ln, lo}$	$W_{п,о}$	$T_{п, oc}$	$t_{доб}$	$t_{гp}^{TC}$
П	5000,0	500,000	16,098	96,86	96,67	96,47	9,1E-06	19,07	2285,1	10,0	0,0
О	4500,0			56,79	56,67	56,54	0,0000	16,73	2612,4		0,0
Разм.	т/ч	т/ч	т/ч	°С	°С	°С	°С/м	м/с	сек	°С	°С

2. Анализ показателей эффективности режимов работы теплосети в целом.

Обозн.	$V_{п,о}^{TC}$	V_{TC}	$S_{п,о}^{TC}$	S_{TC}	$F_{п,о}^{TC}$	F_{TC}	$D_{п,о}^{TC}$	D_{TC}	$L_{п,о}^{TC}$	L_{TC}	Q_{TC}^{HAR}
П	3324,1	6658,0	42669,1	85463,9	0,076	0,076	0,312	0,312	43585,7	87299,2	265552
О	3333,9		42794,8		0,076		0,312		43713,5		
Разм.	м ³	м ³	м ²	м ²	м ²	м ²	м	м	м	м	кВт

3. Анализ показателей эффективности режимов работы теплосети в целом.

Обозн.	Q_{TC}^{YT}	$Q_{п,о}^{из TC}$	$Q_{TC}^{из}$	$Q_{TC}^{YT + из TC}$	$q_{TC}^{YT} * 10^2$	$q_{п,о}^{TC} * 10^2$	$q_{TC}^{из} * 10^2$	$q_{TC}^{YI} * 10^2$	$k_{п, lo}^{из TC}$	$k_{TC}^{из}$	$\rho_{п,о}$
П	38766,7	2238,11	3568,1	42334,8	14,60	0,843	1,34	15,94	0,531	1,06623	954,8
О		1329,99				0,501			0,537		979,5
Разм.	кВт	кВт	кВт	кВт	%	%	%	%	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	кг/м ³

4. Анализ показателей эффективности режимов работы теплосети в целом.

Обозн.	t_n	$q_{п, lo}^{из TC}$	q_n^H	$q_n^H * K_1$	$q_n^H * K_1 * K_2$	$K_{1п, lo}^{TC}$	$K_{2п, 2о}^{TC}$	$q_{TC}^{из}$	$q_{п, lo}^H$	$q_{п, lo}^H * K_1$	$q_{п, lo}^H * K_1 * K_2$
П	-6,8	51	119,13	95,30	72,15	0,800	0,757	82	195,44	156,35	118,37
О		30	76,31	61,05	46,22	0,800	0,757				
Разм.	°С	Вт/м	Вт/м	Вт/м	Вт/м	-	-	Вт/м	Вт / м	Вт / м	Вт / м

5. Анализ показателей эффект. реж. работы теплосети в целом.

Обозн.	$\sigma_{п,о}^{TC}$	σ_{TC}	$\chi_{TCп,о}^{из} * 10^{-6}$	$\chi_{TC}^{из} * 10^{-6}$	$\chi_{TC}^{YT} * 10^{-6}$	$\chi_{TC}^{YI} * 10^{-6}$	$\Delta t_{п,о}$	$\Delta t_{п,о}^H$	А, Б
П	139870	280148	0,015	0,012	0,130	0,142	0,39475	0,916	1,0
О	140278		0,009				0,247	0,620	40,0
Разм.	-	-	-	-	-	-	°С	°С	°С

Рис. 7.4в. Фрагмент из файла «ПИТС».

помощью программного файла, разработанного для определения ряда показателей ПИ-труб при составлении соответствующей документации. На рис.7.1а показаны изменения линейных плотностей тепловых потоков (расчётных и нормативных) через поверхности теплопроводов четырёх типоразмеров по мере роста теплопроводности изоляции. На рис.7.1б – то же для «голых» труб по мере роста температур теплоносителей в сети. Расчётное значение теплотерь q_1 сопоставляется с тремя модифицированными нормами теплотерь из СНиП 2.04.14-88 [99], а именно с:

$q_{1п,о}^H$ – номинальной величиной теплотерь, вычисляемой на основании аппроксимационных табличных данных (в приложениях 7,8, стр.22, 23);

$q_{1п,о}^H \cdot K_1$ – номинальной величиной теплотерь, учитывающей район строительства теплосетей согласно приложению 10 на стр. 25 $K_1 = 0,8$;

$q_{1п,о}^H \cdot K_1 \cdot K_2$ – номинальной величиной теплотерь, учитывающей район строительства и использования в качестве теплоизоляционных материалов пенополиуретана, полимербетона и пр. согласно таблице 3 в приложении 8.

Данные, приведенные на рис. 7.1а,б, дают наглядную иллюстрацию влияния качества изоляции теплопроводов на величину теплотерь.

Опыт эксплуатации за рубежом и исследования, выполненные БЕЛНИПИЭНЕРГОПРОМом, свидетельствуют о надёжности и долговечности ПИ-труб в течение 30 лет. Результаты расчётов показывают, что величина теплотерь в этих трубах значительно ниже норм (Таблица 7.1), преду-

смотренных действующими СНиП 2.04.14-88 [99] и инструкцией БЭРНа [100, 101]. В диапазоне диаметров труб от 150 до 600 мм разрыв между нормативными и расчётными значениями теплопотерь невероятно большой, что требует серьёзного разбирательства. В научно-исследовательском институте Московского строительства «НИИМОССТРОЙ» выполняются работы, определяющие общие тенденции теплопотерь, связанных со старением изоля-

Таблица сводных результатов расчёта заполняется автоматически.

Расчётные (суммарные) значения теплопотерь q_{ino} в двухтрубной бесканальной прокладке ПИ-труб в сравнении с нормативными $q_{\text{ino}}^{\text{н}}$, $q_{\text{ino}}^{\text{н}} \cdot K_1$ и $q_{\text{ino}}^{\text{н}} \cdot K_1 \cdot K_2$, Вт/м согласно СНиП 2.04.14-88. Заполняется автоматически													
№ п/п	Типоразмеры ПИ - тр $d_{1\text{н}} \cdot \delta_1 / d_{2\text{н}} \cdot \delta_2$ мм*мм / мм*мм	1 вар. $t_{\text{м1}}^{\text{ср}} \text{ } ^\circ\text{C} = 60,0$				2 вар. $t_{\text{м2}}^{\text{ср}} \text{ } ^\circ\text{C} = 70,0$				3 вар. $t_{\text{м3}}^{\text{ср}} \text{ } ^\circ\text{C} = 80,0$			
		Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3	Ряд 4	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3	Ряд 4	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3	Ряд 4
		q_{ino}	$q_{\text{ino}}^{\text{н}}$	$q_{\text{ino}}^{\text{н}} \cdot K_1$	$q_{\text{ino}}^{\text{н}} \cdot K_1 \cdot K_2$	q_{ino}	$q_{\text{ino}}^{\text{н}}$	$q_{\text{ino}}^{\text{н}} \cdot K_1$	$q_{\text{ino}}^{\text{н}} \cdot K_1 \cdot K_2$	q_{ino}	$q_{\text{ino}}^{\text{н}}$	$q_{\text{ino}}^{\text{н}} \cdot K_1$	$q_{\text{ino}}^{\text{н}} \cdot K_1 \cdot K_2$
1	26,9*2,3 / 90,0*2,6	13,50	68,37	54,69	26,12	15,75	78,20	62,56	29,88	18,00	87,92	70,33	33,59
2	33,7*2,6 / 90,0*3,2	16,63	70,78	56,63	27,48	19,40	80,95	64,76	31,43	22,18	91,00	72,80	35,33
3	42,4*2,6 / 110,0*2,8	16,86	74,13	59,30	29,42	19,67	84,76	67,81	33,64	22,48	95,26	76,21	37,81
4	48,3*2,6 / 110,0*2,9	19,38	76,37	61,09	30,75	22,61	87,31	69,85	35,15	25,84	98,12	78,50	39,50
5	60,3*2,9 / 125,0*2,4	21,40	80,63	64,50	33,35	24,97	92,17	73,74	38,12	28,53	103,55	82,84	42,83
6	76,1*2,9 / 140,0*3,0	25,44	86,38	69,11	37,01	29,68	98,73	78,99	42,30	33,92	110,91	88,73	47,52
7	88,9*3,2 / 160,0*3,6	26,53	90,72	72,57	39,88	30,95	103,68	82,94	45,58	35,37	116,45	93,16	51,19
8	114,3*3,6 / 200,0*3,9	27,76	99,17	79,34	45,77	32,39	113,33	90,67	52,30	37,01	127,27	101,81	58,73
9	139,7*3,6 / 225,0*4,7	32,44	107,52	86,02	51,94	37,85	122,88	98,30	59,35	43,26	137,97	110,37	66,64
10	168,3*4,0 / 250,0*3,9	37,70	116,25	93,00	58,76	43,98	132,86	106,28	67,15	50,27	149,17	119,33	75,39
11	219,1*4,5 / 315,0*5,0	41,36	130,88	104,70	71,00	48,25	149,62	119,70	81,17	55,14	168,01	134,40	91,14
12	273,0*5,0 / 400,0*6,5	40,30	145,19	116,15	83,84	47,02	166,07	132,86	95,90	53,74	186,51	149,21	107,70
13	323,9*5,6 / 450,0*7,1	46,43	157,66	126,13	95,59	54,17	180,44	144,35	109,39	61,91	202,72	162,18	122,90
14	355,6*5,6 / 500,0*7,2	45,05	165,20	132,16	102,85	52,56	189,15	151,32	117,76	60,07	212,56	170,05	132,34
15	406,4*6,3 / 560,0*8,8	48,44	176,44	141,15	113,76	56,51	202,17	161,73	130,35	64,59	227,30	181,84	146,55
16	457,2*6,3 / 580,0*9,0	63,43	187,49	149,99	124,40	74,00	215,01	172,01	142,67	84,57	241,87	193,50	160,49
17	508,0*6,3 / 670,0*10,0	56,14	198,21	158,56	134,41	65,49	227,52	182,02	154,29	74,85	256,09	204,87	173,67
18	609,6*8,0 / 800,0*12,2	58,45	218,68	174,94	151,92	68,19	251,51	201,21	174,73	77,93	283,48	226,78	196,94

Двухтрубная прокладка. Графическое отображение результатов расчёта.

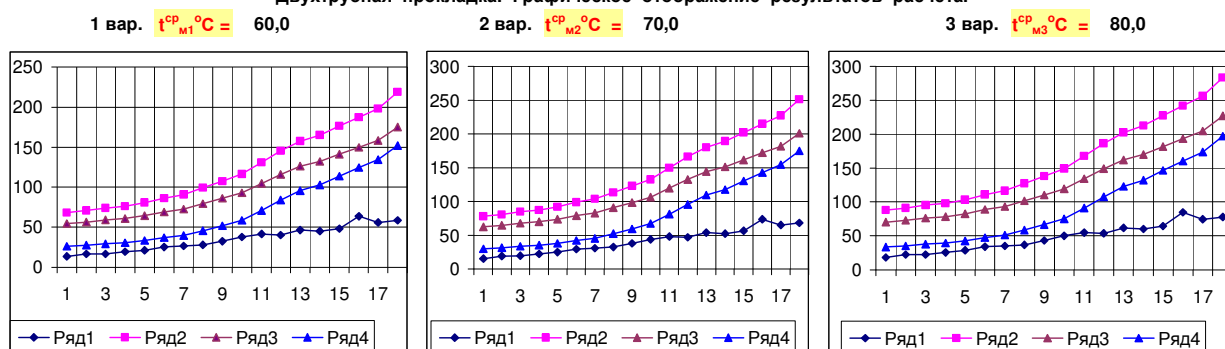


Рис. 7.5. Фрагмент из файла «ПИГд2».

ционных материалов, таких как пенополиуретан (ППУ) и др. В частности, в одной из них утверждается, что «...прогнозный срок службы теплоизоляции труб из ППУ исследованной марки фирмы «Байер АГ» ожидается более 25 лет». Это срок эксплуатации тепловых сетей, который в нашем тепловом хозяйстве уже давно позади! Примерно такой же характер в пользу пенополиуретана имеют работы акционерного общества «Объединение ВНИПИЭНЕРГОПРОМ», г. Москва и др.

Пенополиуретан (ППУ) в последние годы приобретает широкое распространение в качестве теплоизоляционного материала для теплопроводов систем теплоснабжения. Тепловые потери в предварительно изолированных (ПИ) трубопроводах с ППУ изоляцией в 2-2,5 раза ниже, чем с изоляцией из минеральной ваты. Дальнейшие меры по усовершенствованию системы организации применения ПИ – труб позволят с выгодой для инвестора снизить эти теплопотери в сетях в 4 – 5 раз ниже норм. На основании изложенного

следует, что превосходство предварительно изолированных труб из ППУ бесспорно.

ПВл2	Сравнительный анализ удельных теплотерь в теплопроводах перегретого, влажного пара и конденсата, размещённых на открытом воздухе.
------	---

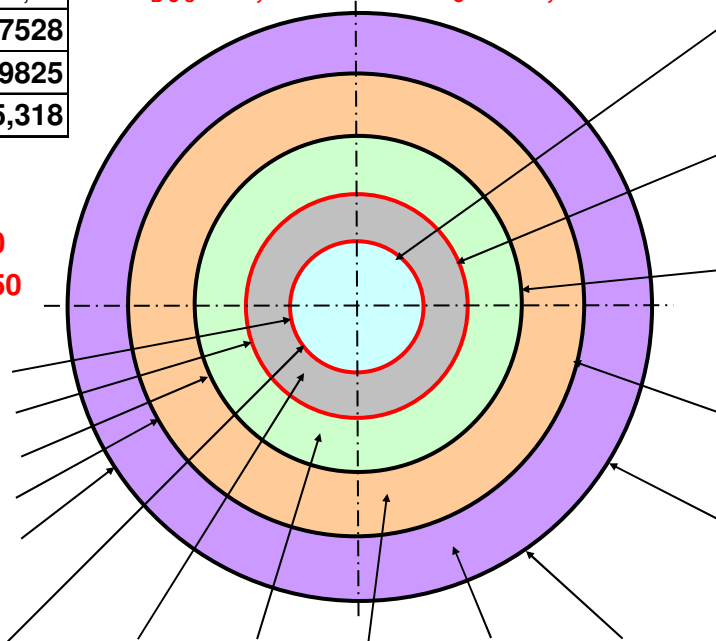
Исходные данные для расчёта отмечены красным шрифтом

Обозн.	$\rho_{п,к}$
Пер.пар	4,77528
Вл.пар	7,99825
Конд.	875,318

$W_{в.о.з} = 2,0$ $t_o = 2,0$

$G_n = 2,0$
 $P_{пп} = 12,0$
 $X_n = 0,750$

$d_{1вп} = 193$
 $d_{1нп} = 200$
 $d_{2вп} = 400$
 $d_{2нп} = 498$
 $d_{3п} = 500$



$d_{1вп}$	$t_{1вп}^{nn} = 277,0$ $t_{1вп}^{bn} = 187,0$ $t_{1вп}^k = 186,0$
$d_{1нп}$	$t_{1нп}^{nn} = 277,0$ $t_{1нп}^{bn} = 187,0$ $t_{1нп}^k = 186,0$
$d_{2вп}$	$t_{2вп}^{nn} = 169,3$ $t_{2вп}^{bn} = 114,2$ $t_{2вп}^k = 113,6$
$d_{2нп}$	$t_{2нп}^{nn} = 14,1$ $t_{2нп}^{bn} = 10,1$ $t_{2нп}^k = 10,0$
$d_{3п}$	$t_{3п}^{nn} = 14,1$ $t_{3п}^{bn} = 10,1$ $t_{3п}^k = 10,0$

Обозн.	$\alpha_{1вп}$	$\lambda_{1п}^{cp}$	$\lambda_{12п}^{cp}$	$\lambda_{2п}^{cp}$	$\lambda_{3п}^{cp}$	α_o	t_n	W_n	$i_{пп, вп, к}$
Пер.пар	227	55,9363	0,41785	0,09165	50,1408	21,5	0,0	14,32	717,3
Вл.пар	4267	54,982	0,41204	0,09112	50,1005	22,5	0,0	8,55	545,9
Конд.	408	54,9715	0,41198	0,09111	50,1001	23,5		0,08	189,8
Обозн.	1	2	3	4	5	6	R_n	q_{in}	$q_{in}^h * K_2$
	$r_{вп}$	$r_{1п}$	$r_{12п}$	$r_{2п}$	$r_{3п}$	r_o			
Пер.пар	0,01068	0,00015	0,38737	0,55834	0,00002	0,04345	0,6816	407,89	128,50
Вл.пар	0,00057	0,00015	0,39337	0,56238	0,00002	0,04351	0,6806	271,97	84,91
Конд.	0,00591	0,00015	0,39129	0,55936	0,00002	0,04327	0,6843	270,49	84,91

Графическое отображение составляющих слоёв $r_i = R_i / R_n$ теплового сопротивления потерям теплоты

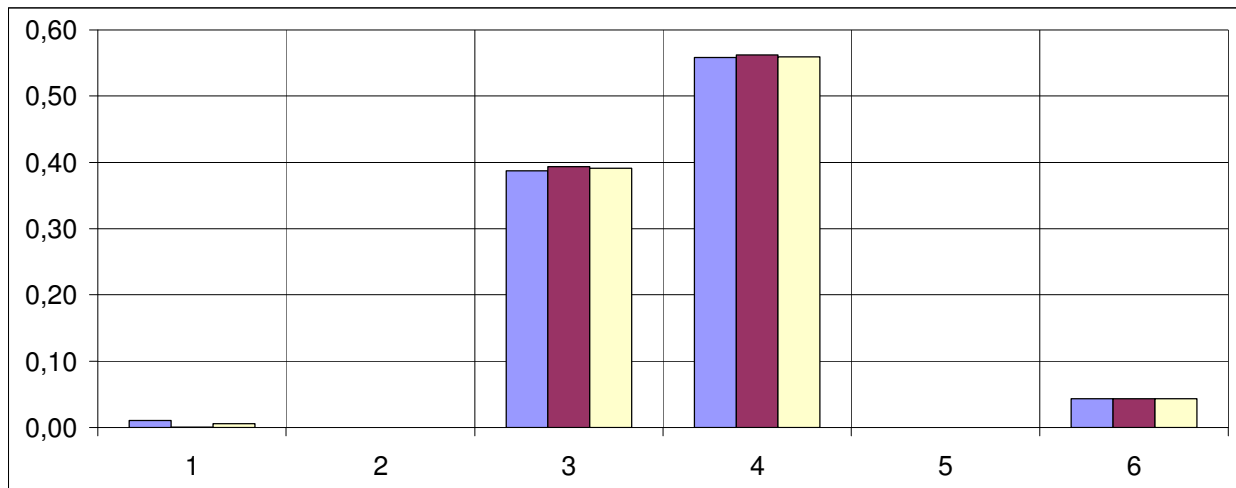


Рис. 7.6. Фрагмент из файла «ПВл2».

ПВл2		Сравнительный анализ удельных теплотерь и гидравлических сопротивлений на заданном участке L теплопроводов перегретого, влажного пара и конденсата, размещённых на открытом воздухе.										Разр. д.т.н. Б. Байрашевский									
Сохранить модель		и конденсата, размещённых на открытом воздухе.										Восстановить модель									
X ← Исходные данные		Измен. показ. по длине L теплопровода					X ← Результаты расчёта														
От L ₀ =	1000,0	ВЫП										2000,0	891,1	782,2	673,3	564,4	455,6	346,7	237,8	128,9	20,0
До L _k =	20,0	РАСЧЁТ										СОХРАНИТЬ		СКОПИРОВАТЬ		УДАЛ. ИЗ НАК.		УДАЛ. ИЗ БУФ.			
L, м =	1000,0	Исходные данные																			
Обозн.	D _y =d _{1вп}	d _{1нп}	δ _{1нп}	d _{2вп}	d _{2нп}	d _{3п}	P _{нп}	t _п	X _п	t _о	G _п										
Вход	Пер.пар	193,0	200,0	3,5	400,0	498,0	500,0	280,0	-	2,0	2,0										
	Вл.пар							12,0	0,750												
	Конд.							187,1	-												
Выход	Пер.пар							11,822	203,8			-									
	Вл.пар							11,879	186,6			0,7504									
	Конд.							11,999	157,4			-									
Разм.	мм	мм	мм	мм	мм	мм	кгс / см ²	°C	м	°C	кг / с										
Исходные данные																					
Обозн.	λ ^o _{1п}	λ ^o _{12п}	λ ^o _{2п}	λ ^o _{3п}	W _{в оз}	b _{1п}	b _{12п}	b _{2п}	b _{3п}	t ^o _о	α _о										
Вход	Пер.пар	53,0000	0,400	0,090	50,000	2,000	0,0002	0,0002	0,0002	5,00	21,5										
	Вл.пар																				
	Конд.																				
Выход	Пер.пар																				
	Вл.пар																				
	Конд.																				
Разм.	Вт/(м ² *K)	Вт/(м ² *K)	Вт/(м ² *K)	Вт/(м ² *K)	м/с	1/°C	1/°C	1/°C	1/°C	°C	Вт/(м ² *K)										
Результаты расчёта.																					
Обозн.	α ^{мт} /α _{1вп}	α _{1вп}	t _{1вп}	t _{1нп}	t _{2вп}	t _{2нп}	t _{3п}	P _{1с}	t ^o _{1вп}	δ _п	t ^o _{1вп1,2}										
Вход	Пер.пар	-	227	277,0	277,0	169,3	14,1	14,1	277,0	277,0	-2E-14	280,0									
	Вл.пар	10,461	4267	187,0	187,0	114,2	10,1	10,1	187,0	187,0	8E-06	187,1									
	Конд.	-	408	186,0	186,0	113,6	10,0	10,0	186,0	186,0	9E-13	187,1									
Выход	Пер.пар	-	253	201,9	201,8	123,2	10,7	10,7	201,9	201,9	-2E-07	203,8									
	Вл.пар	10,687	6502	187,0	187,0	114,2	10,1	10,1	187,0	187,1	8E-06	187,1									
	Конд.	-	608	156,8	156,8	95,7	8,7	8,7	156,8	156,8	1E-12	157,4									
Разм.	-	Вт/(м ² *K)	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%	°C										
Результаты расчёта.																					
Обозн.	P _{п,к}	k _{лэ} =R ⁻¹ _п	i _{пп,вп,к}	i ^o _{пар} =i ^o	K ₁	K ₂	q _{1п}	q ^o _{1п}	q ^o _{1п} *K ₁	q ^o _{1п} *K ₂	q ^o _{1п} *K ₁ *K ₂										
Вход	Пер.пар	4,8	1,467	717,3	-	0,80	0,74	407,89	174,3	139,4	128,5	102,8									
	Вл.пар	8,0	1,469	545,9	664,58			271,97	115,2	92,1	84,9	67,9									
	Конд.	875,3	1,461	189,8	-			270,49	115,2	92,1	84,9	67,9									
Выход	Пер.пар	5,6	1,458	675,4	-			294,26	175,0	140,0	129,0	103,2									
	Вл.пар	7,9	1,469	545,9	664,50			271,97	115,2	92,1	84,9	67,9									
	Конд.	904,3	1,460	189,3	-			226,88	115,5	92,4	85,2	68,1									
Разм.	кг/м ³	Вт/(м ² *K)	ккал/кг	ккал/кг	-	-	Вт / м	Вт / м	Вт / м	Вт / м	Вт / м										

Рис. 7.6а. Фрагмент из файла «ПВл1».

Гидравлическое сопротивление линейного участка трубопровода вычисляется по формуле д'Арси (файл «ПИГд2, Рис. 7.1в):

$$\Delta P_L = 0,5 \lambda_{тр} L d^{-1} \rho W^2, \text{ Па}, \quad (7.31)$$

где L и d – длина и внутренний диаметр трубопровода, м; ρ и W – плотность и скорость потока в канале – кг/м³ и м/с соответственно; λ_{тр} – коэффициент гидравлического трения потока о стенки канала, вычисляемый по формуле А.Д. Альтштулера:

$$\lambda_{тр} = 0,11(k_3 d^{-1} + 0,68 Re)^{0,25} \quad (7.32)$$

Значение абсолютной шероховатости (в пределах k₃ = 0,2 · 10⁻³ ÷ 10⁻³ м) в формуле (7.32) определяется по справочным данным; критерий Рейнольдса

(Re) вычисляется в зависимости от температуры исследуемого потока.

При выполнении практических расчётов величину гидравлического сопротивления целесообразно вычислять по значениям массовых расходов теплоносителя. В частности, с учётом уравнения расхода в круглой трубе ($G = 0,25\pi r W d^2$) выражение (7.31) представим в виде:

$$\Delta P_L = 8 \cdot \lambda_{Tr} L G^2 (10^4 g \pi^2 \rho d^5)^{-1}, \text{ кгс/см}^2. \quad (7.33)$$

Суммарную величину местных сопротивлений ΔP_M целесообразно определять по оценке её долевой составляющей β_M от суммы:

или

$$\beta_M = \Delta P_M / (\Delta P_M + \Delta P_L) \quad (7.34)$$

$$\Delta P_M = \beta_M \Delta P_L (1 - \beta_M)^{-1}.$$

Показатели по отдельным теплопроводам

Обозн.	L	k_3	β	Δt_n	ΔP_n	ρ''_n	$i''_{\text{пар}} = i''$	$\rho_{n,k}$	$\alpha_{1\text{вп}}$	
Вход	Пер.пар	1000,0	0,001	0,010	76,22	0,176	-	4,8	226,6	
Выход							-	5,6		240,0
Вход	Вл.пар				0,46	0,120	6,012	664,6	8,0	
Выход							5,954	664,5	7,9	6502,3
Вход	Конд.				29,70	0,001	-	-	875,3	407,9
Выход							-	-	904,3	889,8
Разм.	м	м	-	°С	кгс/см ²	кг/м ³	ккал/кг	кг/м ³	Вт/(м ² *К)	

Показатели по отдельным теплопроводам

Обозн.	$\lambda_{Tr}^{вх}$	$Q_{сн}$	K_1	K_2	q_{in}	q''_{in}	$q''_{in} * K_1$	
Вход	0,030	6006,3	5830,8	0,80	0,74	407,89	174,30	
Выход	0,030	5655,2				294,26	175,02	174,66
Вход	0,031	4571,1	4571,1			271,97	115,17	92,13
Выход	0,030	4571,1	271,97			115,17	115,17	92,14
Вход	0,033	1589,6	1587,6			270,49	115,17	92,13
Выход	0,031	1585,5	226,88			115,53	115,35	92,28
Разм.	Вт/(м ² *К)	кВт	-	-	Вт / м	Вт / м	Вт / м	

Показатели по отдельным теплопроводам

Обозн.	$q''_{in} * K_2$	$q''_{in} * K_1 * K_2$	w_n	$k_{из} = R^{-1}_n$	$\Delta Q_{сн}$
Вход	128,50	102,80	14,32	1,47	351,1
Выход	129,04	103,23	12,15	1,46	
Вход	84,91	67,93	8,55	1,47	272,0
Выход	84,91	67,93	8,63	1,47	
Вход	84,91	67,93	0,08	1,46	248,7
Выход	85,18	68,14	0,08	1,46	
Разм.	Вт / м	Вт / м	м / с	Вт/(м*К)	кВт

Рис. 7.6б. Фрагмент из файла «ПВл2».

Расчёт теплотерь и гидравлических сопротивлений в теплопроводе при течении перегретого пара выполняется так же, как при течении воды, т.е. на основании тех же уравнений (7.9), (7.10), (7.31), (7.32) с теплофизическими характеристиками пара. Вводятся дополнительные аппроксимационные зависимости [52], определяющие энтальпию пара от его температуры и давления согласно диаграмме $i - s$ (рис.4.3, в главе 4). В связи с этим в уравнениях теплового баланса, аналогичных уравнениям (7.64), (7.65) ниже, температура потока заменяется его энтальпией.

При расчёте паропровода с потоком влажного пара необходимо учитывать степень сухости [53] исследуемой смеси. Плотность последней вы-

ПВл2

Графическое отображение результатов анализа

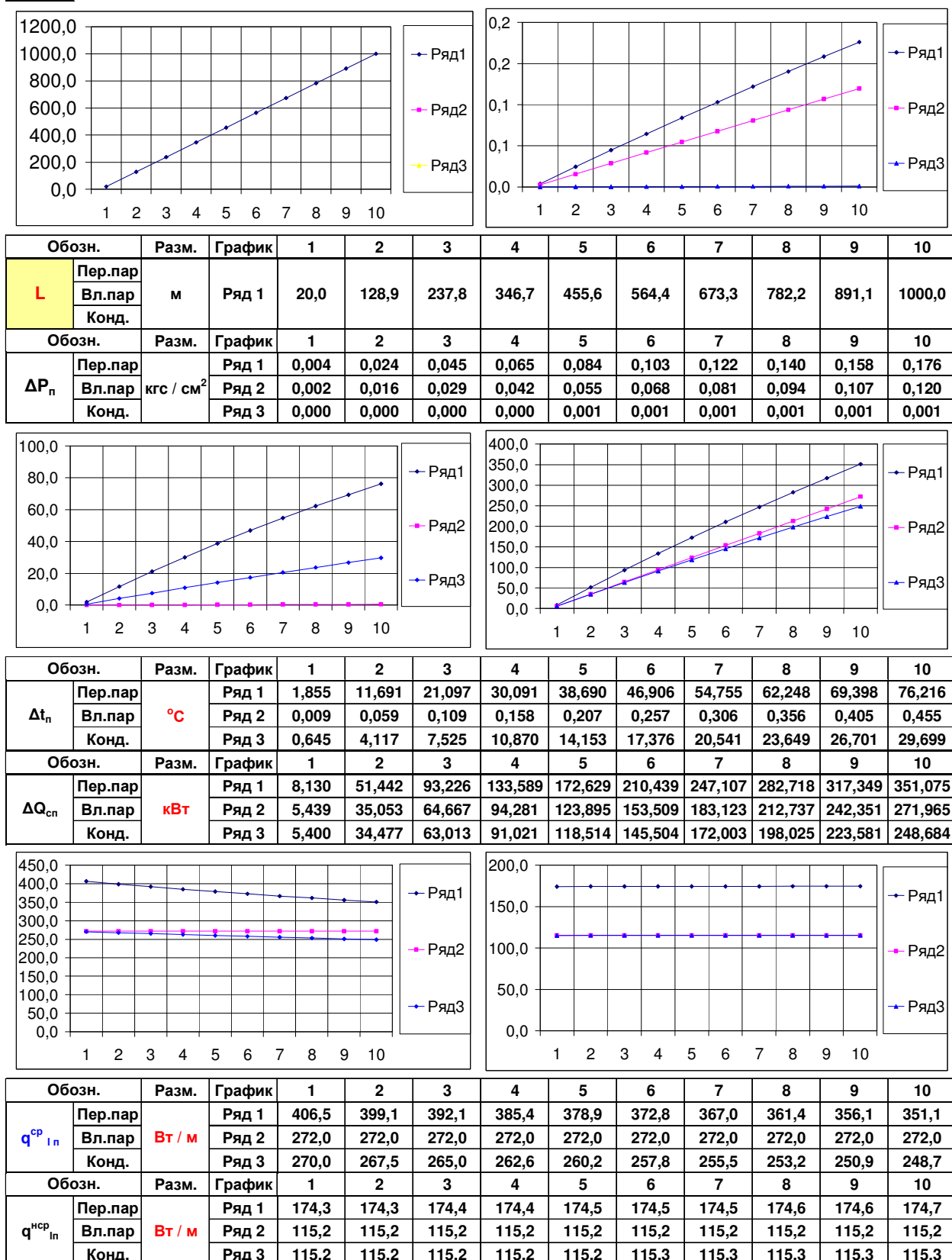


Рис. 7.7. Фрагмент из файла «ПВл2».

числяется так:

$$\rho_{см} = \rho' \rho'' [\rho'' + (\rho' - \rho'') x]^{-1} \quad (7.35)$$

где ρ' и ρ'' – плотности воды и сухого насыщенного пара при заданных значениях температуры и давления пароводяной смеси.

Коэффициент теплообмена со стороны внутренней стенки трубы рекомендуется [53] вычислять по формуле:

$$\alpha_{\text{см}} = \alpha' (\rho' / \rho_{\text{см}})^{0,5}. \quad (7.36)$$

где $\alpha_{\text{см}}$ – коэффициент теплообмена при течении смеси ($G_{\text{см}} = G' + G''$) в паропроводе, состоящей из воды (G') и пара (G''); α' – коэффициент теплообмена при течении в той же трубе и при тех же температурных условиях потока конденсата массой $G_{\text{см}}$.

Таким образом, при расчёте паропровода с потоком влажного пара прежде чем вычислить коэффициент теплообмена $\alpha_{\text{см}}$ по формуле (7.36) необходимо выполнить тепловой расчёт водяного теплопровода с массовым расходом воды $G_{\text{см}}$ и определить аналогичный коэффициент теплообмена α' , входящий в формулу (7.36). Кроме того, следует иметь в виду, что в отличие от перегретого пара температура влажного остаётся постоянной по всему сечению теплопровода.

Материалы исследования, изложенные в данном разделе использованы при разработке комплекса программных средств, Некоторое представление о их внешнем содержании можно получить из соответствующих отборных выкопировок, представленных на рис. 7.2а,б,в, 7.3а,б,в, рис.7.4а.б, рис.7.5, рис.7.6, 7.6а,б, рис. 7.7.

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ.

1. На основании полуэмпирических критериальных уравнений теплообмена разработаны методические основы теплофизических расчётов тепло- и паропроводов в канальной, бесканальной прокладках и на открытом воздухе. Указанные материалы положены в основу комплекса программных средств, позволяющих выполнять соответствующие исследования, ряд целевых расчётов в процессе проектирования теплопроводов и их эксплуатации. В частности, основной целью расчётов, возлагаемых на данные программы – это оперативное определение эффективностей режимов работы теплосетей в канальной (файл «ИКТг») и бесканальной (файл «ИБтрг») прокладках, а также теплосетей, состоящих из предизолированных (ПИ) труб (файл «ПИтс»). В качестве исходных данных в каждом из упомянутых файлов используются следующие (основные) показатели:

- массовые расходы сетевой воды на входе в головную магистраль теплосети и выходе из неё, т. е. на входе и выходе из теплоисточника;

- геометрические характеристики всех труб (и конструкций теплопроводов в целом), образующих теплосеть по прямой и обратной сетевой воде, а именно: длина, глубина прокладки, наружные диаметры, толщина стенок труб и всех слоёв теплоизоляции, размеры каналов, коэффициенты теплопроводностей всех материалов и грунта;

- температуры прямой, обратной и добавочной сетевой воды, температура наружного воздуха и грунта. Здесь (в некотором диапазоне изменения температуры наружного воздуха) используется также линейные зависимости изменения температур прямой и обратной сетевой воды от температуры наружного воздуха.

2. Упомянутые программные средства представляют собой своего рода инструменты (тренажёры) и позволяют (по каждому теплопроводу и теплосети в целом) выполнять ряд исследовательских и инженерных расчётов:

2.1. Производить сопоставления различных вариантов режимов работы теплопроводов (теплосети) по сравнению с нормативными или «базовыми режимами», установленными Пользователем.

2.2. Изучать теплофизические свойства теплосетей по мере изменения доминирующих факторов, а именно: температур теплоносителей, качества теплоизоляции, протяжённостей и объёмов сетей, их тепловой нагрузки и пр.

2.3. Производить оценку экономической эффективности работы теплосетей на основании отчётных показателей.

2.4. Результаты исследования представлять в виде графиков и выходных табуляграмм.

2.5. Использоваться в качестве консультационно-справочного средства в процессе эксплуатации теплосети и выполнения планово-отчётных работ.

2.6. Способствовать дальнейшему расширению задач оперативного контроля в условиях эксплуатации, планирования и оптимизации режимов работы теплосетей.

3. Повсеместное внедрение ПИ-труб позволяет установить теплопотери в 2–5 раз ниже утверждённых норм, что подтверждается расчётами.

4. Ввиду того, что теплопотери ПИ-труб значительно ниже установленных норм, стоимость теплопотерь (Σq) в адекватной мере следует повысить. Это даст возможность увеличить показатель дисконтирования NPV до желаемой нормы прибыльности.

5. Высокая теплоизоляция ПИ-труб в сетях позволит установить в них высокий температурный уровень теплоносителя и тем самым обеспечить снижение расхода электроэнергии на его перекачку. Кроме того, высокий температурный уровень воды во внешней теплосети упростит решение ряда задач по обеспечению нормального отопления зданий при частых изменениях тепловых нагрузок по региону в целом.

6. Разработаны методические рекомендации по созданию соответствующих программных средства для расчёта и анализа теплопотерь в теплопроводах.

7. Предложен к использованию в условиях эксплуатации критерий (χ) эффективности работы теплопровода.

7.3. Основы расчёта теплообменников в условиях теплопотерь в окружающую среду.

Конструкции теплообменников с двумя теплоносителями основаны, как правило, на долевых сочетаниях (β_{Π}) и (β_Z) двух принципиально противоположных схем движения теплоносителей относительно друг друга: проточной (инд. Π) и противоточной (инд. Z). Для смешанного подогревателя в любом случае выполняются расчёты по двум «противоположным» схемам (Π) и (Z). Далее к полученным результатам расчёта (применительно к схемам Π и Z) вводятся соответствующие корректировки путём учёта упо-

мянутых выше «коэффициентов влияния» β_{Π} или, положим, $\beta_Z = 1 - \beta_{\Pi}$. В связи с этим, имея в виду, что $\beta_{\Pi} + \beta_Z = 1$, особенности температурных режимов теплообменников, основанных на противоположных схемах «П» и «Z», представляют практический интерес.

Уравнение теплового баланса теплообменников любого типа имеет вид:

$$W_1(t_1' - t_1'') = W_2(t_2'' - t_2') + \Delta Q_T = Q_T + \Delta Q_T, \quad (7.37)$$

где W_1, W_2 – водяные эквиваленты «горячего» (инд. 1) и «холодного» (инд. 2) теплоносителей; t_1', t_2' и t_1'', t_2'' – температуры теплоносителей на входе и выходе из теплообменника; Q_T – полезная нагрузка теплообменника, ΔQ_T – потеря теплоты от поверхности теплообменника в окружающую среду.

В качестве основных теплотехнических характеристик теплообменников типа «П», «Z» и смешанных принимаем следующие показатели:

– тепловой коэффициент полезного действия теплообменника η_T , представляющий собой отношение тепловой энергии, воспринятой вторым «холодным» теплоносителем (W_2), к тепловой энергии, отданной первым «горячим» (W_1) теплоносителем, т. е.

$$\eta_T = Q_T / (Q_T + \Delta Q_T) = (1 + \Delta q_T)^{-1} = \alpha_T (1 + \alpha_T)^{-1}, \quad (7.38)$$

где $\Delta q_T = \Delta Q_T / Q_T = \alpha_T^{-1}$ – показатель, характеризующий величину полезной нагрузки Q_T (эквивалентной α_T – кратному значению теплотерь ΔQ_T);

– коэффициент использования в теплообменнике температурного потенциала «горячего» теплоносителя т.е.

$$\eta_{\Pi Z} = (t_1' - t_1'') (t_1' - t_2')^{-1}; \quad (7.39)$$

– комплекс $\Pi_F = kF$, представляющий собой произведение коэффициента теплопередачи k на полную поверхность теплообмена F ;

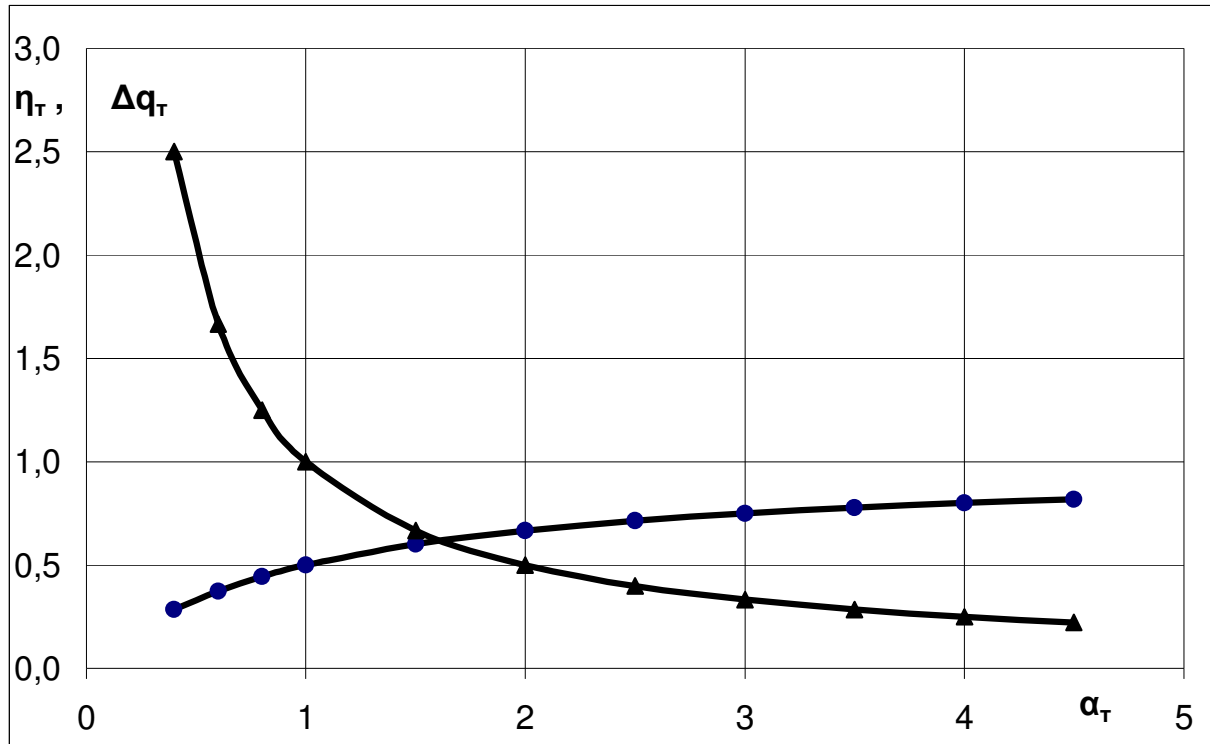
– комплексы m_{Π} и m_Z для теплообменников типа «П» и «Z» соответственно равны:

$$m_{\Pi} = W_1^{-1} + W_2^{-1}, \quad (7.40)$$

$$m_Z = W_1^{-1} - W_2^{-1}. \quad (7.41)$$

В настоящее время характеристики теплообменников типа «П» и «Z» хорошо изучены и изложены в ряде учебников [53, 102]. В качестве недостатка существующего традиционного метода расчёта теплообменников (в течение более полувека) следует считать игнорирование реально существующих теплотерь ΔQ_T от их наружных поверхностей в окружающую среду. Учёт теплотерь ΔQ_T при расчёте теплообменников известным традиционным методом предлагается [53] вычислять путём введения соответствующих корректировок. Исследования, приведенные ниже, показывают, что даже при удовлетворительном состоянии тепловой изоляции влияние реальных теплотерь существенно сказывается на таком показателе теплообменника, как тепловой коэффициент полезного действия η_T . При режимах теплообменника, отличных от оптимального (с той же теплоизоляцией), его тепло-

потери «Р» могут составлять не 1-2%, как это принимается в ориентировочных расчётах, т. е. $\eta_T = 1 - 0,01 \cdot P = 0,99 - 0,98$, а 20% и даже выше. При исключительно неблагоприятных условиях они «стремятся» к 100%. Эта особенность теплообменника определяется формулой (7.38) и продемонстрирована на рис.7.8.



α_T	0,4	0,6	0,8	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5
η_T	0,286	0,375	0,444	0,500	0,600	0,667	0,714	0,750	0,778	0,800	0,818
Δq_T	2,500	1,667	1,250	1,000	0,667	0,500	0,400	0,333	0,286	0,250	0,222

Рис. 7.8. Изменение коэффициента теплопотерь η_T и относительных теплопотерь Δq_T в окружающую среду при работе теплообменника от его полезной нагрузки α_T

Обозначим $E_{\Pi Z} = \exp(-m_{\Pi Z} kF)$. Тогда при $\Delta Q_T = 0$, т. е. при $\eta_T = 1$, упомянутые показатели $\eta_{\Pi Z} = \eta_{\Pi Z}^0$ соответственно равны [53, 102]:

$$\eta_{\Pi} = \eta_{\Pi}^0 = L_{\Pi} = \Pi = W_2(W_1 + W_2)^{-1}(1 - E_{\Pi}), \quad (7.42)$$

$$\eta_Z = \eta_Z^0 = L_Z = Z = (1 - W_1 W_2^{-1} E_Z)^{-1}(1 - E_Z). \quad (7.43)$$

Пренебрежение теплопотерями ($\Delta Q_T = 0$) приводит к тому, что такие понятия, как коэффициенты $\eta_{\Pi Z}$ и комплекс $kF = \Pi_F$ оказываются не увязанными с реально существующим КПД теплообменника $\eta_T = Q_T(Q_T + \Delta Q_T)^{-1}$. Расчёт «конечных» температур t_1'' и t_2'' , например, по заданным значениям первоначальных температур t_1' и t_2' также оказывается приближённым [53, 102]. Причём, чем больше реально существующие относительные потери теплоты $\Delta Q_T(Q_T + \Delta Q_T)^{-1}$, тем больше погрешности таких расчётов.

В ряде теплотехнических сооружений (подогревателях, теплосетях и др.) абсолютная величина теплотеря ΔQ_T в окружающую среду, как правило, почти не зависит от полезной тепловой нагрузки Q_T . Поэтому согласно зависимости (7.38) можно утверждать, что с ростом полезной нагрузки Q_T (представленной в виде эквивалентного показателя α_T) величина коэффициента теплотеря η_T возрастает, а долевое участие их Δq_T в общем тепловом балансе снижается по гиперболе и наоборот. Примерные изменения характеристик η_T и Δq_T , вычисленные по формулам (7.38) в зависимости от его полезной нагрузки α_T , приведены на рис. 7.8. Как видно, при низких тепловых нагрузках теплообменника эффективность его (КПД теплообменника η_T) резко снижается.

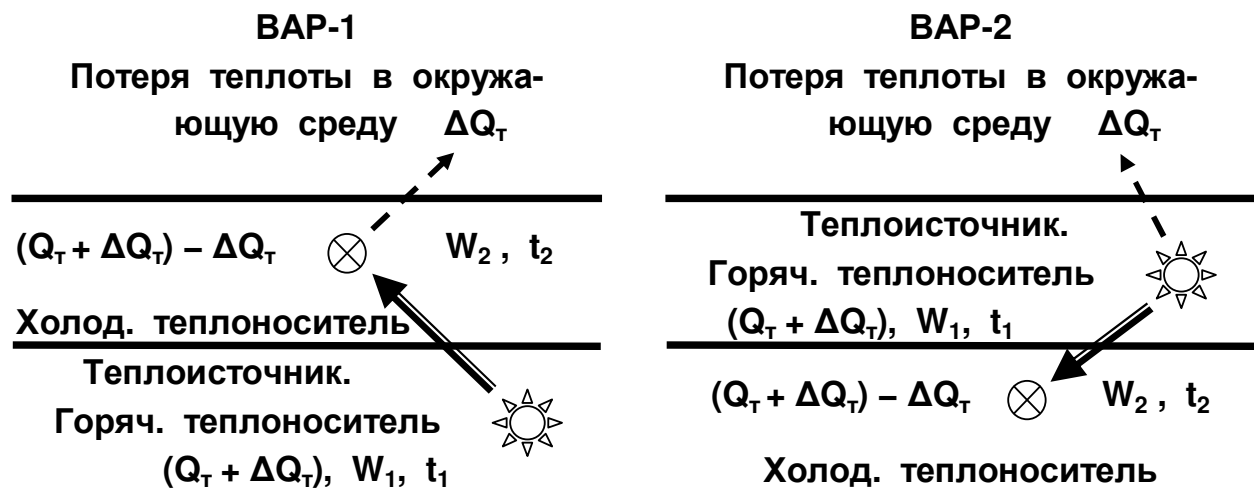


Рис. 7.9. Механизм теплообмена между теплоносителями (W_1 и W_2) в теплообменнике и с окружающей средой по ВАР-1 и ВАР-2.

Известный экспоненциальный закон изменения температурного напора [57,106] между теплоносителями по мере передачи теплоты от одного из них к другому не учитывает факта теплотеря. В реальных условиях этот факт оказывается весьма существенным в местах установки бойлеров и других подогревателей в помещениях. В ряде случаев именно теплотеря (ΔQ_T) через их поверхности являются своего рода «теплоисточниками», обеспечивающими обогрев помещений ЦТП, бойлерных и пр. При этом соблюдается тепловой баланс

$$\Delta Q_T = k_{\Pi} F_{\Pi} \Delta t_{\Pi H}, \quad (7.44)$$

где k_{Π} – коэффициент теплопередачи через ограждающую поверхность F_{Π} помещения (инд. «п»); $\Delta t_{\Pi H} = t_{\Pi} - t_H$ – температурный напор через стены здания.

Таким образом, актуальность исследования, относящимся к корректировке этого закона, очевидна и отвечает задачам энергосбережения.

В отличие от предыдущих исследований [103] в данной работе более детально рассматривается механизм теплообмена между теплоносителями (W_1 и W_2) в теплообменнике и с окружающей средой. Это схематически отобразено на рис. 7.9 для ВАР-1 и ВАР-2. Согласно ВАР-1 предусматривается случай, когда с окружающей средой граничит «холодный» теплоноси-

тель W_2 . Суммарный вектор теплоты («брутто») в количестве $Q^{бр} = Q_T + \Delta Q_T$ от «горячего» теплоносителя направлен в сторону «холодного» и окружающей среды. Согласно ВАР-2 от «горячего» теплоносителя направляются два вектора в разные стороны: один («нетто») в количестве $Q^{нет} = Q_T$ в сторону «холодного» теплоносителя, а другой ΔQ_T в противоположном направлении – в сторону окружающей среды. Это даёт основание к записям соответствующих дифференциальных уравнений, отвечающих указанным механизмам отвода теплоты от теплообменника в окружающую среду по ВАР-1 и по ВАР-2.

Связь между изменениями теплоты Q_T , ΔQ_T и температурами теплоносителей t_1 и t_2 в произвольном сечении X любого теплообменника по ВАР-1 и по ВАР-2 выразим так:

$$dQ_{Tx} + d\Delta Q_{Tx} = d(Q_T + \Delta Q_T)_x = -W_1 dt_{1x} = \pm W_2 dt_{2x} + d\Delta Q_{Tx}. \quad (7.45)$$

На основании (7.45) запишем:

$$dt_{1x} = -W_1^{-1} d(Q_{Tx} + \Delta Q_{Tx}), \quad (7.46)$$

$$dt_{2x} = \pm W_2^{-1} dQ_{Tx} \quad (7.47)$$

Выражения (7.46), (7.47) позволяют определить локальный температурный напор между двумя теплоносителями в теплообменнике на участке dX :

$$dt_{1x} - dt_{2x} = d(t_1 - t_2)_x = -(W_1^{-1} \pm W_2^{-1}) dQ_{Tx} - W_1^{-1} d\Delta Q_{Tx}. \quad (7.48)$$

В уравнениях (7.45) – (7.48) в случае проточного (П) теплообменника вместо знака (\pm) учитывается знак плюс (+), в случае противоточного (З) – знак минус (-).

Показатель ΔQ_{Tx} в уравнении (7.48) представляет собой некоторую функцию, изменяющуюся по мере подогрева одного теплоносителя за счёт другого. В классической теории теплообмена [102, 104, 105] эта функция определяется граничными условиями теплообмена 1-го, 2-го или 3-го рода. Это отдельный вопрос исследования применительно к рассматриваемой задаче. Поэтому в данном случае в целях упрощения решения ограничимся упомянутыми условиями теплообмена 2-го рода. Из этого следует, что в уравнении (7.48) удельная плотность теплотерь на поверхности теплообменника $q = \Delta Q_{Tx} / F_x = \text{const}$, где F_x – суммарная поверхность теплообмена на участке от $X=0$ до произвольного сечения X по тракту теплообмена. Допуская, что поверхность F_x определяется линейной зависимостью на участке длиной $0 \div X$, можем записать: $\Delta Q_{Tx} = \Delta Q_T F_x F^{-1}$. Соответственно имеем:

$$d\Delta Q_{Tx} = \Delta Q_T F^{-1} dF_x. \quad (7.49)$$

С учётом зависимостей (7.40), (7.41) и (7.49) уравнение (7.48) представим в виде:

$$d(t_1 - t_2)_x = -m_{пз} dQ_{Tx} - W_1^{-1} \Delta Q_T F^{-1} dF_x. \quad (7.50)$$

Сохранить все расчёты на л. 5

Теплообменник

Восстановить все расчёты из л. 5

В графе "Опыт" указаны исходные данные, необходимые для определения комплекса kF и прочих характеристик теплообменника. В графе "Расчёт" определяются "выходные" температуры t''_1 и t''_2 в теплообменнике при произвольном или установленном, например, на основании "Опыта" показателе kF.

1. Теплообменник: схема движения потоков - Z, исполнение по ВАР-1: $\Delta T_2 kF = Q^{6P}$													
№ 1	Обозн.	G_1	G_2	k F	t'_1	t'_2	t''_1	t''_2	W_1	W_2	m_z	E_z	$L_z = Z$
	Опыт	14,00	14,00	0,01587	42,0	15,0	25,00	22,00	0,014	0,014	0,000	1,000	0,5313
	Расчёт	14,00	14,00	0,01587	42,0	15,0	25,00	22,00	0,014	0,014	0,000	1,000	0,5314
	Разм.	т/ч	т/ч	Гк/(ч ^{°C})	°C	°C	°C	°C	Гк/(ч ^{°C})	Гк/(ч ^{°C})	ч ^{°C} /Гк	-	-
2. Теплообменник: схема движения потоков - Z, исполнение по ВАР-2: $\Delta T_2 kF = Q^{HEТ}$													
№ 2	Обозн.	G_1	G_2	k F	t'_1	t'_2	t''_1	t''_2	W_1	W_2	m_z	E_z	$L_z = Z$
	Опыт	20,00	18,00	0,00561	42,0	15,0	25,00	20,00	0,020	0,018	-5,556	1,032	0,217
	Расчёт	20,00	18,00	0,00561	42,0	15,0	25,00	20,00	0,020	0,018	-5,556	1,032	0,217
	Разм.	т/ч	т/ч	Гк/(ч ^{°C})	°C	°C	°C	°C	Гк/(ч ^{°C})	Гк/(ч ^{°C})	ч ^{°C} /Гк	-	-
3. Теплообменник: схема движения потоков - П, исполнение по ВАР-1: $\Delta T_n kF = Q^{6P}$													
№ 3	Обозн.	G_1	G_2	k F	t'_1	t'_2	t''_1	t''_2	W_1	W_2	m_n	E_n	$L_n = П$
	Опыт	8,00	26,71	0,01044	42,0	15,0	25,00	20,00	0,008	0,027	162,4	0,184	0,628
	Расчёт	8,00	26,71	0,01044	42,0	15,0	25,00	20,00	0,008	0,027	162,4	0,184	0,628
	Разм.	т/ч	т/ч	Гк/(ч ^{°C})	°C	°C	°C	°C	Гк/(ч ^{°C})	Гк/(ч ^{°C})	ч ^{°C} /Гк	-	-
4. Теплообменник: схема движения потоков - П, исполнение по ВАР-2: $\Delta T_n kF = Q^{HEТ}$													
№ 4	Обозн.	G_1	G_2	k F	t'_1	t'_2	t''_1	t''_2	W_1	W_2	m_n	E_n	$L_n = П$
	Опыт	11,00	26,71	0,00970	42,0	15,0	23,75	19,78	0,011	0,027	128,3	0,288	0,504
	Расчёт	11,00	26,71	0,00970	42,0	15,0	23,75	19,78	0,011	0,027	128,3	0,288	0,504
	Разм.	т/ч	т/ч	Гк/(ч ^{°C})	°C	°C	°C	°C	Гк/(ч ^{°C})	Гк/(ч ^{°C})	ч ^{°C} /Гк	-	-

Рис. 7.10. Фрагмент из файла «Теплообменник»

Формула (7.50) представляет собой уравнение теплового баланса теплообменника как с механизмами теплообмена по ВАР-1, так и по ВАР-2. С другой стороны упомянутые механизмы теплообмена (рис. 7.9) учитываются аналогичными уравнениями теплопередачи:

– согласно ВАР-1

$$dQ_{TX} = [k(t_1 - t_2)_x - \Delta Q_T F^{-1}] dF_x ; \quad (7.51)$$

– согласно ВАР-2

$$dQ_{TX} = k(t_1 - t_2)_x dF_x . \quad (7.52)$$

Дальнейшие результаты анализа основаны на совместных решениях уравнений (7.50) и (7.51) для ВАР-1 и (7.50), (7.52) для ВАР-2 . Соответственно имеем:

$$d(t_1 - t_2)_x = [-m_{пз} k(t_1 - t_2)_x + \Delta Q_T F^{-1} (m_{пз} - W_1^{-1})] dF_x ; \quad (7.53)$$

$$d(t_1 - t_2)_x = [-m_{пз} k(t_1 - t_2)_x - \Delta Q_T W_1^{-1} F^{-1}] dF_x . \quad (7.54)$$

Применительно к участку теплообменника от входа горячего теплоносителя до произвольного сечения «х» на основании (7.53), (7.54) запишем:

$$\int_{\Delta t'_{пз}}^{\Delta t''_x} \frac{d(t_1 - t_2)_x}{-m_{пз} k(t_1 - t_2)_x + \Delta Q_T F^{-1} (m_{пз} - W_1^{-1})} = \int_0^{F_x} dF_x ; \quad (7.55)$$

$$\int_{\Delta t'_{пз}}^{\Delta t''_x} \frac{d(t_1 - t_2)_x}{-m_{пз} k(t_1 - t_2)_x - \Delta Q_T F^{-1} W_1^{-1}} = \int_0^{F_x} dF_x . \quad (7.56)$$

Интегрируя выражения (7.55) и (7.56) в пределах от начального сечения теплообменника ($X = 0$), где $F_x = 0$ и $(t_1 - t_2)_x = \Delta t'_{пз}$ до произвольного сечения X , где $F_x = F_x$ и $(t_1 - t_2)_x = \Delta t''_x$, получаем:

– согласно ВАР-1

$$\frac{m_{пз} k F \Delta t''_x - \Delta Q_T (m_{пз} - W_1^{-1})}{m_{пз} k F \Delta t'_{пз} - \Delta Q_T (m_{пз} - W_1^{-1})} = E_{пз}^x ; \quad (7.57)$$

– согласно ВАР-2

$$\frac{m_{пз} k F \Delta t''_x + \Delta Q_T W_1^{-1}}{m_{пз} k F \Delta t'_{пз} + \Delta Q_T W_1^{-1}} = E_{пз}^x \quad (7.58)$$

В отличие от $E_{пз} = \exp(-m_{пз} k F)$ в уравнениях (7.57) и (7.58) $E_{пз}^x = \exp(-m_{пз} k F_x)$. Тогда на основании (7.57), (7.58) запишем общее выражение для среднеинтегрального температурного напора между двумя теплоносителями на участке теплообменника от $X = 0$ до произвольного сечения $X = X$:

$$\Delta \tau_x = F_x^{-1} \int_0^{F_x} \Delta t''_x dF_x . \quad (7.59)$$

Согласно (7.59) в результате интегрирования функции $\Delta t''_x$ на участке

от $X = 0$, т. е. от $F_x = 0$ до $X = X$ при $F_x = F_x$, определяем:

– согласно ВАР-1

$$\Delta\tau_x = (m_{\text{пз}} kF_x)^{-1} [\Delta t'_{\text{пз}} - \Delta Q_T (m_{\text{пз}} - W_1^{-1}) (m_{\text{пз}} kF)^{-1}] (1 - E_{\text{пз}}^x) + \left. \begin{aligned} &+ \Delta Q_T (m_{\text{пз}} - W_1^{-1}) (m_{\text{пз}} kF)^{-1}, \\ & \end{aligned} \right\} (7.60)$$

– согласно ВАР-2

$$\Delta\tau_x = (m_{\text{пз}} kF_x)^{-1} [\Delta t'_{\text{пз}} + \Delta Q_T (W_1 m_{\text{пз}} kF)^{-1}] (1 - E_{\text{пз}}^x) - \Delta Q_T (W_1 m_{\text{пз}} kF)^{-1}. \quad (7.61)$$

С учётом (7.57), (7.58) расчётные формулы (7.60), (7.61) можно представить в другом виде:

– согласно ВАР-1

$$\Delta\tau_x = (m_{\text{пз}} kF_x)^{-1} (\Delta t'_{\text{пз}} - \Delta t''_x) + \Delta Q_T (m_{\text{пз}} - W_1^{-1}) (m_{\text{пз}} kF)^{-1} = (\Delta t''_x - \left. \begin{aligned} &- \Delta t'_{\text{пз}}) \ln^{-1} \frac{m_{\text{пз}} kF \Delta t''_x - \Delta Q_T (m_{\text{пз}} - W_1^{-1})}{m_{\text{пз}} kF \Delta t'_{\text{пз}} - \Delta Q_T (m_{\text{пз}} - W_1^{-1})} + \Delta Q_T (m_{\text{пз}} - W_1^{-1}) (m_{\text{пз}} kF)^{-1} \right\} (7.62)$$

– согласно ВАР-2

$$\Delta\tau_x = (m_{\text{пз}} kF_x)^{-1} (\Delta t'_{\text{пз}} - \Delta t''_x) - \Delta Q_T (W_1^{-1} m_{\text{пз}} kF)^{-1} = (\Delta t''_x - \left. \begin{aligned} &- \Delta t'_{\text{пз}}) \ln^{-1} \frac{m_{\text{пз}} kF \Delta t''_x + \Delta Q_T W_1^{-1}}{m_{\text{пз}} kF \Delta t'_{\text{пз}} + \Delta Q_T W_1^{-1}} - \Delta Q_T (W_1^{-1} m_{\text{пз}} kF)^{-1}. \right\} (7.63)$$

В пределах, когда $\lim_{F_x \rightarrow F} \Delta t''_x = \Delta t''_{\text{пз}}$, $\lim_{F_x \rightarrow F} E_{\text{пз}}^x = E_{\text{пз}} = \exp(-m_{\text{пз}} kF)$ и

$\lim_{F_x \rightarrow F} \Delta\tau_x = \Delta\tau_{\text{пз}}$, полученные результаты легко преобразуются в расчётные

формулы для теплообменника в целом. При этом следует иметь в виду сложившиеся традиционные обозначения: в прямоточных (П) теплообменниках $\Delta t'_{\text{п}} = t'_1 - t'_2$, $\Delta t''_{\text{п}} = t''_1 - t''_2$; в противоточных теплообменниках (Z) – $\Delta t'_z = t'_1 - t''_2$, $\Delta t''_z = t''_1 - t'_2$.

Путём соответствующих выкладок и с учётом уравнения теплового баланса (7.37) на основании уравнений (7.62) и (7.63) убеждаемся, что в соответствии с моделями теплообменников (рис. 7.9) передача теплоты от горячего теплоносителя в сторону холодного определяется так:

– по ВАР-1 теплота «брутто», отдаваемая горячим теплоносителем

$$\Delta\tau_{\text{пз}} kF = Q_T + \Delta Q_T = W_1 (t'_1 - t''_1) = Q^{\text{бр}}, \quad (7.64)$$

– по ВАР-2 теплота «нетто», отдаваемая горячим теплоносителем

$$\Delta\tau_{\text{пз}} kF = Q_T = W_2 (t''_2 - t'_2) = Q^{\text{нет}}. \quad (7.65)$$

На основании совместного решения уравнений (7.37), (7.57) и (7.37), (7.58) при указанных выше граничных условиях для теплообменника в целом (типов П и Z), выполненных по моделям теплообмена в соответствии с ВАР-1 и ВАР-2, определяем:

$$t''_1 = t'_1 - (t'_1 - t'_2) L_{\text{пз}} \pm \Delta Q_T W_1^{-1} (W_2 R_{\text{пз}} \pm 1), \quad (7.66)$$

$$t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2') W_1 W_2^{-1} L_{\text{пз}} \pm \Delta Q_{\text{T}} R_{\text{пз}}, \quad (7.67)$$

где

– согласно ВАР-1

$$R_{\text{п}} = (W_1 + W_2)^{-1} [1 + W_1^2 (W_1 + W_2)^{-1} (kF)^{-1} (1 - E_{\text{п}})], \quad (7.68)$$

$$R_{\text{z}} = [W_1^{-1} + W_1 (W_1 - W_2)^{-1} (kF)^{-1} (1 - E_{\text{z}})] (E_{\text{z}} - W_2 W_1^{-1})^{-1}, \quad (7.69)$$

– согласно ВАР-2

$$R_{\text{п}} = (W_1 + W_2)^{-1} [1 - W_1 W_2 (W_1 + W_2)^{-1} (kF)^{-1} (1 - E_{\text{п}})], \quad (7.70)$$

$$R_{\text{z}} = [W_1^{-1} + W_2 (W_1 - W_2)^{-1} (kF)^{-1} (1 - E_{\text{z}})] (E_{\text{z}} - W_2 W_1^{-1})^{-1}. \quad (7.71)$$

Для прямоточных подогревателей (П) в формуле (7.66) перед сомножителем ΔQ_{T} стоит знак плюс (+), а перед единицей – знак минус (–); для противоточных подогревателей (З) – наоборот: перед ΔQ_{T} стоит знак минус (–), а перед единицей – знак плюс (+). В формуле (7.67) для прямоточных подогревателей (П) перед сомножителем ΔQ_{T} стоит знак минус (–), а для противоточных (З) – наоборот: знак плюс (+). Традиционные показатели, [53, 102] $L_{\text{п}}$ и L_{z} , входящие в выражения (7.66), (7.67), вычисляются по формулам (7.42), (7.43).

Для противоточных (З) теплообменников при значениях $W_1 = W_2 = W$ расчёт ряда показателей приводит к неопределённостям типа 0/0, которые следует раскрывать. В частности, расчёт предельных значений температур t_1'' и t_2'' выполняется по тем же формулам (7.66) и (7.67) путём раскрытия неопределённостей типа 0/0 показателей L_{z} и R_{z} . При этом следует иметь в виду, что для обоих вариантов ВАР-1 и ВАР-2 согласно формуле (7.43)

$$\lim_{W_1 \rightarrow W_2} L_{\text{z}} = L_{\text{z}}^0 = [1 + W(kF)^{-1}]^{-1} = kL(kL + W)^{-1}, \quad (7.72)$$

а на основании формул (7.69), (7.71)

– согласно ВАР-1

$$\lim_{W_1 \rightarrow W_2} R_{\text{z}} = R_{\text{z}}^0 = -2(kF + 2W)^{-1}, \quad (7.73)$$

– согласно ВАР-2

$$\lim_{W_1 \rightarrow W_2} R_{\text{z}} = R_{\text{z}}^0 = -kFW^{-1}(kF + 2W)^{-1}. \quad (7.74)$$

На основании (7.64), (7.65) и предельных значений перепадов температур $(t_1' - t_1'')$, $(t_2'' - t_2')$ согласно формулам (7.66), (7.67) при $L_{\text{z}} = L_{\text{z}}^0$ и $R_{\text{z}} = R_{\text{z}}^0$ аналогично определяем:

$$\lim_{W_1 \rightarrow W_2} \Delta\tau_{\text{z}} = \Delta\tau_{\text{z}}^0 = (t_1' - t_2') (kF + W)^{-1} W \pm \Delta Q_{\text{T}} (kF + 2W)^{-1}, \quad (7.75)$$

где в случае ВАР-1 перед показателем ΔQ_{T} в формуле (7.75) стоит знак плюс (+), а в случае ВАР-2 – знак минус (–).

В аналитическом плане уравнение теплового баланса (7.37) представляет собой функцию:

$$f_{T6}(t'_1, t'_2, t''_1, t''_2, W_1, W_2, \Delta Q_T) = 0. \quad (7.76)$$

Уравнения «конечных» температур, полученные на основании (7.57), (7.58) для подогревателей в целом [при $F_x = F$, $\Delta t_x'' = \Delta t_{пз}''$, $E_{пз}^x = E_{пз} = \exp(-m_{пз} k F)$], представляют собой аналогичные функции:

$$f_{кТ}(k F, t'_1, t'_2, t''_1, t''_2, W_1, W_2, \Delta Q_T) = 0. \quad (7.77)$$

Как видно, система, состоящая из двух уравнений (7.76), (7.77), т. е. теплового баланса (7.37) и «конечных» температур (7.57), (7.58), решается относительно любых двух (определённых в соответствии с постановкой задачи) аргументов или образуемых ими комплексов. В частности, практический интерес (для прямоточных – П и противоточных – Z теплообменников, скомпонованных по ВАР-1 и ВАР-2) представляют результаты расчёта комплекса kF , выходных температур t''_1 , t''_2 и абсолютной величины теплопотерь ΔQ_T на основании заданных значений массовых потоков рабочих сред G_1 , G_2 и их температур t'_1 , t'_2 на входе. Фрагмент из рабочего листа файла «Теплообменник», позволяющего решать такие задачи, показана на рис. 7.10. Кроме того, в порядке варианта решения такой задачи можно воспользоваться полученными выше формулами (7.66), (7.67), представляющими собой следующие аргументированные функции:

- соответственно для ВАР-1 без показателя t''_2

$$f_1(k F, t'_1, t'_2, t''_1, W_1, W_2, \Delta Q_T) = 0, \quad (7.78)$$

- соответственно для ВАР-2 без показателя t''_1

$$f_2(k F, t'_1, t'_2, t''_2, W_1, W_2, \Delta Q_T) = 0, \quad (7.79)$$

На основании последних, т. е. на основании уравнений (7.66), (7.67), имея в виду, что $(\Delta Q_T)_1 = (\Delta Q_T)_2 = \Delta Q_T$, соответственно определяем:

$$(\Delta Q_T)_1 = \pm \frac{t''_1 - t'_1 + (t'_1 - t'_2)L_{пз}}{W_1^{-1}(W_2 R_{пз} \pm 1)} = f(k F), \quad (7.80)$$

$$(\Delta Q_T)_2 = \pm [t'_2 - t''_2 + (t'_1 - t'_2)W_1 W_2^{-1} L_{пз}] R_{пз}^{-1} = f(k F). \quad (7.81)$$

Знаки плюс (+) в уравнениях (7.80), (7.81) и минус (–) перед единицей в уравнении (7.80) указывают на то, что они относятся к случаю измерений и расчёта прямоточных (П) подогревателей. Для противоточных (Z) подогревателей – наоборот. На основании (7.80), (7.81) путём приравнивания между собой $(\Delta Q_T)_1 = (\Delta Q_T)_2 = \Delta Q_T$ получаем одно трансцендентное уравнение, которое легко решается с помощью компьютера. Далее по одной из формул (7.80), или (7.81) вычисляется величина ΔQ_T и соответственно с помощью формул (7.38) и (7.37) определяется тепловой КПД η_T исследуемого подогревателя.

Наряду с использованием уравнения «конечных» температур (7.57), (7.58) показатель kF может быть вычислен также на основании совместного решения уравнений теплового баланса (7.37) и среднеинтегрального темпе-

Таблица 7.2. Фрагмент из файла «Теплообменник 2».

1. Теплообменник: схема движения потоков - Z, "МодРасч" по ВАР- 1: $\Delta t_z kF = Q^{6P}$											
Обозн.		G_1	G_2	kF	t'_1	t'_2	t''_1	t''_2	P	η_T	η_z
Реж.1	МодРас	0,275	1,100	0,0003	120,0	15,0	50,68	19,92	71,61	0,284	0,660
	БезПот						54,06	31,49	0,00	1,000	0,628
	Уч. Пот						17,53	19,24	71,61	0,583	0,976
Реж.2	МодРас	10,000	5,000	0,0200	120,0	40,0	41,67	61,22	86,46	0,135	0,979
	БезПот						82,90	114,19	0,00	1,000	0,464
	Уч. Пот						40,00	51,62	86,46	0,536	1,000
Разм.		т/ч	т/ч	Гк/(ч*°C)	°C	°C	°C	°C	%	-	-
2. Теплообменник: схема движения потоков - Z, "МодРасч" по ВАР- 2: $\Delta t_z kF = Q^{HET}$											
Обозн.		G_1	G_2	kF	t'_1	t'_2	t''_1	t''_2	P	η_T	η_z
Реж.1	МодРас	0,275	1,100	0,0003	120,0	15,0	22,73	27,15	50,03	0,500	0,926
	БезПот						54,06	31,49	0,00	1,000	0,628
	Уч. Пот						28,16	22,65	50,03	0,667	0,875
Реж.2	МодРас	10,000	5,000	0,0200	120,0	40,0	41,72	98,59	62,58	0,374	0,978
	БезПот						82,90	114,19	0,00	1,000	0,464
	Уч. Пот						42,48	75,69	62,58	0,615	0,969
Разм.		т/ч	т/ч	Гк/(ч*°C)	°C	°C	°C	°C	%	-	-
3. Теплообменник: схема движения потоков - П, "МодРасч" по ВАР- 1: $\Delta t_{пkF} = Q^{6P}$											
Обозн.		G_1	G_2	kF	t'_1	t'_2	t''_1	t''_2	P	η_T	η_z
Реж.1	МодРас	0,275	1,100	0,0003	120,0	15,0	52,93	19,23	74,77	0,252	0,639
	БезПот						57,48	30,63	0,00	1,000	0,595
	Уч. Пот						19,81	18,62	74,77	0,572	0,954
Реж.2	МодРас	10,000	5,000	0,0200	120,0	40,0	63,55	45,50	95,13	0,049	0,706
	БезПот						93,40	93,20	0,00	1,000	0,333
	Уч. Пот						43,81	43,81	95,13	0,512	0,952
Разм.		т/ч	т/ч	Гк/(ч*°C)	°C	°C	°C	°C	%	-	-
4. Теплообменник: схема движения потоков - П, "МодРасч" по ВАР- 2: $\Delta t_{пkF} = Q^{HET}$											
Обозн.		G_1	G_2	kF	t'_1	t'_2	t''_1	t''_2	P	η_T	η_z
Реж.1	МодРас	0,275	1,100	0,0003	120,0	15,0	38,82	27,97	36,11	0,639	0,773
	БезПот						57,48	30,63	0,00	1,000	0,595
	Уч. Пот						39,97	24,39	36,11	0,735	0,762
Реж.2	МодРас	10,000	5,000	0,0200	120,0	40,0	92,54	92,54	4,34	0,957	0,343
	БезПот						93,40	93,20	0,00	1,000	0,333
	Уч. Пот						91,84	91,63	4,34	0,958	0,352
Разм.		т/ч	т/ч	Гк/(ч*°C)	°C	°C	°C	°C	%	-	-

ратурного напора (7.60) – (7.65) и т. д.

Легко убедиться, что в случае пренебрежения величиной теплотерь, т. е. при $\Delta Q_T = 0$, приведенные расчётные формулы обращаются в общеизвестные аналогичные зависимости, приведенные во многих учебниках и методических пособиях [53,102].

В случае практической необходимости задача по учёту теплотерь ΔQ_T может быть аналогичным образом рассмотрена при граничных условиях 1-го и 3-го рода. По этому поводу следует заметить, что введение дополнительных функций $\Delta Q_T = f(X)$, отвечающих граничным условиям 1-го и 3-го рода, скажется только на промежуточных значениях температур в теплообменнике. Для теплообменника в целом (при $F_x = F$, $\Delta t_x = \Delta t_{пz}$ и т. д.) влияние указанных изменений на итоговые результаты расчётов ожидаются не существенными.

Автором работы разработан специальный программный файл «Теплообменник», подтверждающий достоверность выполненного анализа и позволяющий выполнять ряд целенаправленных расчётов. Здесь же предоставляется возможность произвести сопоставление результатов расчёта теплообменника разработанным способом (назовём его способом 1 – «МодРас») с результатами расчёта по известному традиционному методу [53, 102] (назовём его способом 2 – «БезПот») и методу ориентировочного учёта теплопотерь [53] (назовём его способом 3 – «Уч.Пот»). Результаты таких примерных расчётов приведены в таблице 1. Метод расчёта «Уч.Пот» основан на введении гипотетических поправок к водяным эквивалентам теплоносителей, т.е. путём замены реально существующих водяных эквивалентов обоих теплоносителей на «расчётные», вычисляемые по формуле $W_{1,2}^0 = W_{1,2}(1 \pm P/100)$. Здесь P – относительная (в %) величина абсолютных теплопотерь ΔQ_T через поверхность теплообменника в сравнении с теплотой, генерируемой «горячим» теплоносителем: $P = 100 \Delta Q_T / (\Delta Q_T + Q_T)$. После определения показателей $W_{1,2}^0$ в дальнейшем расчёт по методу «Уч.Пот» идентичен с расчётом по методу «БезПот». В материалах таблицы 7.2 исходные данные (в Реж.1, 2) при выполнении расчётов следующие: массовые расходы «горячего» (G_1) и «холодного» (G_2) теплоносителей, их температуры на входе t'_1 , t'_2 и комплекс kF . При расчёте по методу «БезПот» показатель $P = 0$, а при расчёте по методу «Уч.Пот» показатель P принимается равным соответствующему показателю P , вычисленному по методу «МодРас». Это, к сожалению, не соответствует уравнению теплового баланса (7.37) при $W_1 = W_1^0$ и $W_2 = W_2^0$. Таким образом, с помощью данных, приведенных в таблице 7.2, имеется возможность произвести сопоставление и оценить эффективность трёх упомянутых способов расчёта теплообменников. Из учёта целенаправленности данного раздела преимущества метода «МодРас» очевидны.

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ.

1. Разработан метод расчёта и соответствующий программный файл по исследованию среднеинтегрального температурного напора и конечных температур двух теплоносителей (движущихся относительно друг к другу по схемам «П» и «Z») с учётом теплопотерь в окружающую среду.

2. Показано, что классическая задача по изучению процессов теплообмена между двумя основными теплоносителями в обязательном порядке должна предусматривать также учёт механизма теплообмена их (по ВАР-1, ВАР-2) с третьим, т. е. виртуальным теплоносителем, именуемым окружающей средой.

3. С позиций традиционного рассмотрения двух (холодного и горячего) теплоносителей учёт реальных теплопотерь позволяет:

- более детально рассмотреть и изучить механизм теплообмена между теплоносителями в зависимости от их расположения между собой и по отношению к окружающей среде, т. е. по ВАР-1 или по ВАР-2;

- окружающую среду рассматривать в качестве дополнительного виртуального теплоносителя с граничными условиями теплообмена 1-го, 2-го и 3-го рода;

- увязать между собой такие понятия, как тепловой коэффициент полезного действия теплообменника η_T и коэффициент использования температурного потенциала $\eta_{пз}$ горячего теплоносителя.

4. Акцентируется внимание на тот факт, что путём введения упомянутых коэффициентов β_n и β_z разработанный метод расчёта применим для теплообменников смешанного типа, т.е. с потоками теплоносителей по схемам «П» и «Z».

5. Результаты выполненного исследования следует рассматривать как начало для:

- дальнейшего пополнения и усовершенствования общепризнанной в настоящее время методики расчёта теплообменников, изложенной в ряде учебников и методической литературе;

- дальнейшего изучения среднеинтегрального метода расчёта теплообменников с тремя и большим числом теплоносителей, а также теплообменников батарейного типа;

- разработки унифицированного метода расчёта теплообменников с теплоносителями, включёнными по смешанным схемам «П» и «Z».

7.4. Теплопровод типа «труба в трубе» как альтернативный вариант двухтрубной прокладки.

Научно-технический прогресс во всех отраслях промышленности побуждает специалистов к дальнейшим поискам перспективных способов прокладки теплопроводов, созданию новых конструкций, испытанию различных составов антикоррозионных покрытий и пр. В частности, как уже отмечалось, в августе 1990г. было опубликовано авторское свидетельство [93] на изобретение «Теплопровод», формула которого гласит:

«1. Теплопровод, содержащий теплогидроизолированный обратный трубопровод и расположенный внутри него подающий трубопровод, отличающийся тем, что с целью экономии тепла и повышения надежности теплоснабжения, отношение внутренних диаметров обратного и подающего трубопроводов равно $\sqrt{2}$ ».

«2. Теплопровод по п.1, отличающийся тем, что подающий трубопровод выполнен из неметаллического малотеплопроводного материала».

В августе 2002 г. [94] была опубликована статья, в которой кольцевой канал аналогичного теплопровода предлагалось использовать в качестве устройства для стабилизации температурного и гидравлического режимов работы теплосети.

Теплопровод с кольцевым каналом представляет собой теплообменник типа «труба в трубе». По центральной трубе диаметром d_1 подаётся прямая сетевая вода с массовым расходом G_1 . По кольцевому каналу, образованному трубой d_2 подается обратная сетевая вода с массовым расходом G_2 . С

позиций практического опыта (в порядке дискуссии) выдвигается ряд таких вопросов:

- Каким образом осуществить компенсацию температурных удлинений трубопроводов?

- Каким образом осуществить изменения направлений и ответвлений теплотрассы?

- Каким образом монтировать и ремонтировать внутренний трубопровод?

- Наконец, в чем заключается эффект применения такого рода теплопроводов?..., и т.д.

С позиций научно-технического потенциала, необходимого для рассмотрения и исследования режимов работы теплопровода типа «труба в трубе», имеется существенный момент, связанный с его конструктивным отличием от традиционного теплопровода с двухтрубной прокладкой. Последний является теплообменником, в котором потеря теплоты в окружающую среду осуществляется от каждой его трубы в отдельности. При этом градиент температуры обоих теплоносителей по длине теплотрассы не существенный. В теплопроводе типа «труба в трубе» потеря теплоты от обоих рабочих потоков сопровождается одновременным теплообменом между ними и не учитывать этот факт в данном случае нельзя.

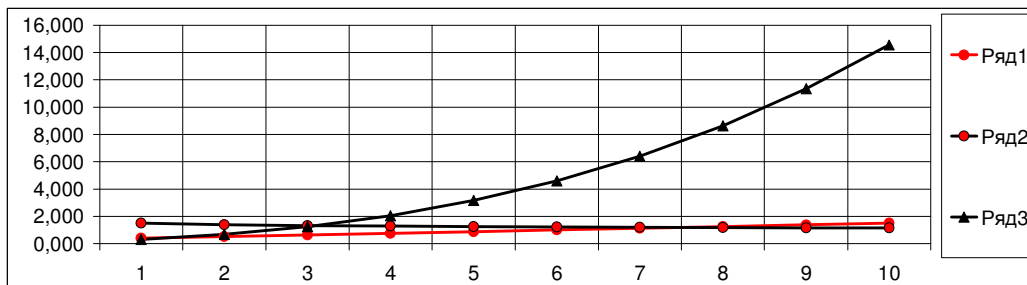
Известный метод расчёта температур в теплообменниках (в том числе и в таких, как наш теплопровод), основан на среднелогарифмическом температурном напоре, изменяющемся по экспоненциальному закону без учета влияния теплопотерь на температуру обоих теплоносителей [53, 102]. Этот вопрос уже затрагивался при исследовании режимов работы теплообменников в ЦТП [103], где теплопотери самого здания адекватны суммарным потерям от содержащихся в нём теплообменников и трубопроводов за вычетом теплоты от отопительных приборов. С аналогичных позиций следует подходить и к теплопроводу с кольцевым каналом, в котором механизм подогрева и охлаждения воды сопровождается одновременной отдачей теплоты в окружающую среду. Поэтому при расчёте теплопотерь в теплопроводах типа «труба в трубе» известный метод расчёта температур нуждается в доработке применительно к исследуемому механизму теплообмена. В данном случае по условиям теплового баланса вся «ответственность» за «компенсацию» пренебрегаемых теплопотерь в теплопроводе будет налагаться только на его внешний кольцевой канал. Результаты исследования, изложенные выше (Таблица 7.1), дают основания полагать, что в отличие от традиционного метода, учёт теплопотерь в окружающую среду в модели теплопровода с кольцевым каналом позволит в значительной мере уточнить расчётные значения конечных температур его потоков. Такой факт особенно может быть ощутим при малых транзитных нагрузках теплопровода, когда процент теплопотерь в сравнении с транзитной теплоэнергией в нём достаточно велик.

Следует обратить внимание ещё на одну существенную особенность теплопровода типа «труба в трубе», которая также открывает широкие возможности оптимизации его конструктивных размеров. В частности, в тради-

Расчёт показателей $n = d_2 / d_1$, относительных $\Delta p = \Delta P_2 / \Delta P_1$ и абсолютных $\Delta P_{1,2}$ перепадов давлений в теплопроводе по мере изменения скоростей $w = W_2 / W_1$ при постоянных значениях массовых потоков $g = G_2 / G_1 = \text{const}$

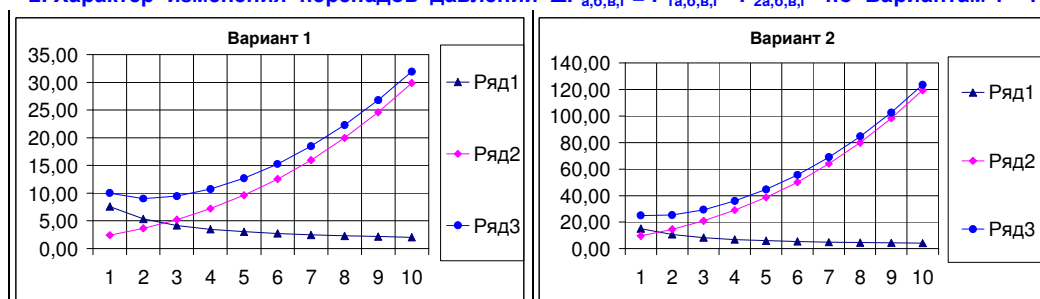
1. Ввод показателей $g = G_2 / G_1 = \text{const}$ при расчётах по Вариантам 1 - 4 одновременно

Обозн.	Граф.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
g	Ввод	0,500	0,667	0,833	1,000	1,167	1,333	1,500	1,667	1,833	2,000
0,50	→										

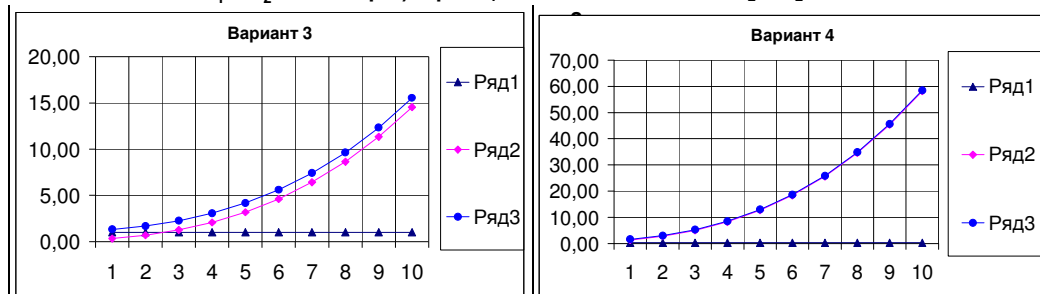


g	-	0,500									
w	Ряд 1	0,400	0,522	0,644	0,767	0,889	1,011	1,133	1,256	1,378	1,500
n	Ряд 2	1,500	1,399	1,333	1,285	1,250	1,222	1,200	1,182	1,167	1,155
Δp	Ряд 3	0,320	0,683	1,249	2,060	3,160	4,595	6,407	8,639	11,337	14,544

2. Характер изменения перепадов давлений $\Delta P_{a,b,g} = P_{1a,b,g} - P_{2a,b,g}$ по Вариантам 1 - 4



онст и значения $d_1 = d_2 \cdot n^{-1}$ Вар.б) при $d_1 = \text{const}$ и значения $d_2 = d_2^* \cdot n$



По Варианту 1: $Z_a = \rho \pi^2 d_2^5 (8 \lambda L G_1^2)^{-1} = \text{const}$; $d_2 = \text{const}$; $G_{1,2} = \text{const}$;

переменные значения $d_1 = d_2 n^{-1}$; $W_{1,2}$ и $w = W_2 / W_1$.

$Z_a \Delta P_{1a}$	Ряд 1	7,59	5,36	4,20	3,51	3,05	2,73	2,49	2,31	2,17	2,05
$Z_a \Delta P_{2a}$	Ряд 2	2,43	3,66	5,25	7,23	9,65	12,55	15,97	19,97	24,59	29,86
$Z_a \Sigma \Delta P_a$	Ряд 3	10,02	9,02	9,45	10,74	12,70	15,28	18,47	22,28	26,75	31,91

По Варианту 2: $Z_b = \rho \pi^2 d_2^5 (8 \lambda L G_2^2)^{-1} = \text{const}$; $d_2 = \text{const}$; $G_{1,2} = \text{const}$;

переменные значения $d_1 = d_2 n^{-1}$; $W_{1,2}$ и $w = W_2 / W_1$.

$Z_b \Delta P_{1b}$	Ряд 1	15,19	10,72	8,41	7,02	6,10	5,46	4,99	4,62	4,34	4,11
$Z_b \Delta P_{2b}$	Ряд 2	9,72	14,65	20,99	28,91	38,58	50,18	63,90	79,89	98,34	119,43
$Z_b \Sigma \Delta P_b$	Ряд 3	24,91	25,37	29,40	35,92	44,68	55,65	68,88	84,51	102,68	123,53

По Варианту 3: $Z_b = \rho \pi^2 d_1^5 (8 \lambda L G_1^2)^{-1} = \text{const}$; $d_1 = \text{const}$; $G_{1,2} = \text{const}$; $W_1 = \text{const}$;

переменные значения $d_2 = d_1 n$; W_2 и $w = W_2 / W_1$.

$Z_b \Delta P_{1b}$	Ряд 1	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
$Z_b \Delta P_{2b}$	Ряд 2	0,32	0,68	1,25	2,06	3,16	4,59	6,41	8,64	11,34	14,54
$Z_b \Sigma \Delta P_b$	Ряд 3	1,32	1,68	2,25	3,06	4,16	5,59	7,41	9,64	12,34	15,54

По Варианту 4: $Z_r = \rho \pi^2 d_1^5 (8 \lambda L G_2^2)^{-1} = \text{const}$; $d_1 = \text{const}$; $G_{1,2} = \text{const}$; $W_1 = \text{const}$;

переменные значения $d_2 = d_1 n$; W_2 и $w = W_2 / W_1$.

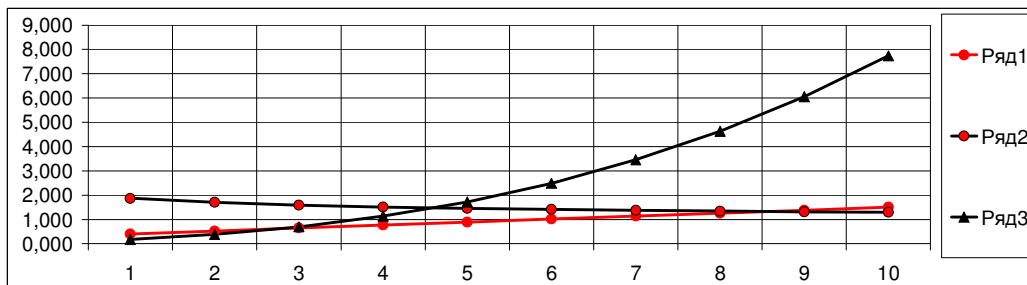
$Z_r \Delta P_{1r}$	Ряд 1	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
$Z_r \Delta P_{2r}$	Ряд 2	1,28	2,73	4,99	8,24	12,64	18,38	25,63	34,56	45,35	58,18
$Z_r \Sigma \Delta P_r$	Ряд 3	1,53	2,98	5,24	8,49	12,89	18,63	25,88	34,81	45,60	58,43

Рис. 7.11а. Фрагмент из файла «Тр1К1»

Расчёт показателей $n = d_2 / d_1$, относительных $\Delta p = \Delta P_2 / \Delta P_1$ и абсолютных $\Delta P_{1,2}$ перепадов давлений в теплопроводе по мере изменения скоростей $w = W_2 / W_1$ при постоянных значениях массовых потоков $g = G_2 / G_1 = \text{const}$

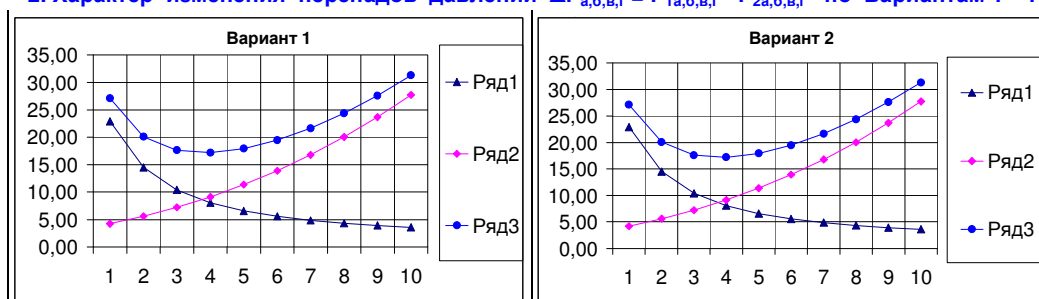
1. Ввод показателей $g = G_2 / G_1 = \text{const}$ при расчётах по Вариантам 1 - 4 одновременно

Обозн.	Граф.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
g	Ввод	0,500	0,667	0,833	1,000	1,167	1,333	1,500	1,667	1,833	2,000
1,00	→										

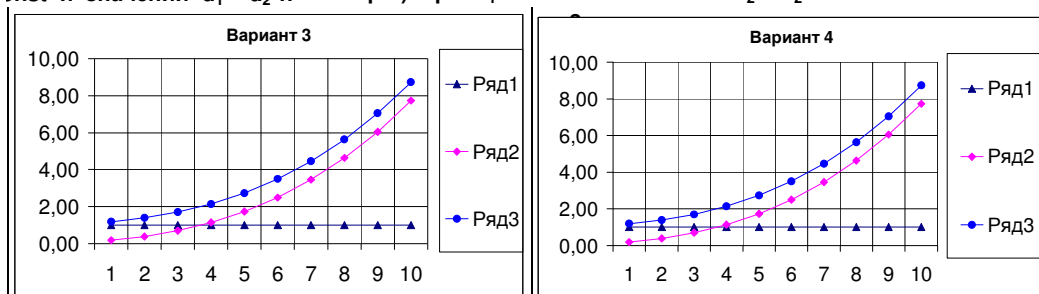


g	-	1,000									
w	Ряд 1	0,400	0,522	0,644	0,767	0,889	1,011	1,133	1,256	1,378	1,500
n	Ряд 2	1,871	1,707	1,597	1,518	1,458	1,410	1,372	1,340	1,314	1,291
Δp	Ряд 3	0,184	0,386	0,695	1,135	1,726	2,492	3,453	4,632	6,051	7,732

2. Характер изменения перепадов давлений $\Delta P_{a,b,v,r} = P_{1a,b,v,r} - P_{2a,b,v,r}$ по Вариантам 1 - 4



онst и значения $d_1 = d_2 \cdot n^{-1}$ Вар.б) при $d_1 = \text{const}$ и значения $d_2 = d_2 \cdot n$



По Варианту 1: $Z_a = \rho \pi^2 d_2^5 (8 \lambda L G_1^2)^{-1} = \text{const}$; $d_2 = \text{const}$; $G_{1,2} = \text{const}$;

переменные значения $d_1 = d_2 n^{-1}$; $W_{1,2}$ и $w = W_2 / W_1$.

$Z_a \Delta P_{1a}$	Ряд 1	22,92	14,51	10,40	8,06	6,58	5,58	4,86	4,33	3,91	3,59
$Z_a \Delta P_{2a}$	Ряд 2	4,21	5,59	7,23	9,15	11,36	13,90	16,79	20,04	23,68	27,73
$Z_a \Sigma \Delta P_a$	Ряд 3	27,13	20,10	17,63	17,21	17,95	19,48	21,65	24,36	27,59	31,31

По Варианту 2: $Z_b = \rho \pi^2 d_2^5 (8 \lambda L G_2^2)^{-1} = \text{const}$; $d_2 = \text{const}$; $G_{1,2} = \text{const}$;

переменные значения $d_1 = d_2 n^{-1}$; $W_{1,2}$ и $w = W_2 / W_1$.

$Z_b \Delta P_{1b}$	Ряд 1	22,92	14,51	10,40	8,06	6,58	5,58	4,86	4,33	3,91	3,59
$Z_b \Delta P_{2b}$	Ряд 2	4,21	5,59	7,23	9,15	11,36	13,90	16,79	20,04	23,68	27,73
$Z_b \Sigma \Delta P_b$	Ряд 3	27,13	20,10	17,63	17,21	17,95	19,48	21,65	24,36	27,59	31,31

По Варианту 3: $Z_v = \rho \pi^2 d_1^5 (8 \lambda L G_1^2)^{-1} = \text{const}$; $d_1 = \text{const}$; $G_{1,2} = \text{const}$; $W_1 = \text{const}$;

переменные значения $d_2 = d_1 n$; W_2 и $w = W_2 / W_1$.

$Z_v \Delta P_{1v}$	Ряд 1	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
$Z_v \Delta P_{2v}$	Ряд 2	0,18	0,39	0,70	1,13	1,73	2,49	3,45	4,63	6,05	7,73
$Z_v \Sigma \Delta P_v$	Ряд 3	1,18	1,39	1,70	2,13	2,73	3,49	4,45	5,63	7,05	8,73

По Варианту 4: $Z_r = \rho \pi^2 d_1^5 (8 \lambda L G_2^2)^{-1} = \text{const}$; $d_1 = \text{const}$; $G_{1,2} = \text{const}$; $W_1 = \text{const}$;

переменные значения $d_2 = d_1 n$; W_2 и $w = W_2 / W_1$.

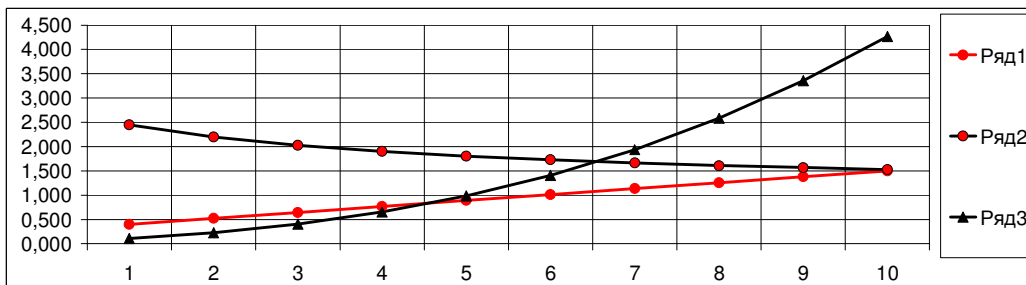
$Z_r \Delta P_{1r}$	Ряд 1	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
$Z_r \Delta P_{2r}$	Ряд 2	0,18	0,39	0,70	1,13	1,73	2,49	3,45	4,63	6,05	7,73
$Z_r \Sigma \Delta P_r$	Ряд 3	1,18	1,39	1,70	2,13	2,73	3,49	4,45	5,63	7,05	8,73

Рис. 7.11б. Фрагмент из файла «Тр1К1»

Расчёт показателей $n = d_2 / d_1$, относительных $\Delta p = \Delta P_2 / \Delta P_1$ и абсолютных $\Delta P_{1,2}$ перепадов давлений в теплопроводе по мере изменения скоростей $w = W_2 / W_1$ при постоянных значениях массовых потоков $g = G_2 / G_1 = \text{const}$

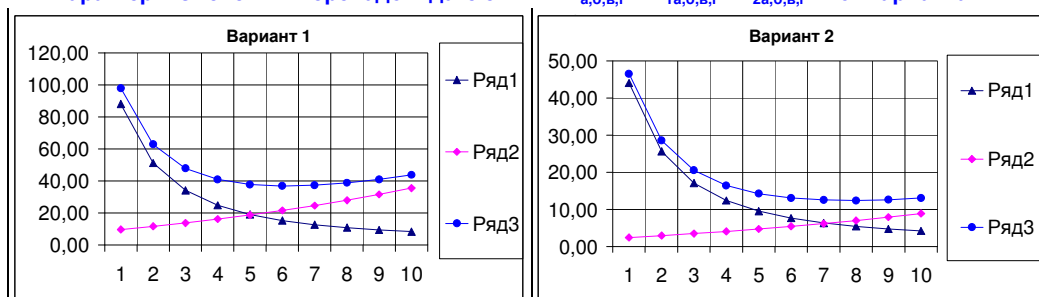
1. Ввод показателей $g = G_2 / G_1 = \text{const}$ при расчётах по Вариантам 1 - 4 одновременно

Обозн.	Граф.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
g	Ввод	0,500	0,667	0,833	1,000	1,167	1,333	1,500	1,667	1,833	2,000
2,00	→										

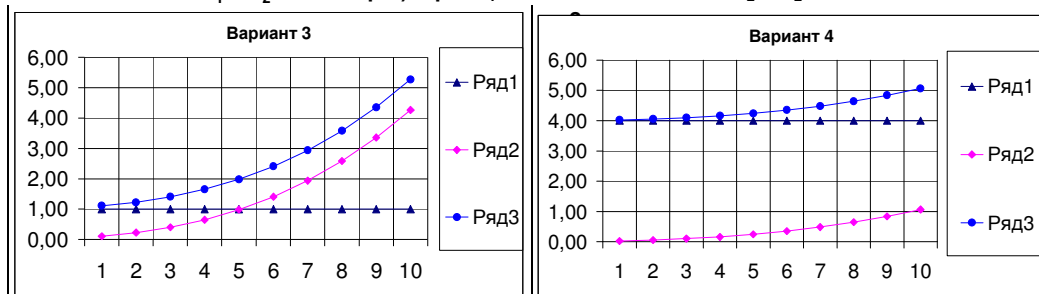


g	-	2,000									
w	Ряд 1	0,400	0,522	0,644	0,767	0,889	1,011	1,133	1,256	1,378	1,500
n	Ряд 2	2,449	2,198	2,026	1,900	1,803	1,726	1,663	1,610	1,566	1,528
Δp	Ряд 3	0,110	0,228	0,405	0,653	0,984	1,409	1,938	2,583	3,355	4,265

2. Характер изменения перепадов давлений $\Delta P_{a,b,v,r} = P_{1a,b,v,r} - P_{2a,b,v,r}$ по Вариантам 1 - 4



онst и значения $d_1 = d_2 \cdot n^{-1}$ Вар.б) при $d_1 = \text{const}$ и значения $d_2 = d_2 \cdot n$



По Варианту 1: $Z_a = \rho \pi^2 d_2^5 (8 \lambda L G_1^2)^{-1} = \text{const}$; $d_2 = \text{const}$; $G_{1,2} = \text{const}$; переменные значения $d_1 = d_2 n^{-1}$; $W_{1,2}$ и $w = W_2 / W_1$.

$Z_a \Delta P_{1a}$	Ряд 1	88,18	51,26	34,11	24,74	19,04	15,30	12,71	10,83	9,41	8,32
$Z_a \Delta P_{2a}$	Ряд 2	9,73	11,67	13,81	16,16	18,74	21,56	24,63	27,97	31,58	35,47
$Z_a \Sigma \Delta P_a$	Ряд 3	97,92	62,94	47,92	40,90	37,78	36,87	37,34	38,79	40,99	43,79

По Варианту 2: $Z_b = \rho \pi^2 d_2^5 (8 \lambda L G_2^2)^{-1} = \text{const}$; $d_2 = \text{const}$; $G_{1,2} = \text{const}$; переменные значения $d_1 = d_2 n^{-1}$; $W_{1,2}$ и $w = W_2 / W_1$.

$Z_b \Delta P_{1b}$	Ряд 1	44,09	25,63	17,05	12,37	9,52	7,65	6,35	5,41	4,71	4,16
$Z_b \Delta P_{2b}$	Ряд 2	2,43	2,92	3,45	4,04	4,69	5,39	6,16	6,99	7,89	8,87
$Z_b \Sigma \Delta P_b$	Ряд 3	46,52	28,55	20,51	16,41	14,21	13,04	12,51	12,40	12,60	13,03

По Варианту 3: $Z_v = \rho \pi^2 d_1^5 (8 \lambda L G_1^2)^{-1} = \text{const}$; $d_1 = \text{const}$; $G_{1,2} = \text{const}$; $W_1 = \text{const}$; переменные значения $d_2 = d_1 n$; W_2 и $w = W_2 / W_1$.

$Z_v \Delta P_{1v}$	Ряд 1	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
$Z_v \Delta P_{2v}$	Ряд 2	0,11	0,23	0,40	0,65	0,98	1,41	1,94	2,58	3,36	4,27
$Z_v \Sigma \Delta P_v$	Ряд 3	1,11	1,23	1,40	1,65	1,98	2,41	2,94	3,58	4,36	5,27

По Варианту 4: $Z_r = \rho \pi^2 d_1^5 (8 \lambda L G_2^2)^{-1} = \text{const}$; $d_1 = \text{const}$; $G_{1,2} = \text{const}$; $W_1 = \text{const}$; переменные значения $d_2 = d_1 n$; W_2 и $w = W_2 / W_1$.

$Z_r \Delta P_{1r}$	Ряд 1	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00
$Z_r \Delta P_{2r}$	Ряд 2	0,03	0,06	0,10	0,16	0,25	0,35	0,48	0,65	0,84	1,07
$Z_r \Sigma \Delta P_r$	Ряд 3	4,03	4,06	4,10	4,16	4,25	4,35	4,48	4,65	4,84	5,07

Рис. 7.11в. Фрагмент из файла «Тр1К1»

ционных двухтрубных прокладках гидравлические сопротивления обеих труб имеют однозначную зависимость от их размеров, в частности от диаметров прямой воды d_1 и обратной d_2 . В исследуемом теплопроводе типа «труба в трубе» эта однозначность относится только к размерам кольцевого канала d_2 , сечение которого может изменяться, независимо от размера d_1 и наоборот.

Такая особенность исследуемого теплопровода определяется неоднозначностью условий, при которых могут изменяться соотношения диаметров труб $n = d_2 / d_1$: либо при $d_1 = \text{const}$, либо при $d_2 = \text{const}$. Изменение диаметра d_1 при неизменной величине d_2 влияет на гидравлические сопротивления обоих каналов сразу со всеми вытекающими из этого последствиями. Изменение диаметра d_2 при неизменной величине d_1 влияет на гидравлическое сопротивление только одного кольцевого канала. Адекватно изменяется и величина теплопотерь через его поверхность. Эта особенность теплопровода типа «труба в трубе» позволяет оптимизировать его размеры с целью создания условий течения потоков с минимальными гидравлическими потерями.

Общий характер оптимизационных зависимостей по гидравлическим сопротивлениям в исследуемом теплопроводе типа «труба в трубе» можно установить на основании уравнений неразрывности потоков (в центральной трубе – инд. 1, в кольцевом канале – инд. 2) и известной формулы д'Арси. При этом, руководствуясь основной целью, абстрагируемся от некоторых несущественных (в данном случае), но реально существующих факторов: считаем, что коэффициенты гидравлического трения λ и плотности потоков ρ в обоих каналах одинаковы, толщиной стенок труб также пренебрегаем. Массовые расходы потоков в каналах 1 и 2 и перепады давлений на их линейных участках запишем в виде формул:

$$G_1 = 0,25 \pi d_1^2 \rho W_1, \quad (7.82)$$

$$G_2 = 0,25 \pi (d_2^2 - d_1^2) \rho W_2, \quad (7.83)$$

$$\Delta P_1 = 0,5 \lambda L d_1^{-1} \rho W_1^2, \quad (7.84)$$

$$\Delta P_2 = 0,5 \lambda L d_3^{-1} \rho W_2^2, \quad (7.85)$$

где $d_3 = d_2 - d_1$ - эквивалентный диаметр кольцевого канала.

На основании (7.82) – (7.85) получаем общие формулы по расчёту удельных (т.е. на единицу исследуемой длины L) линейных гидравлических сопротивлений каждого из каналов теплопровода и суммарного сопротивления теплопровода в целом:

$$\Delta P_1 \rho \pi^2 (8 \lambda L)^{-1} = G_1^2 d_1^{-5}, \quad (7.86)$$

$$\Delta P_2 \rho \pi^2 (8 \lambda L)^{-1} = G_2^2 (d_2 - d_1)^{-1} (d_2^2 - d_1^2)^{-2}, \quad (7.87)$$

$$(\Delta P_1 + \Delta P_2) \rho \pi^2 (8 \lambda L)^{-1} = G_1^2 d_1^{-5} + G_2^2 (d_2 - d_1)^{-1} (d_2^2 - d_1^2)^{-2}. \quad (7.88)$$

Как следует из уравнения (7.86), на удельный перепад давления в центральной трубе влияют только её показатели: G_1 и d_1 . В отличие от этого согласно (7.87) в кольцевом канале удельный перепад давления зависит ещё и

от диаметра центральной трубы d_1 . В результате согласно (7.88) на суммарный перепад давления в теплопроводе сказываются одновременно четыре фактора: расходы теплоносителей G_1, G_2 и диаметры образующих его труб

3. Практический интерес имеют режимы, в которых абсолютные значения суммарных перепадов давлений $\Sigma \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$ являются минимальными. Показатели, адекватные этим режимам определяются ниже. Предварительно вводятся значения $n_{\text{ориентир}}$

РЕШ.	→										
$n_{\text{ориент}}$	-	1,296	1,382	1,467	1,550	1,631	1,711	1,791	1,869	1,946	2,023
Индикация		Вып	Вып	Вып	Вып	Вып	Вып	Вып	Вып	Вып	Вып
w	-	0,400	0,522	0,644	0,767	0,889	1,011	1,133	1,256	1,378	1,500
$n_{\text{опт}}$	-	1,296	1,382	1,467	1,550	1,631	1,711	1,791	1,869	1,946	2,023
$g_{\text{опт}}$	-	0,2721	0,4756	0,7418	1,0741	1,4759	1,9504	2,5006	3,1295	3,8403	4,6358
$\Delta p_{\text{опт}}$	-	0,540	0,713	0,890	1,070	1,252	1,437	1,625	1,814	2,006	2,200

Рис. 7.12. Фрагмент из файла «Тр1К1»

d_1 и d_2 . В соответствии с этим при разработке конструкций таких теплопроводов и выборе оптимальных значений аргументов G_1, G_2 и d_1, d_2 (отвечающих, положим, минимальным значениям суммарных сопротивлений $\Delta P_1 + \Delta P_2$) следует иметь в виду 4 варианта граничных условий. При рассмотрении этих вариантов введём обозначения: $g = G_2 / G_1$; $n = d_2 / d_1$; $w = W_2 / W_1$; $\Delta p = \Delta P_2 / \Delta P_1$. Соответственно на основании (7.82), (7.83) определяем взаимозависимость:

$$g = w(n^2 - 1). \quad (7.89)$$

Тогда на основании (7.86) – (7.88) для каждого из 4-х вариантов имеем:

а) Вариант 1: $d_2 = \text{const}$, $G_{1,2} = \text{const}$ и переменные значения $d_1 = d_2 n^{-1}$, $W_{1,2}$ и $w = W_2 / W_1$:

$$Z_a \Delta P_{1a} = n^5, \quad (7.90)$$

$$Z_a \Delta P_{2a} = g^2 n^5 (n-1)^{-1} (n^2 - 1)^{-2} = w^2 n^5 (n-1)^{-1}, \quad (7.91)$$

$$Z_a (\Delta P_{1a} + \Delta P_{2a}) = n^5 [1 + g^2 (n-1)^{-1} (n^2 - 1)^{-2}] = n^5 [1 + w^2 (n-1)^{-1}]; \quad (7.92)$$

где $Z_a = \rho \pi^2 d_2^5 (8 \lambda L G_1^2)^{-1} = \text{const}$.

б) Вариант 2: $d_2 = \text{const}$, $G_{1,2} = \text{const}$ и переменные значения $d_1 = d_2 n^{-1}$, $W_{1,2}$ и $w = W_2 / W_1$:

$$Z_6 \Delta P_{16} = g^{-2} n^5 = w^{-2} n^5 (n^2 - 1)^{-2}, \quad (7.93)$$

$$Z_6 \Delta P_{26} = n^5 (n-1)^{-1} (n^2 - 1)^{-2}, \quad (7.94)$$

$$\begin{aligned} Z_6 (\Delta P_{16} + \Delta P_{26}) &= n^5 [g^{-2} + (n-1)^{-1} (n^2 - 1)^{-2}] = \\ &= n^5 (n^2 - 1)^{-2} [w^2 + (n-1)^{-1}]; \end{aligned} \quad (7.95)$$

где $Z_6 = \rho \pi^2 d_2^5 (8 \lambda L G_2^2)^{-1} = \text{const}$.

в) Вариант 3: $d_1 = \text{const}$, $G_{1,2} = \text{const}$, $W_1 = \text{const}$ и переменные значения $d_2 = d_1 n$, W_2 и $w = W_2 / W_1$:

$$Z_b \Delta P_{1b} = 1, \quad (7.96)$$

$$Z_B \Delta P_{2B} = g^2 (n-1)^{-1} (n^2-1)^{-2} = w^2 (n-1)^{-1}, \quad (7.97)$$

$$Z_B (\Delta P_{1B} + \Delta P_{2B}) = 1 + g^2 (n-1)^{-1} (n^2-1)^{-2} = 1 + w^2 (n-1)^{-1}; \quad (7.98)$$

где $Z_B = \rho \pi^2 d_1^5 (8\lambda L G_1^2)^{-1} = \text{const}$.

г) Вариант 3: $d_1 = \text{const}$, $G_{1,2} = \text{const}$, $W_1 = \text{const}$ и переменные значения $d_2 = d_1 n$, W_2 и $w = W_2 / W_1$:

$$Z_r \Delta P_{1r} = g^2 = w^{-2} (n^2-1)^{-2}, \quad (7.99)$$

$$Z_r \Delta P_{2r} = (n-1)^{-1} (n^2-1)^{-2}, \quad (7.100)$$

$$Z_r (\Delta P_{1r} + \Delta P_{2r}) = g^{-2} + (n-1)^{-1} (n^2-1)^{-2} = (n^2-1)^{-2} [w^{-2} + (n-1)^{-1}], \quad (7.101)$$

где $Z_r = \rho \pi^2 d_1^5 (8\lambda L G_2^2)^{-1} = \text{const}$.

Можно убедиться, что во всех 4-х Вариантах 1 – 4 соотношение между перепадами давлений $\Delta p = \Delta P_2 / \Delta P_1$ определяются зависимостью:

$$\Delta p = g^2 (n-1)^{-1} (n^2-1)^{-2} = w^2 (n-1)^{-1}. \quad (7.102)$$

На основании (7.102), (7.89) определяем показатели n и g по заданным значениям w и Δp таким образом:

$$n = 1 + w^2 \Delta p^{-1}, \quad (7.103)$$

$$g = w^3 \Delta p^{-1} (w^2 \Delta p^{-1} + 2). \quad (7.104)$$

Следует отметить, что в наиболее рациональной конструкции теплопровода с кольцевым каналом следует ожидать $\Delta p = \Delta P_2 / \Delta P_1 = 1$. В связи с этим расчётные формулы (7.102) – (7.104) упрощаются и получаемые на их основании результаты способствуют повышению эффективности изысканий конструктора.

На основании дальнейшего анализа уравнений (7.90) – (7.95) следует, что в реально существующих диапазонах показателей $n > 1$ перепады давлений ΔP_1 и ΔP_2 не имеют экстремумов, но носят прямо противоположный характер изменений, т. е. $\partial P_2 / \partial P_1 < 0$. В связи с этим очевидно, что их суммарные значения $Z_{a,b} \Sigma \Delta P_{a,b} = Z_{a,b} (\Delta P_{1a,1b} + \Delta P_{2a,2b})$, имеют свои минимумы, т. е. при некоторой величине $n = (n_{\text{опт}})_{a,b}$ $Z_{a,b} \Sigma \Delta P_{a,b} = \Sigma (\Delta P_{\text{опт}})_{a,b}$ и $g = (g_{\text{опт}})_{a,b}$. Тогда путём соответствующего анализа уравнений (15) и (18) для Вариантов 1, 2 определяем взаимосвязь:

$$(g_{\text{опт}})_{a,b} = \sqrt{5} [(n_{\text{опт}})_{a,b} - 1]^{0,5} [(n_{\text{опт}})_{a,b}^2 - 1]^{1,5} [(n_{\text{опт}})_{a,b} + 5]^{-0,5}. \quad (7.105)$$

Согласно ограничениям, предусмотренным в Вариантах 3, 4, экстремумов функций (7.98), (7.101) в реально существующих диапазонах показателей $n = d_2 / d_1 > 1$ не имеется.

Ограничения, предусмотренные в Вариантах 1, 2, являются наиболее актуальными при разработках соответствующей конструкции теплопровода. В частности, путём совместного решения уравнений (7.103) – (7.105) можно вычислить значения $n_{\text{опт}} = f(w)$, $g_{\text{опт}} = f(w)$ и $\Delta p_{\text{опт}} = \Delta p_{\text{min}} = f(w)$ по заданным значениям скоростей $w = W_2 / W_1$, отвечающих минимальной вели-

чине $\Sigma \Delta P_{\min}$. В данном случае прежде всего необходимо вычислить значения $n_{\text{опт}} = f(w)$, исходя из кубического уравнения:

$$n_{\text{опт}}^3 - n_{\text{опт}}^2 - n_{\text{опт}}(1 + 0,2w^3) + 1 - w^2 = 0. \quad (7.106)$$

Далее на основании (28)(7.105) или (12)(7.89) и (26)(7.103) вычисляем $g_{\text{опт}} = f(w)$ и $\Delta p_{\text{опт}} = \Delta p_{\min} = f(w)$.

На основании выполненных исследований разработан программный файл «Тр1К1» позволяющий выполнять ряд аналитических расчётов, необходимых при выполнении соответствующих конструкторских работ. Результаты примерных расчётов из этого файла приведены на рис. 7.11а,б,в и на рис. 7.12.

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ.

1. На фоне традиционных двухтрубных прокладок одиночный теплопровод типа «труба в трубе» занимает определённую, возможно перспективную, но не изученную нишу среди подобных конструкций в системе теплоснабжения.

2. В отличие от традиционных двухтрубных прокладок его конструкция позволяет усовершенствовать ряд технико-экономических показателей в системе теплоснабжения. В частности, по тепловым и гидравлическим потерям, по общей стоимости затрат на их изготовление и прокладку.

3. Свойства теплопровода типа «труба в трубе» как теплообменника, в котором прямая сетевая вода частично охлаждается, положим, обратной, а последняя возвращается в энергоисточник с температурой несколько выше традиционно установленных норм, можно эффективно использовать при решении ряда вопросов энергосбережения и оптимизации конструкций теплосетей в целом. Прототипом такого устройства является известный подогреватель-трубопровод, вынесенный за пределы мазутонасосной к котлам.

4. Есть основания полагать, что применение теплопроводов с кольцевым каналом может оказаться более выгодным по условиям минимизации тепловых и гидравлических потерь в сетях. При этом число кольцевых каналов в конструкции такого теплопровода не предсказуемо.

5. Значительный объём информации о свойствах и технико-экономических характеристиках исследуемого теплопровода можно почерпнуть из результатов расчёта на математической модели с помощью компьютерных программ, например, тех, которые были использованы при изложении данного материала.

7.5. Основы расчёта теплофизических характеристик теплопроводов с кольцевыми каналами.

Двухтрубная прокладка – это испытанный вариант конструкции теплопровода, утвердившийся в 20-ом столетии с момента развития теплофикации. В частности, к этому же варианту можно отнести теплопровода с кольцевым каналом для подачи обратной сетевой воды [97], о чём уже упоминалось выше. Аналогичная тенденция по изменению традиционной двухтрубной прокладки имеется в теоретических разработках и предложениях по стабилизации теплового и гидравлического режимов работы теплосети путем приме-

нения системы рециркуляции с прокладкой теплопроводов типа «труба в трубе» [94, 107]. Наконец, обоснование идеи создания конструкции теплопровода типа «труба в трубе» путем теоретического анализа некоторых особенностей его теплового расчета и конструктивных размеров [106].

Рассмотрим конструкцию теплопровода типа «труба в трубе», в котором по центральной трубе проходит прямая (горячая) сетевая вода, а по периферийному кольцевому потоку обратная (холодная) сетевая. Очевидно, что такой теплопровод отвечает условиям работы теплообменника по ВАР-1, как это рассмотрено в разделе 7.3 выше. Из этого следует, что среднеинтегральный температурный напор между двумя теплоносителями в таком теплопроводе описывается экспоненциальным уравнением (7.57) в том же разделе 7.3. Имея в виду, что применительно к нашему теплопроводу $kF = k_1L$ и $\Delta Q_T = q_F F = q_1 L$, разделив числитель и знаменатель упомянутой формулы (7.57) на L и $m_{пз}$, получаем:

$$\frac{k_1 \Delta t_x'' - q_1 (1 - m_{пз}^{-1} W_1^{-1})}{k_1 \Delta t_{пз}' - q_1 (1 - m_{пз}^{-1} W_1^{-1})} = E_{пз}^x. \quad (7.107)$$

В расчёте на весь рабочий участок теплопровода, т. е. при $x = L$ или $F_x = F$ в формуле (7.107) $\lim_{x \rightarrow L} \Delta t_x'' = \Delta t_{пз}''$ и соответственно в случае прямотока (П) $\Delta t_{п}'' = t_1'' - t_2''$, $\Delta t_{п}' = t_1' - t_2'$; в случае противотока (З) $\Delta t_z'' = t_1'' - t_2''$, $\Delta t_z' = t_1' - t_2'$. Тогда в целях дальнейшего анализа уравнение (7.107) запишем так:

а) для встречных (З) потоков

$$\frac{k_1 (t_1'' - t_2'') - q_1 (1 - m_z^{-1} W_1^{-1})}{k_1 (t_1' - t_2') - q_1 (1 - m_z^{-1} W_1^{-1})} = \exp(-m_z k_1 L) = E_z; \quad (7.108)$$

б) для спутных (П) потоков

$$\frac{k_1 (t_1'' - t_2'') - q_1 (1 - m_{п}^{-1} W_1^{-1})}{k_1 (t_1' - t_2') - q_1 (1 - m_{п}^{-1} W_1^{-1})} = \exp(-m_{п} k_1 L) = E_{п}. \quad (7.109)$$

где k_1 – линейный коэффициент теплопередачи между двумя потоками рабочих тел, осредненный по длине L исследуемого теплопровода; $m_{п} = W_1^{-1} + W_2^{-1}$, $m_z = W_1^{-1} - W_2^{-1}$ – показатели соотношений водяных эквивалентов (W_1 и W_2) двух исследуемых потоков, движущихся относительно друг друга по схемам «П» или «З»; t_1' , t_2' и t_1'' , t_2'' – температуры потоков на входе и выходе каждого из исследуемых каналов.

В случае двух встречных (З) потоков расчетные формулы для конечных температур воды $t_1'' = t_{1z}''$ и $t_2'' = t_{2z}''$ в каналах теплопровода определим на основании уравнения (7.108) и уравнения теплового баланса

$$W_1 (t_1' - t_1'') = W_2 (t_2'' - t_2') + q_1 L \quad (7.110)$$

таким образом:

$$t''_{1z} = \frac{t'_1(1 - W_1W_2^{-1}) + q_1LW_2^{-1} - (1 - E_z^{-1})[t'_2 + q_1k_1^{-1}(W_1 - W_2)^{-1}W_1]}{E_z^{-1} - W_1W_2^{-1}}, \quad (7.111)$$

$$t''_{2z} = t'_2 + [W_1(t'_1 - t''_{1z}) - q_1L]W_2^{-1}. \quad (7.112)$$

В случае $W = W_1 = W_2$ неопределенность результатов по расчетной формуле (7.111) раскрываем так: $\lim_{W_1 \rightarrow W_2} t''_{1z} = (\lim_{W_1 \rightarrow W_2} M) / (\lim_{W_1 \rightarrow W_2} N)$, где

$$\lim_{W_1 \rightarrow W_2} M = W^{-1}[q_1LW^{-1}(2 + k_1LW^{-1}) - 2(t'_1 + t'_2k_1LW^{-1})], \quad (7.113)$$

$$\lim_{W_1 \rightarrow W_2} N = -2W^{-2}(k_1L + W). \quad (7.114)$$

Для двух спутных (П) потоков формула расчета конечной температуры воды $t''_1 = t''_{1п}$ определяется на основании совместного решения уравнений (7.109) и (7.110), а конечная температура $t''_2 = t''_{2п}$ вычисляется на основании аналогичного уравнения теплового баланса (7.110), т. е.:

$$t''_{1п} = \frac{t'_1(E_{п} + W_1W_2^{-1}) - q_1LW_2^{-1} + (1 - E_{п})[t'_2 + q_1k_1^{-1}(W_1 + W_2)^{-1}W_1]}{1 + W_1W_2^{-1}}, \quad (7.115)$$

$$t''_{2п} = t'_2 + [W_1(t'_1 - t''_{1п}) - q_1L]W_2^{-1}. \quad (7.116)$$

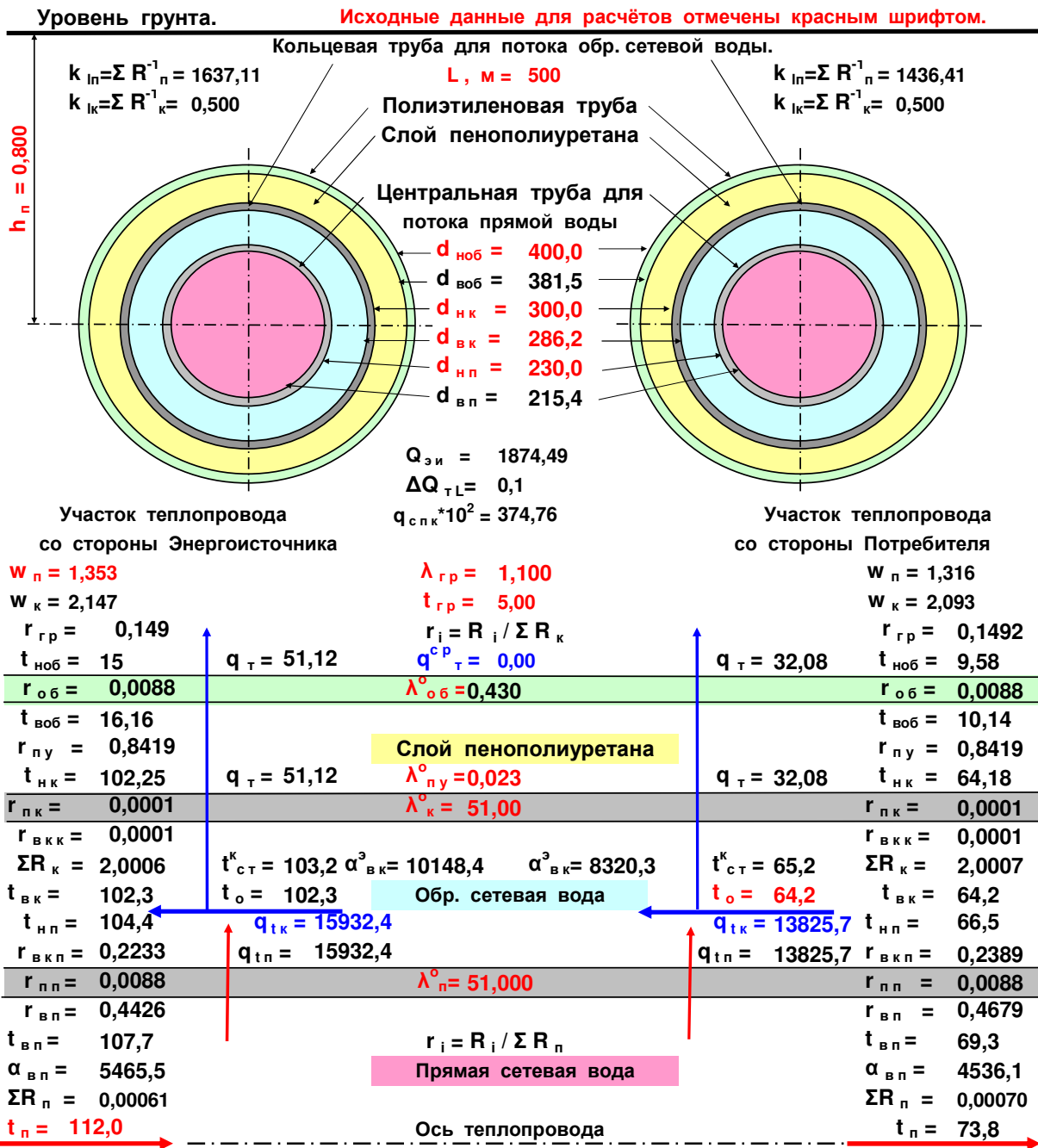
Рассмотрим процесс теплообмена в теплопроводе с одним кольцевым каналом («труба в трубе») [94, 107] при противоточном (Z) движением теплоносителей (рис 7.13). Прямая сетевая вода от энергоисточника с температурой $t_{п}^{\text{ЭН}}$ и с массой $G_{п}$ подается по центральной трубе Ц. В зоне потребителя она имеет температуру $t_{п}^{\text{ПОТ}}$. Обратная сетевая вода с массой G_0 подается по смежному кольцевому каналу к1 и со стороны потребителя имеет температуру $t_0^{\text{ПОТ}}$. В энергоисточник она возвращается с температурой $t_0^{\text{ЭН}}$. В радиальном направлении теплопровода (независимо от соотношений $G_0 = G_{п}$ или $G_0 \neq G_{п}$) устанавливается тепловой баланс: $q_{цк1} = q_{к1} + q_1$, где $q_{к1}$ – поток теплоты, формирующий температурный уровень теплоносителя в канале к1. Как было уже отмечено, исследуемый теплопровод с одним кольцевым каналом соответствует модели теплообменника с двумя встречными (Z) потоками $G_{п}$ и G_0 . В связи с этим при заданных начальных температурах $t'_1 = t_{п}^{\text{ЭН}}$ и $t'_2 = t_0^{\text{ПОТ}}$ расчет конечных температур $t''_1 = t''_{1z} = t_{п}^{\text{ПОТ}}$ в канале Ц и $t''_2 = t''_{2z} = t_0^{\text{ЭН}}$ в канале к1 выполняется по адекватным формулам (7.111), (7.114), (7.112).

Теплопровод с двумя кольцевыми каналами (рис 7.14) и его расчёт (Рис. 7.15а, б, в, г) основан на более сложной модели процессов теплообмена между движущимися потоками. Со стороны энергоисточника прямая сетевая вода подается в канал Ц и имеет параметры $G_{п}$ и $t_{п}^{\text{ЭН}}$. За счет отвода теплоты $q_{цк1}$ на участке L (в сторону смежного канала к1) она охлаждается и к потребителю доставляется с температурой $t_{п}^{\text{ПОТ}}$. От потребителя по каналу к1

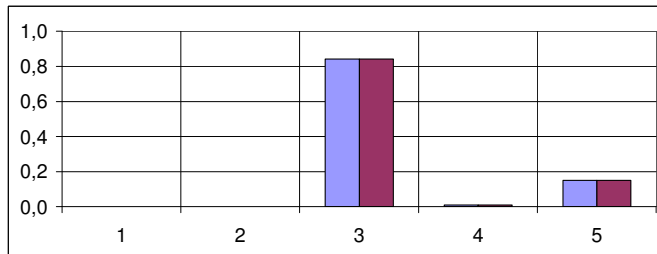
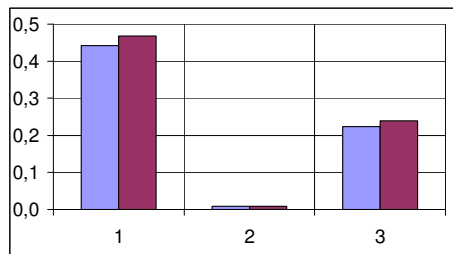
в сторону энергоисточника подается избыток не востребованной (на данный период времени) рециркуляционной (G_{Π}^p) массы воды с температурой $t_{\Pi}^{\text{пот}}$. Не исключено, что температура последней формируется после некоторого использования ее первоначального потенциала у потребителя и с добавлением обратной сетевой воды. В энергоисточник рециркуляционный поток (G_{Π}^p) возвращается с температурой $t_{\Pi}^{\text{эН}}$. Одновременно во втором кольцевом канале к2 формируется определенный температурный уровень обратной сетевой воды, поступающей от потребителя с температурой $t_0^{\text{пот}}$ и доставляемой в энергоисточник с температурой $t_0^{\text{эН}}$. При этом часть теплоты от обратного потока в канале к2 в виде потерь q_1 отводится в окружающую среду. Тепловой баланс в радиальном направлении такого теплопровода между каналами Ц – к1 и к1 – к2 соответственно можно записать так: $q_{\text{Цк1}} = q_{\text{к1}} + q_{\text{к1к2}}$ и $q_{\text{к1к2}} = q_{\text{к2}} + q_1$. Здесь $q_{\text{к1}}$, $q_{\text{к2}}$ – тепловые потоки, формирующие температурные уровни воды в каналах к1 и к2; $q_{\text{к1к2}}$, q_1 – радиальные отводы теплоты от канала к1 в сторону канала к2 и от канала к2 в окружающую среду. В целом по теплопроводу: $q_{\text{Цк1}} = q_{\text{к1}} + q_{\text{к2}} + q_1$. Соотношения между массовыми потоками воды в каналах Ц, к1 и к2 выразим так: $G_{\Pi} = G_0 + G_{\Pi}^p + \Delta G_{\text{отб}}$, где $\Delta G_{\text{отб}}$ – отбор горячей сетевой воды из системы теплоснабжения, включая утечки; причем, $G_{\Pi}^p = K_p G_{\Pi}$ и $\Delta G_{\text{отб}} = K_{\text{отб}} G_{\Pi}$, где K_p , $K_{\text{отб}}$ – коэффициенты рециркуляции и отбора. Соответственно поток сетевой воды по кольцевому каналу к2 равен: $G_0 = G_{\Pi} (1 - K_p - K_{\text{отб}})$.

Исследование модели теплопровода с двумя кольцевыми каналами усложняется неоднозначностью направлений (Z и П) потоков по смежным каналам Ц, к1 и к2. Если основываться на приведенных зависимостях (7.108) – (7.116), то здесь в «двойственном» положении оказывается рециркуляционный поток G_{Π}^p , движущийся по каналу к1. По отношению к потоку G_{Π} в канале Ц он является противоточным (Z) и, следовательно, подчиняется закономерностям среднелогарифмического температурного напора, определяемого формулой (7.108). В этом случае при заданных начальных температурах $t'_1 = t_{\Pi}^{\text{эН}}$ и $t'_1 = t_{\Pi}^{\text{пот}}$ значения конечных температур $t''_1 = t''_{1z} = t_{\Pi}^{\text{пот}}$ (в канале Ц со стороны потребителя) и $t''_2 = t''_{2z} = (t_p^{\text{пЦ}})^{\text{эН}} \neq t_{\Pi}^{\text{эН}}$ (в канале к1 со стороны энергоисточника) должны вычисляться по формулам (7.111), (7.112) при $q_1 = q_{\text{к1к2}}$ и коэффициенте теплопередачи между потоками G_{Π} и G_{Π}^p равном $k_1 = k_{\text{Цк1}}$. По отношению к потоку G_0 , движущемуся по периферийному кольцевому каналу к2, тот же рециркуляционный поток G_{Π}^p является проточным (П) и, следовательно, аналогично подчиняется закономерностям среднелогарифмического температурного напора, определяемого формулой (7.109). В этом случае при заданных значениях начальных температур

1К/Теп Физ. модель теплопровода с кольц. каналом, положенная в основу расчётов.
 $G_n = 46,5$ кг/с **Условие: $G_n \geq G_k$** $G_k = 46,5$ кг/с



Сравнительные знач. ($r_i = R_i / \sum R_{п,к}$) термических сопротивлений элементов теплопровода.

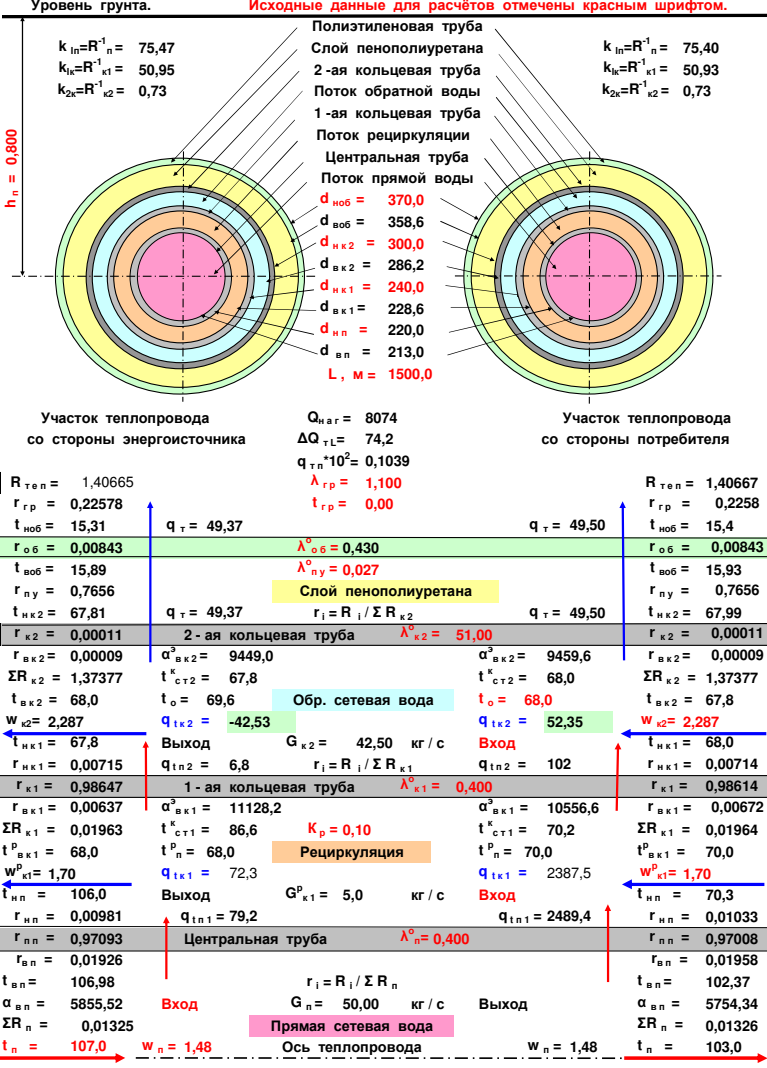


Гистогр.	1	2	3
Обозн.	$r_{вп}$	$r_{пн}$	$r_{вкп}$
От э/и	0,44257	0,00878	0,22326
От потр.	0,46787	0,00878	0,23893

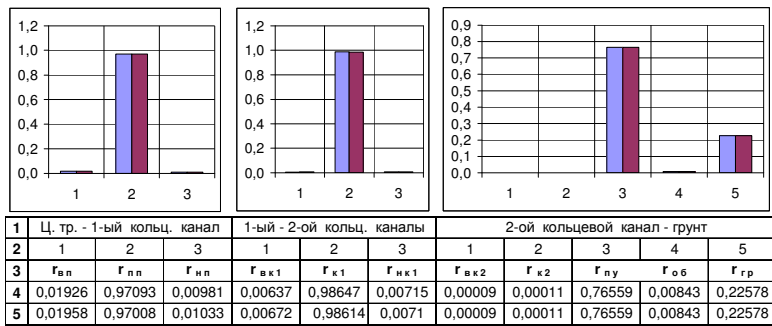
Гистогр.	1	2	3	4	5
Обозн.	$r_{вкк}$	$r_{пк}$	$r_{пу}$	$r_{об}$	$r_{гр}$
От э/и	0,00005	0,00007	0,84186	0,00878	0,14923
От потр.	0,00007	0,00007	0,84185	0,00878	0,14923

Рис. 7.13. Расчётная схема теплопровода с одним кольцевым каналом

2К/Теп Физическая модель теплопровода, положенная в основу расчётов.
 $G_n = 50,0$ кг/с $G_{k1} = 5,0$ кг/с $G_{k2} = 42,50$ кг/с Условие: $G_n \geq G_k$



Сравнит. знач. ($r_i = R_i / \Sigma R_{n,k1,k2}$) термических сопротивлений элементов теплопровода.
 $\Sigma R_n = 0,01325$ $\Sigma R_{к1} = 0,01963$ $\Sigma R_{к2} = 1,37377$
 $\Sigma R_n = 0,01326$ $\Sigma R_{к1} = 0,01964$ $\Sigma R_{к2} = 1,37377$



Сравнит. знач. ($r_i = R_i / R_{теп}$) термич. сопротивлений элементов теплопровода в целом.

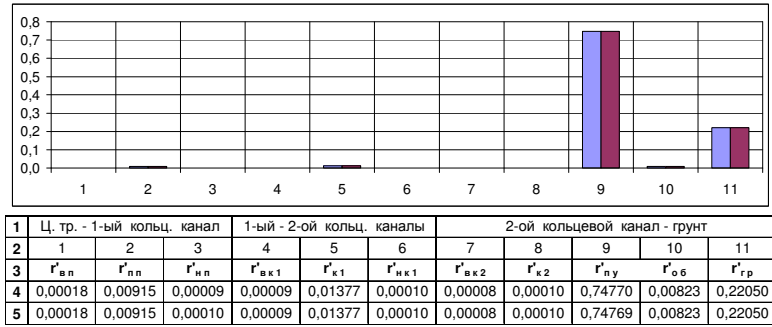


Рис. 7.14. Расчётная схема теплопровода с двумя кольцевыми каналами.

$t'_1 = t_{\text{п}}^{\text{ппот}}$ и $t'_2 = t_{\text{о}}^{\text{ппот}}$ их конечные значения $t''_1 = t''_{\text{п}} = (t_{\text{п}}^{\text{рк2}})^{\text{эн}} \neq t_{\text{п}}^{\text{пэн}}$ (в канале к1 со стороны энергоисточника) и $t''_2 = t''_{2\text{п}} = t_{\text{о}}^{\text{эн}}$ (в канале к2 также со стороны энергоисточника) должны вычисляться по формулам (7.115), (7.116) при коэффициенте теплопередачи между потоками $G_{\text{п}}^{\text{п}}$ и $G_{\text{о}}$, равном $k_1 = k_{\text{к1к2}}$. Очевидно, что упомянутая «двойственность» определения расчётных значений температур $t''_1 = t''_{\text{п}} = (t_{\text{п}}^{\text{рк2}})^{\text{эн}} \neq (t_{\text{п}}^{\text{пц}})^{\text{эн}} = t''_{2\text{з}} \neq t_{\text{п}}^{\text{пэн}}$ в выходном сечении канала к1 сказывается также и на неоднозначности расчётных температур $t_{\text{о}}^{\text{эн}}$ в выходном сечении канала к2. Согласно формуле (7.116), расчетное значение $t_{\text{о}}^{\text{эн}} = t''_{2\text{п}} = f(t''_{\text{п}})$ всецело зависит от принимаемой в ней величины $t''_{\text{п}}$: либо $t''_{\text{п}} = (t_{\text{п}}^{\text{рк2}})^{\text{эн}} \neq t_{\text{п}}^{\text{пэн}}$, либо $t''_{\text{п}} = t''_{2\text{з}} = (t_{\text{п}}^{\text{пц}})^{\text{эн}} \neq t_{\text{п}}^{\text{пэн}}$ и т. д. Исключить такую неопределенность (двойственность) в решении поставленной задачи можно двумя путями:

- либо в порядке альтернативы разработать новый метод расчета не двух, как это нам известно, а трех смежных теплообменивающих потоков, что представляет собой самостоятельный раздел исследования;

- либо «приспособить» уже зарекомендовавший себя метод расчета двух смежных потоков к трем, как этого требует исследуемая модель теплопровода, и попытаться определить зависимость $t''_{\text{п}} = t_{\text{п}}^{\text{пэн}} = f[(t_{\text{п}}^{\text{пц}})^{\text{эн}}, (t_{\text{п}}^{\text{рк2}})^{\text{эн}}]$.

Основываясь на втором пути решения поставленной задачи, функцию $t_{\text{п}}^{\text{пэн}} = f[(t_{\text{п}}^{\text{пц}})^{\text{эн}}, (t_{\text{п}}^{\text{рк2}})^{\text{эн}}]$ определим как среднеинтегральную величину $t_{\text{п}}^{\text{пэн}}$ между значениями $(t_{\text{п}}^{\text{пц}})^{\text{эн}}$ и $(t_{\text{п}}^{\text{рк2}})^{\text{эн}}$ по кольцевому сечению канала к1, выразив это следующим образом:

$$t_{\text{п}}^{\text{пэн}} = F_{\text{к}}^{-1} 2\pi \int_{r_1}^{r_2} t_{\text{п}}^{\text{п}} r dr, \quad (7.117)$$

где $F_{\text{к}}$, $r_1 = 0,5d_1$ и $r_2 = 0,5d_2$ – сечение, внутренний и наружный радиусы кольцевого канала к1. Пренебрегая размерами пограничных слоев на стенках канала, профиль температур по его ширине представим в виде линейной зависимости: $t_{\text{п}}^{\text{п}} = ar + b$. Граничные условия: на границе $r_1 = 0,5d_1$ $t_{\text{п}}^{\text{п}} = (t_{\text{п}}^{\text{пц}})^{\text{эн}}$, а на границе $r_2 = 0,5d_2$ $t_{\text{п}}^{\text{п}} = (t_{\text{п}}^{\text{рк2}})^{\text{эн}}$. В результате соответствующего решения на основании (7.117) определяем:

$$t_{\text{п}}^{\text{пэн}} = (t_{\text{п}}^{\text{пц}})^{\text{эн}} + \left[(t_{\text{п}}^{\text{рк2}})^{\text{эн}} - (t_{\text{п}}^{\text{пц}})^{\text{эн}} \right] \frac{2d_2^2 - d_1(d_2 + d_1)}{3(d_2^2 - d_1^2)}. \quad (7.118)$$

Из анализа особенностей режима работы канала к1 и механизма теплообмена по сечению исследуемого теплопровода можно считать, что вариант исключения неоднозначности температуры потока $t_{\text{п}}^{\text{п}}$ путем вычисления ее по формуле (7.118), достаточно приемлем на данном этапе исследования. В соответствии с этим в формуле теплового баланса (7.116) неоднозначность

Решен	03Т-Ст1	Ст1-Ст2	1. Исх. данные для сопоставления прокладки из ПИ-тр с одиночными теплопроводами 1К/Теп и 2К/Теп с кольцевыми каналами.								СоМ	
П1К2К	ВыП	Табл12	1. Исх. данные для расчёта 2-х трубного теплопровода (ПИ-тр).								ВоМ	
Л 2П	Обозн.	L, м	G _п = G _о	G _п ≠ G _о	G _{п,о}	t _{п,о} ^{вх}	t _{п,о} ^{вых}	d _{1нп,1но}	δ _{1п,1о}	d _{2п,2но}	δ _{2п,2о}	
ПИ-тр	п	4000	G _п = G _о		52,1	90,3	89,7	273,0	5,0	400,0	5,0	
	о	ВыП	273,0 * 5,0 / 400,0 * 5,0		52,1	40,1	39,9	273,0	5,0	400,0	5,0	
Разм.			273,0 * 5,0 / 400,0 * 5,0		кг / с	°С	°С	мм	мм	мм	мм	
Обозн.	t _{гр} ^р , °С	t _{грп,грп}	t _{п,о} ^{ср}	δ _н	δ _в	C _к	h _{п,о}	λ ^о _{1п,1о}	λ ^о _{2п,2о}	λ ^о _{2п,2о}	λ ^о _{3п,3о}	
ПИ-тр	п	5,00	5,000	90,0	0,1	0,1	1,1	0,800	51,0000	0,0300	0,4300	1,1000
	о	5,00	5,000	40,0	Ввод. Решение			0,800	51,0000	0,0300	0,4300	1,1000
Разм.	°С	°С	°С	м	м	-	м	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	
Обозн.	λ _{грп,грп}	w _{п,о}	b _{1п,1о}	b _{12п,12о}	b _{2п,2о}	b _{3п,3о}	K ₁	K ₂	k _ш	β ^{мес}	ρ ^{вх}	
ПИ-тр	п	1,1000	1,00	0,00000	0,00000	0,00000	0,80	0,7218	0E+00	0,00	13,00	
	о	1,1000	-	0,00000	0,00000	0,00000	0,80	0,7218	0E+00	0,00	10,00	
Разм.	Вт/(м*К)	м/с	1/°С	1/°С	1/°С	1/°С	-	-	м	-	кгс/см ²	
G _п кг/с	G _п кг/с	G _п = G _о	G _п ≠ G _о	W _п ^{ср} = 1,33		Л 2К1		2. Исх. данные для расчёта теплопровода с кольц. каналом (1К / Теп).				
ВыП	46,5	G _п = G _о	G _п ≠ G _о	W _к ^{ср} = 2,12								
ΔQ _г = 0	Обозн.	ВыП	t _п , °С	112,0	t _о , °С	64,2	L, м	d _{нк} ^о δ	d _{нк1} ^о δ	d _{ноб} ^о δ	t _п ^о	t _о ^о
1	Эн-ист.	Ввод	Типоразмеры труб теплопровода				5000	273,0	457,2	630,0	110,0	-
	Потреб.	Реше	230,0 * 7,3 / 300,0 * 6,9 / 400,0 * 9,3					5,0	6,3	6,7	-	40,0
ΔQ _г ≠ 0	Разм.	ние	мм*мм / мм*мм / мм*мм				М	мм	мм	мм	°С	°С
Обозн.	t _{гр} ^р	t _{гр}	h _п	λ ^о _п	λ ^о _к	λ ^о _{пу}	λ ^о _{об}	λ _{гр}	G _{п,к}	b _п	b _к	
1К / Теп	Эн-ист.	5,0	5,000	0,800	0,430	0,430	0,0300	0,4300	1,1000	76,9	0,0000	0,0000
	Потреб.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Разм.	°С	°С	м	м	1/°С	1/°С	1/°С	1/°С	кг / с	1/°С	1/°С	
Обозн.	b _{пу}	b _{об}	K ₁	K ₂	k _{вп}	k _{нп}	k _{вк}	β ^{мес}	β ^{мес}	ρ ^{вх,вых}	ρ ^{вх,вых}	
1К / Теп	Эн-ист.	0,0000	0,0000	0,8	0,7392	0E+00	0E+00	0E+00	0,00	0,00	13,00	-
	Потреб.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	12,00
Разм.	1/°С	1/°С	-	-	м	м	м	-	-	кгс/см ²	кгс/см ²	
3. Исх. данные для расчёта теплопровода с 2-мя кольц. каналами (2К / Теп):												
G _п кг/с	G _п кг/с	Задано G _п	1 > K _р = 0,05	(w _{к1} ^{ср}) ^{ср} = 1,70	1-ый кольц. канал - рецирк. поток.							
ВыП	50,0	Задано w _п ^{вх}	1 > K _{отб} = 0,00	w _{к2} ^{ср} = 2,29	2-ой кольц. канал - обр. сет. вода.							
ΔQ _г = 0	Обозн.	ВыП	t _п , °С	107,0	t _о , °С	68,0	L	d _{нк} ^о δ	d _{нк1} ^о δ	d _{нк2} ^о δ	d _{ноб} ^о δ	
1	Эн-ист.	Ввод	Типоразмеры труб теплопровода				5000	273,0	323,9	457,2	630,0	
	Потреб.	Реше	220,0 * 3,5 / 240,0 * 5,7 / 300,0 * 6,9 / 370,0 * 5,7					5,0	5,6	6,3	6,0	
ΔQ _г ≠ 0	Разм.	ние	мм*мм / мм*мм / мм*мм / мм*мм				М	мм	мм	мм	мм	
Обозн.	t _п ^{вх}	t _о ^{вх}	t _п ^{ср}	t _{гр} ^р	t _{гр}	h _п	λ ^о _п	λ ^о _{к1}	λ ^о _{к2}	λ ^о _{пу}	λ ^о _{об}	
2К / Теп	Эн-ист.	90,0	-	86,83	5,0	5,0	0,800	0,430	0,430	51,000	0,0300	0,4300
	Потреб.	-	40,0	40,00	-	-	-	-	-	-	-	-
Разм.	°С	°С	°С	°С	°С	м	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	
Обозн.	G _п	w _п	λ _{гр}	b _п	b _{к1}	b _{к2}	b _{пу}	b _{об}	K ₁	k _{вп}	k _{нп}	
2К / Теп	Эн-ист.	54,0	1,48	1,100	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,8	0E+00	0E+00	
	Потреб.	-	1,48	-	-	-	-	-	-	-	-	
Разм.	кг / с	м / с	Вт/(м*К)	1/°С	1/°С	1/°С	1/°С	1/°С	-	м	м	
Обозн.	k _{к1} ^в	k _{к1} ^н	k _{к2} ^в	β ^{мес}	β _{к1} ^{мес}	β _{к2} ^{мес}	k _{к1} ^{ср}	k _{к2} ^{ср}	ρ _п ^{лин}	ρ _{к1} ^{лин}	ρ _{к2} ^{лин}	
2К / Теп	Эн-ист.	0E+00	0E+00	0E+00	0,00	0,00	0,00	0,0000	0,0000	13,00	-	-
	Потреб.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	12,00	11,00
Разм.	м	м	м	-	-	-	-	-	-	кгс/см ²	кгс/см ²	кгс/см ²
Исследовать	Показатели режимов работы сопоставляемых теплопроводов											
Планир. нагрузки	Удалить табл. " ПИ-тр "											
К / Теп	10787	Удалить табл. " 1К / Теп "			Удалить табл. " 2К / Теп "							
Обозн.	Разм.	Тип Т / П	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
вып / нет	ПИ-тр	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП
вып / нет	1К / Теп	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП
вып / нет	2К / Теп	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП	ВыП
Q _{потр}	кВт	ПИ-тр	10811	10811	10811	10787	10787	10787	12740	12740	12740	10787
		1К / Теп	1874	1858	1841	1825	1808	1792	1775	1758	1742	1725
		2К / Теп	10787	10787	10787	10410	10410	12740	12740	12308	10787	10410
Q _{эи}	кВт	ПИ-тр	11010	11010	11010	11035	11035	11035	13051	13051	13051	11035
		1К / Теп	1895	1879	1862	1846	1829	1812	1796	1779	1762	1746
		2К / Теп	10881	10881	10881	10505	10505	12862	12862	12430	10881	10505
ΔQ _{тл}	кВт	ПИ-тр	198,9	198,9	198,9	248,6	248,6	248,6	310,8	310,8	310,8	248,6
		1К / Теп	20,8	20,8	20,7	20,7	20,6	20,6	20,5	20,5	20,4	20,4
		2К / Теп	94,8	94,8	94,8	94,8	94,8	121,9	121,8	121,8	94,8	94,8
q _{пк} * 10 ²	%	ПИ-тр	1,81	1,81	1,81	2,25	2,25	2,25	2,38	2,38	2,38	2,25
		1К / Теп	1,10	1,10	1,11	1,12	1,13	1,14	1,14	1,15	1,16	1,17
		2К / Теп	0,87	0,87	0,87	0,90	0,90	0,95	0,95	0,98	0,87	0,90

Рис. 7.15а. Фрагмент из файла «2Т5К».

ПИ - тр												
Анализ теплопотерь в произвольном сечении двухтрубной бесканальной прокладки ПИ - труб												
			Вып		X, X X		Исх. дан/Рез.рас.		X, X X		Сох. Модель	Вост. Модель
От $t_{п.о}^{cp} = 110,0$	110,0	105,6	101,1	96,7	92,2	87,8	83,3	78,9	74,4	70,0		
От $t_{о.о}^{cp} = 60,0$	60,0	57,8	55,6	53,3	51,1	48,9	46,7	44,4	42,2	40,0		
до $t_{п.о}^{cp} = 70,0$	ГРАФИК		РАСЧЁТ		СОХРАНИТЬ		СКОПИРОВАТЬ		УДАЛ. ИЗ НАК.		УДАЛ. ИЗ БУФ.	
до $t_{о.о}^{cp} = 40,0$	$t_{г.о}^{p} = 5,0$		$G_{п} = G_{о}$		$G_{п} = G_{о}$		Реж. работы		$G_{п} \neq G_{о}$			
Обозн.	d _{1вп,1во}	d _{1нп,1но}	δ _{1п,1о}	d _{2вп,2во}	d _{2нп,2но}	δ _{2п,2о}	δ ₁₂	t _{п.о} ^{cp}	δ _н	δ _в	C _к	
П	263,0	273,0	5,0	390,0	400,0	5,0	58,5	90,000	0,1	0,1	1,1	
О	263,0	273,0	5,0	390,0	400,0	5,0	58,5	40,000				
Разм.	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	°С	М	М	-	
Обозн.	t _{г.рп,г.ро}	λ _{1п,1о} ^o	λ _{12п,12о} ^o	λ _{2п,2о} ^o	λ _{3п,3о} ^o	λ _{г.рп,г.ро}	w _{п.о} ^{cp}	t' _{1вп,1во}	δ _{р12,34}	Корр.	t ^{коп}	
П	5,000	51,0000	0,0300	0,4300	1,1000	1,1000	1,00	90,0	-1E-10	0,9999	90,0	
О	5,000	51,0000	0,0300	0,4300	1,1000	1,1000	0,97	40,0	-8E-10	0,9999	40,0	
Разм.	°С	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	м/с	°С	%	-	°С	
Обозн.	h _{п.о}	b _{1п,1о}	b _{12п,12о}	b _{2п,2о}	b _{3п,3о}	d _{3п,3о}	В	ρ _{п.о}	G _{п.о}	t _{1вп,1во}	t _{1нп,1но}	
П	0,800	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,649	0,550	959,4	52,1	89,99	89,98	
О	0,800	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,649	0,550	987,4	52,1	39,99	39,99	
Разм.	м	1/°С	1/°С	1/°С	1/°С	м	м	кг/м ³	кг/с	°С	°С	
Обозн.	t _{2вп,2во}	t _{2нп,2но}	t _{3п,3о}	α _{1вп,1во}	R _{вп,во}	R _{1п,1о}	R _{12п,12о}	R _{2п,2о}	R _{3п,3о}	R _{г.р}	R _в	
П	23,34	23,01	20,55	3847,9	0,00031	0,00012	1,89222	0,00937	0,07001	0,22451	0,216903	
О	12,55	12,42	11,40	2794,8	0,00043	0,00012	1,89222	0,00937	0,07001	0,22451	0,216903	
Разм.	°С	°С	°С	Вт/(м ² *К)	м*К/Вт	м*К/Вт	м*К/Вт	м*К/Вт	м*К/Вт	м*К/Вт	м*К/Вт	
Обозн.	R _{п.о}	q _{1п,1о}	q _{1нп,1но} ^h	q _{1нп,1но} ^h *K ₁	q _{1нп,1но} ^h *K ₁ *K ₂	K ₁	K ₂	q _{1п.о}	q _{1нп.о} ^h	q _{1нп.о} ^h *K ₁	q _{1нп.о} ^h *K ₁ *K ₂	
П	2,41344	35,22	99,35	79,48	57,37	0,80	0,7218	49,72	138,7	111,0	80,1	
О	2,41355	14,50	39,35	31,48	22,73	0,80	0,7218	49,72	138,7	111,0	80,1	
Разм.	м*К/Вт	Вт/м	Вт/м	Вт/м	Вт/м	-	-	Вт/м	Вт/м	Вт/м	Вт/м	
Обозн.	R _{зип,зю}	λ _{зип,зю}	k _{1зп,1зю}	λ _{1п,1о} ^{cp}	λ _{12п,12о} ^{cp}	λ _{2п,2о} ^{cp}	λ _{3п,3о} ^{cp}	r _{вп,во}	r _{1п,1о}	r _{12п,12о}	r _{2п,2о}	
П	2,18861	0,065677	0,4143	51,000	0,03000	0,43000	1,10000	0,00013	0,00005	0,78404	0,00388	
О	2,18861	0,065677	0,4143	51,000	0,03000	0,43000	1,10000	0,00018	0,00005	0,78400	0,00388	
Разм.	м*К/Вт	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	-	-	-	-	
Обозн.	r _{3п,3о}	r _{г.р}	r _в	Pr _ж (t _{п.о} ^{cp})	Pr _с (t _{1вп,1во})	λ(t _{п.о} ^{cp})	μ(t _{п.о} ^{cp})	v(t _{п.о} ^{cp})	Re _ж (t _{п.о} ^{cp})	Nu _ж (t _{п.о} ^{cp})	A, Б	
П	0,02901	0,09302	0,08987	1,928	1,929	0,582	3,1E-05	3,2E-07	8,2E+05	1,7E+03	2,0	
О	0,02901	0,09302	0,089869	4,305	4,305	0,544	6,6E-05	6,6E-07	3,9E+05	1,4E+03	-10,0	
Разм.	-	-	-	-	-	ккал/(м*ч*К)	кгс*сек/м ²	м ² /с	-	-	°С	
Гидравлическое сопротивление каналов теплопровода. 1 кгс/см ² = 9,81*10 ⁴ Па=98,1 кПа.												
Обозн.	L	k _ш	β _{мес}	P _{вх}	P _{вых}	t _{п.о} ^{вх}	t _{п.о} ^{вых}	Q _{эи}	Q _{потр}	ΔQ _{тл}	q _{сп.к} *10 ²	
П	4000	0E+00	0,00	13,00	12,25	90,3	89,7	11010	10811	199	1,81	
О		0E+00	0,00	10,00	9,12	40,1	39,9					
Разм.	м	м	м	кгс/см ²	кгс/см ²	°С	°С	кВт	кВт	кВт	%	
Обозн.	λ _{тр}	ΔP _{лин}	ΔP _{мес}	ΔP _{л+м}	ΣΔP _{лин}	ΣΔP _{мес}	ΣΔP _{л+м}	G _{п.о}	w _{п.о}	t _{п.о} ^{cp}	T _{время}	
П	0,0105	0,753	0,000	0,753	1,63	0,000	1,63	187,63	1,00	90,000	1,111	
О	0,0127	0,882	0,000	0,882	1,63	0,000	1,63	187,63	0,97	40,000	1,143	
Разм.	-	кгс/см ²	кгс/см ²	кгс/см ²	кгс/см ²	кгс/см ²	кгс/см ²	т/ч	м/с	°С	ч	

Рис. 7.156. Фрагмент из файла «2Т5К».

расчетной температуры обратной сетевой воды $t_o^{ЭН} = t_{2п}'' = f(t_{1п}'')$ также исключается путем использования той же формулы (7.118).

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ.

1. Актуальность разработанной методики расчёта режимов работы теплообменников типа «труба в трубе», адекватных модели теплообмена по ВАР-1 и используемых в ряде ЦТП для горячего водоснабжения, очевидна. На её основании (по ВАР-1) разработан комплекс программных средств (файл 2Т5К и др.), позволяющих выполнять ряд расчётов при исследовании и разработке конструкций теплопроводов с одним и с двумя кольцевыми каналами. Одновременно в порядке сопоставления рассматривается режим работы теплопровода, выполненного в виде бесканальной прокладки из ПИ-труб.

2. Разработан метод расчёта конечных температур с учётом теплопотерь в окружающую среду на участке теплообменника, выполненного по

2К/Теп

Исследование режимов работы одиночного теплопровода типа "труба в трубе" с рециркуляционными потоками прямой и обратной сетевой воды на участке прокладки длиной L.

Calculation table for a single-pipe heat exchanger system. The table includes sections for input conditions (Условия), flow characteristics (Расм.), and various parameters like temperature, pressure, flow rates, and heat transfer coefficients. It is organized into columns and rows for different stages and parameters.

Рис. 7.15в. Фрагмент из файла «2Т5К».

Исследование теплопровода типа "труба в трубе"

1K /Теп	Исследование теплопровода типа "труба в трубе"										
Q _{потр} =	ПИ-тр 10811	К /Тепл 1874	10787 кВт	НЕТ	Регулиров. G _н		8E+01		Регим → G _п = G _к G _п ≠ G _к		
t _{г.р} °C =	5,0	L, м =	500	L	ΔQ _г = 0	ΔQ _г ≠ 0	0,0	0,00	0,000	0,0000	0,00000
От П ₁ =	108,00	108,00	108,44	108,89	109,33	109,78	110,22	110,67	111,11	111,56	112,00
До П ₁ =	112,00	Решение задачи		ВЫП	СОХРАНИТЬ		СКОПИРОВАТЬ		УДАЛ. ИЗ НАК.		УДАЛ. ИЗ БУФ.
	1	1	2	MIN ΣΔP _{кп} ^{лин}	4	MIN ΣΔP _{кп} ^{сум}	6	G _п ≠ G _к			
Обозн.	t _п	d _{вп}	d _{нп}	δ _{нп}	d _{вк}	d _{нк}	δ _{нк}	d _{воб}	d _{ноб}	δ _{ноб}	δ _{пу}
Эн-ист.	112,0	215,4	230,0	7,3	286,2	300,0	6,9	381,5	400,0	9,3	40,7
Потреб.	73,81										
Разм.	°C	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм
П ₁ →	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Обозн.	t _о	t _{г.р}	λ _п	λ _к	λ _{пу}	λ _{об}	λ _{г.р}	b _п	b _к	b _{пу}	b _{об}
Эн-ист.	102,27	0,000	51,000	51,000	0,0227	0,4300	1,1000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Потреб.	64,2										
Разм.	°C	°C	Вт/(м²К)	Вт/(м²К)	Вт/(м²К)	Вт/(м²К)	Вт/(м²К)	1/°C	1/°C	1/°C	1/°C
П ₁ →	19	20	21	СОХРАНИТЬ МОДЕЛЬ			ВОССТАНОВИТЬ МОДЕЛЬ				
Обозн.	h _п	G _п	G _к	δ _р	t _п	t _{вп}	δ _р	δ _р	t _о	t _{вк}	δ _р
Эн-ист.	0,800	46,5	46,5	-	112,0	107,69	1,Е-09	6Е-08	102,27	102,262	-3,Е-11
Потреб.				2,Е-10	73,81	69,31	3,Е-13	-	64,2	64,18	0,Е+00
Разм.	м	кг / с	кг / с	%	°C	°C	%	%	°C	°C	%
Обозн.	ρ _п	ρ _к	W _п	W _к	t _{нп}	t _{ст}	t _{вк}	t _{нк}	t _{ноб}	t _{ноб}	t _{ноб}
Эн-ист.	943,4	950,7	1,35	2,15	107,69	104	103,2	102,26	102,25	16,16	15,26
Потреб.	969,8	975,4	1,32	2,09	69,31	66,5	65,2	64,18	64,18	10	10
Разм.	кг/м³	кг/м³	м / с	м / с	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
Обозн.	q _{тп}	q _{тк}	q _т	ΔQ _{тл}	q _т	q _т *K ₁	q _т *K ₁ *K ₂	q ^{ср} _т	q ^{ср} _{тср}	q ^{ср} _{тср} *K ₁	q ^{ср} _{тср} *K ₁ *K ₂
Эн-ист.	15932	15932	51,12	21	109,19	87,35	64,57	41,60	95,0	76,0	56,2
Потреб.	13826	13826	32,08		80,76	64,60	47,76				
Разм.	Вт / м	Вт / м	Вт / м	кВт	Вт / м	Вт / м	Вт / м	Вт / м	Вт / м	Вт / м	Вт / м
Обозн.	K ₁	α _{вп}	α _{вк}	R _{вп}	R _{пп}	R _{вкп}	R _{вкк}	R _{пк}	R _{пу}	R _{об}	R _{г.р}
Эн-ист.	0,800	5465,5	10148,4	0,00027	0,00020	0,00014	0,00011	0,00015	1,68427	0,01757	0,30
Потреб.		4536,1	8320,3	0,00033	0,00020	0,00017	0,00013	0,00015	1,68427	0,01757	
Разм.	-	Вт/(м²*К)	Вт/(м²*К)	м²К / Вт	м²К / Вт	м²К / Вт	м²К / Вт	м²К / Вт	м²К / Вт	м²К / Вт	м²К / Вт
Обозн.	K ₂	ΣR _п	ΣR _к	Q _{сп}	Q _{ск}	ΔQ _{спл}	ΔQ _{скл}	q ^{ср} _{тпл}	q ^{ср} _{ткл}	δ _{пл}	δ _{кл}
Эн-ист.	0,7392	0,00061	2,0006	21812	19916	7437	7395	14879	14879	0,00582	0,07616
Потреб.		0,00070	2,0007	14375	12500						
Разм.	-	м²К / Вт	м²К / Вт	кВт	кВт	кВт	кВт	Вт / м	Вт / м	°C/м	°C/м
Обозн.	Δq _{пл} *10 ²	Δq _{кл} *10 ²	Q _{эи}	ΔQ _{тл}	Q ^{пол} _{эи}	η _{теп}	q _{спк} *10 ²	T _{сп}	T _{ск}	T _{сп}	T _{ск}
Эн-ист.	34,1	37,1	1895,3	20,80	1874,5	98,90	1,097	374,8	0,10	235,8	0,07
Потреб.			1874,5								
Разм.	%	%	кВт	кВт	кВт	%	%	сек	час	сек	час
Обозн.	d _{эк}	k _{лн} =R ⁻¹ _п	k _{лк} =R ⁻¹ _к	λ ^{ср} _п	λ ^{ср} _к	λ ^{ср} _{пу}	λ ^{ср} _{об}	r _{вп}	r _{пп}	r _{вкп}	r _{вкк}
Эн-ист.	0,056	1637,1	0,49984	51,000	51,000	0,023	0,430	0,44257	0,33418	0,22326	0,00005
Потреб.		1436,4	0,49983	51,000	51,000	0,023	0,430	0,46787	0,29321	0,23893	0,00007
Разм.	м	Вт/(м²К)	Вт/(м²К)	Вт/(м²К)	Вт/(м²К)	Вт/(м²К)	Вт/(м²К)	-	-	-	-
Обозн.	r _{пк}	r _{пу}	r _{об}	r _{г.р}	d _{вк} /d _{вп}	S _к /S _п	Δt' _{зэи}	Δt' _{зпот}	Δt _б	Δt _м	Δt _{лог}
Эн-ист.	0,00007	0,84186	0,00878	0,14923	1,33	0,62	9,73	9,63	9,7	9,6	9,7
Потреб.	0,00007	0,84185	0,00878	0,14923							
Разм.	-	-	-	-	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
Обозн.	Δt _{лог}	Δt _{арифм}	Δt _з	Δt _з	λ _п (t _п)	λ _п (t _о)	μ _п (t _п)	μ _п (t _о)	v _п (t _п)	v _п (t _о)	Re _ж (t _п)
Эн-ист.	9,68	9,68	9,68	9,68	0,590	0,587	3E-05	3E-05	3E-07	3E-07	1E+06
Потреб.					0,573	0,566	4E-05	4E-05	4E-07	4E-07	7E+05
Разм.	°C	°C	°C	°C	кк/(м²*К)	кк/(м²*К)	кгс*сек/м²	кгс*сек/м²	м²/с	м²/с	-
Обозн.	Re _ж (t _о)	Nu _ж (t _п)	Nu _ж (t _о)	Pr _ж (t _п)	Pr _ж (t _о)	Pr _с (t _{вп})	Pr _с (t _{ср})	P1п	P2п	P1к	P2к
Эн-ист.	4E+05	2E+03	9,7E+02	1,543	1,689	1,604	1,7	107,693	107,693	102,262	102,262
Потреб.	3E+05	2E+03	8,3E+02	2,394	2,778	2,562	2,733	69,310	69,310	64,183	64,183
Разм.	-	-	-	-	-	-	-	°C	°C	°C	°C
Обозн.	Z	m _з	R _з	η _з	W ₁	W ₂	t' ₁ , t' ₁	ΔQ _т	k ^{ср} _{лн}	E _з	t'' ₂ , t'' ₂
Эн-ист.	0,79780	0,000000	0,00000	3,92387	194748	194748	112,0	20800	1536,8	1,0000	102,27
Потреб.							73,81				64,2
Разм.	-	°C / Вт	-	-	Вт / °C	Вт / °C	°C	Вт	Вт/(м²К)	-	°C

Гидравлическое сопротивление каналов теплопровода. 1 кгс/см² = 9,81*10⁴ Па=98,1 кПа.

Обозн.	k _{вп}	k _{нп}	k _{вк}	β _{мес}	β _{мес}	P _п ^{лин}	P _к ^{лин}	λ _{т.р.п}	k _к ^{ср}	λ _{т.р.к}	ΔP _п ^{мес}
Эн-ист.	0E+00	0E+00	0E+00	0,00	0,00	13,00	9,44	0,0102	0	0,0131	0,000
Потреб.						12,79	12,00				
Разм.	м	м	м	-	-	кгс/см ²	кгс/см ²	-	м	-	кгс/см ²
Обозн.	ΔP _к ^{мес}	ΔP _п ^{лин}	ΔP _{зп}	ΔP _к ^{лин}	ΔP _{зк}	ΣΔP _{кп} ^{лин}	ΣΔP _{кп} ^{сум}	W _п	W _к	G _п	G _к
Эн-ист.	0,000	0,206	0,206	2,563	2,563	2,77	2,77	1,35	2,15	46,5	46,5
Потреб.								1,32	2,09		
Разм.	кгс/см ²	кгс/см ²	кгс/см ²	кгс/см ²	кгс/см ²	кгс/см ²	кгс/см ²	м / с	м / с	кг / с	кг / с

Рис. 7.15г. Фрагмент из файла «2Т5К».

принципу «труба в трубе» с одним и с двумя кольцевыми каналами. Данный метод расчёта положен в основу разработки и исследования режимов работы теплопроводов адекватной конструкции.

3. Значительный объём информации о свойствах и технико-экономических характеристиках исследуемого теплопроводов с кольцевыми каналами следует из результатов анализа режимов его работы на математической модели с помощью компьютерных расчётов, например по программному файлу 2Т5К.

4. Перспективность технического решения планируемых разработок подтверждается результатами исследования и расчётов, выполненных с помощью специально разработанного программного средства на компьютере

7.6. Теплотери, как фактор денежных затрат в процессе изготовления и эксплуатации теплопроводов.

Расчёт экономии удельных денежных затрат [$\Delta Z_{уд}$, руб/(м*ч)] в сравнении с нормой на составляющую теплоэнергии при её транспорте по теплопроводу или по сетям в целом можно определить так:

$$\Delta Z_{уд} = (q_T^H - q_T) \Pi_q, \quad (7.119)$$

где q_T^H и q_T – нормативное и отчётное значение удельных теплотерь в сети, Вт/м; Π_q – рыночная стоимость теряемой теплоэнергии, руб/(Втч).

В условиях производства величина удельных теплотерь q_T в сетях является результатом суммарного воздействия на неё двух основных факторов: абсолютных теплотерь через изоляцию ($Q_{из}$) и потерь с утечками сетевой воды ($Q_{ут}$). Принимая во внимание виртуальную протяжённость [63] теплосети L , имеем: $q_1 = Q_{из} / L$, $q_{ут} = Q_{ут} / L$ и $q_T = q_1 + q_{ут}$.

Величину теплотерь с утечками вычисляем на основании расходов подпиточной сетевой воды:

$$Q_{ут} = c G_{ут} [0,5(t_n - t_o) - t_{доб}] \quad (7.120)$$

Введя понятие «относительной плотности» теплосети в виде коэффициента $\beta_{ут} = q_{ут} / (q_{ут} + q_1)^{-1}$, отчётное значение удельных теплотерь q_T выразим в зависимости от потерь через изоляцию, т. е. $q_T = q_1 (1 - \beta_{ут})^{-1}$. Тогда расчётная формула (7.119) принимает вид, позволяющий оценить Суммарную (отчётную) величину теплотерь с одновременным представлением о состоянии плотности теплосети:

$$\Delta Z_{уд} = [q_T^H - q_1 (1 - \beta_{ут})^{-1}] \Pi_q, \quad (7.121)$$

Из формулы (7.121) следует, что экономия денежных затрат $\Delta Z_{уд}$ во многом зависит от количества теряемой теплоты q_1 через теплоизоляцию теплопровода и установленной нормы теплотерь q_T^H . На пути нормальной тенденции к снижению этих теплотерь стоят противодействующие факторы и прежде всего это стоимость (капзатраты) материалов и работ по созда-

Сохран. С 1	Восст С 1	ОПТ Вар.1	Анализ теплотерь и показателей дисконтирования теплопровода, размещённого на открытом воздухе по сравнению с нормативом и вариантом прокладки голый трубы.									
Сохран. С 2	Восст С 2	Расч. Вар.1	Корректировка									
Сохран. С 3	Восст С 3	Расч. Вар.2	0,999999000 Вар.1 → ВЫП									
0,000	0,0000	0,00000	0,999999999 Вар.2 → ВЫП									
0,000	0,0000	0,00000	0,999000000 Гол. тр. → ВЫП									
A ₁ , A ₂ - измен. аргументов d _{2н} или λ ^o ₂ , по Вар.1 и Вар.2												
От A ₁ =	0,2200	0,2200	0,2400	0,2600	0,2800	0,3000	0,3200	0,3400	0,3600	0,3800	0,4000	
до A ₁ =	0,4000	(1.Сохранить)		1.Граф. d _{2н}		1.Граф. λ ^o ₂		1.Удал. нак.		(1.Удал. граф.)		
От A ₂ =	0,2000	0,2000	0,2111	0,2222	0,2333	0,2444	0,2556	0,2667	0,2778	0,2889	0,3000	
до A ₂ =	0,3000	(2.Сохранить)		2.Граф. d _{2н}		2.Граф. λ ^o ₂		2.Удал. нак.		(2.Удал. граф.)		
Обозн.	d _{2н}	λ ^o ₂	t _в	q _{лп}	q ^н _{лп}	q ^н _{лп} *K ₁	q ^н _{лп} *K ₁ *K ₂	(NPV) ^н	(NPV) ^г	ΔZ ^н _{год}	ΔZ ^г _{год}	
Вар. 1	0,202	0,4000	100,0	351,35	46,61	37,29	22,02	-59	-1,2	7871,6	-7369	
Вар. 2	0,200	0,3000	100,0	291,60	46,61	37,29	22,02	-53	4,9	6328,3	-8912	
Гол. тр.	-	-	100,0	636,62	64,20	51,36	-	-	-	14786	-	
Разм.	м	Вт/(м*К)	°С	Вт / м	Вт / м	Вт / м	Вт / м	тыс.р/м	тыс.р/м	р*м/год	р*м/год	
Обозн.	K ₁	K ₂	W _{воз}	d _{1в}	d _{1н}	Δd _{2н/2}	Δd _{3н}	d _{3н}	w ₁	ΔZ ^н _ч	ΔZ ^г _ч	
Вар. 1	0,800	0,591	0,500	0,120	0,130	35,9	0,8	0,2033	0,79	13,1	-12,3	
Вар. 2	0,800	0,591	0,500	0,120	0,130	70,4	0,8	0,2020	0,79	10,5	-14,9	
Гол. тр.	0,800	-	0,500	0,203	0,219	-	-	-	0,28	24,6	-	
Разм.	-	-	м / с	м	м	мм	мм	м	м/с	р*м / ч	р*м / ч	
Обозн.	t _{ок}	G ₁		λ ^o ₁	λ ^o ₃	b ₁	b ₂	b ₃	τ _и	Ц _q		
Вар. 1	5,0	8,50	30,6	50,0000	50,0000	0,0000	0,0000	0,0000	600	50000	43,05	
Вар. 2	5,0	8,50	30,6	50,0000	50,0000	0,0000	0,0000	0,0000	600	50000	43,05	
Гол. тр.	5,0	8,50	30,6	50,0000	-	0,0005	-	-	600	50000	43,05	
Разм.	°С	кг / с	т / ч	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	1/°С	1/°С	1/°С	ч / год	Р/Гкал	Р/(кВт*ч)	
Обозн.	Ц ₁	Ц ₂	Ц ₃	С ₁	С ₂	С ₃	С _м	ρ ₁	ρ ₂	ρ ₃	Т _{тп}	
Вар. 1	860,0	6450,0	2500,0	55,0	70,0	35,0	300,0	7853,0	80,0	4500,0	5	
Вар. 2	860,0	6450,0	2500,0	55,0	70,0	35,0	300,0	7853,0	80,0	4500,0	5	
Гол. тр.	860,0	-	-	55,0	-	-	300,0	7853,0	-	4500,0	-	
Разм.	Руб/кг	Руб/кг	Руб/кг	руб / м	руб / м	руб / м	руб / м	кг / м ³	кг / м ³	кг / м ³	лет	
Обозн.	г	Δq ^н _{лп}	Δq ^г _{лп}	K _{1з}	K _{2з}	K _{3з}	K _{уд}	T ^н _{ок}	T ^г _{ок}	T ^н _{ра}	T ^г _{ра}	
Вар. 1	0,100	304,7	-285,3	13,3	9,7	5,8	29,1	-3,7	3,9	-3,3	5,3	
Вар. 2	0,100	245,0	-345,0	13,3	9,5	5,7	28,8	-4,6	3,2	-3,9	4,1	
Гол. тр.	-	572,4	-	35,9	-	-	36,2	-	-	-	-	
Разм.	-	Вт / м	Вт / м	тыс.р/м	тыс.р/м	тыс.р/м	тыс.р/м	лет	лет	лет	лет	
Обозн.	t _{1в}	t _{1н}	t _{2н}	t _{3н}	Q _{сп}	α _{1в}	α _{ок}	k _{лз} =R ⁻¹ _{тп}	λ _{зи}	ρ _{1в}	λ ^{ср} ₁	
Вар. 1	99,8	99,7	38,2	38,2	3558,8	3871,6	16,5	3,698	0,4793	952,4	50,00	
Вар. 2	99,8	99,7	32,8	32,8	3558,8	3872,1	16,5	3,070	0,3606	952,4	50,00	
Гол. тр.	99,3	99,2	-	-	3558,8	1501,3	16,5	6,701	52,48	952,4	52,48	
Разм.	°С	°С	°С	°С	кВт	Вт/(м ² *К)	Вт/(м ² *К)	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	кг / м ³	Вт/(м*К)	

Рис. 7.16а. Фрагмент из файла «НТП1».

нию теплопровода новой конструкции. Следовательно оценку перспективности [108] альтернативного вида прокладки теплопровода необходимо выполнять с позиций чистой дисконтированной прибыли (NPV, руб/м), основанной на упомянутой экономии денежных средств за весь планируемый период (T_п, лет) его службы:

$$NPV = \sum_{i=1}^{T_p} [\Delta Z_{уд}^{из} \tau_{и} (1+r)^{-T_i}] - K_{уд}, \quad (7.122)$$

Сохран. С 1		Восст. С 1		ОПТ Вар.1		Анализ теплотерь и показателей дисконтирования								
Сохран. С 2		Восст. С 2		Расч. Вар.1		2 - х трубного теплопровода, размещённого в канале,								
Сохран. С 3		Восст. С 3		Расч. Вар.2		в сравнении с нормативом и вариантом прокладки								
0,000		0,0000		0,00000		Расч.Гол. тр		голой трубы.		0,999999		Вар.1	⇒	ВЫП
0,000		0,0000		0,00000		ОПТ Вар.2		Корректировка		1,000000		Вар.2	⇒	ВЫП
A ₁₋₁ , A ₂₋₁		- измен. аргументов d _{2н} или λ ₂		по Вар.1 и Вар.		0,999000		Гол. тр.		0,999000		Гол. тр.	⇒	ВЫП
Вар. 1	От A ₁₋₁	до A ₁₀₋₁	(1.Сохранить)		(1.Граф. d _{2н})		(1.Граф. λ ₂)		(1.Удал. нак.)		(1.Удал. граф.)			
П	0,3000	0,3300	0,3000	0,3033	0,3067	0,3100	0,3133	0,3167	0,3200	0,3233	0,3267	0,3300		
О	0,3000	0,3300	0,3000	0,3033	0,3067	0,3100	0,3133	0,3167	0,3200	0,3233	0,3267	0,3300		
Вар. 2	От A ₁₋₂	до A ₁₀₋₂	(2.Сохранить)		(2.Граф. d _{2н})		(2.Граф. λ ₂)		(2.Удал. нак.)		(2.Удал. граф.)			
П	0,2000	0,0200	0,2000	0,1800	0,1600	0,1400	0,1200	0,1000	0,0800	0,0600	0,0400	0,0200		
О	0,3000	0,2000	0,3000	0,2889	0,2778	0,2667	0,2556	0,2444	0,2333	0,2222	0,2111	0,2000		
Обозн.	d _{2н}	λ ₂	t _в	q _{лп,о}	q _г	q _г *K ₁	q _г *K ₁ *K ₂	(NPV) ^г	(NPV) ^г	ΔZ ^г _{год}	ΔZ ^г _{год}			
Вар. 1	П	0,200	0,0270	100,0	46,80	30,92	24,738	14,613	-20	9,8	410	-2855		
	О	0,200	0,0270	50,0										
Вар. 2	П	0,200	0,0270	100,0	46,80	30,92	24,738	14,613	-20	9,8	410	-2855		
	О	0,200	0,0270	50,0										
Гол.тр.	П	-	-	100,0	157,31	30,92	24,738	-	-	-	3264,7	-		
	О	-	-	50,0										
Разм.	м	Вт/(м*К)	°С	Вт/м	Вт/м	Вт/м	Вт/м	тыс.р/м	тыс.р/м	р*м/год	р*м/год			
Обозн.	K ₁	K ₂	d _{1в}	d _{1н}	d _{3н}	Δd _{2н/2}	Δd _{3н}	h _{п,о}	A _{нп,но}	B _{нп,но}	δ _{кп,ко}			
Вар. 1	П	0,8	0,5907	0,120	0,130	0,2016	35,0	0,800	1,800	0,700	0,900	0,060		
	О	0,8	0,5907	0,120	0,130	0,2016	35,0	0,800	1,800	0,700	0,900	0,060		
Вар. 2	П	0,8	0,5907	0,120	0,130	0,2016	35,0	0,800	1,800	0,700	0,900	0,060		
	О	0,8	0,5907	0,120	0,130	0,2016	35,0	0,800	1,800	0,700	0,900	0,060		
Гол.тр.	П	0,8	-	0,120	0,130	-	-	-	1,800	0,700	0,900	0,060		
	О	0,8	-	0,120	0,130	-	-	-	1,800	0,700	0,900	0,060		
Разм.	-	-	М	М	М	ММ	ММ	М	М	М	М	М		
Обозн.	G _{п,о}	t _{грп,грп}	λ ₁	λ ₃	λ _{оп,до}	λ _{грп,грп}	b ₁	b ₂	b ₃	b _{оп,до}				
Вар. 1	П	8,5	30,6	-10,0	50,0	50,00	1,1000	1,0000	0,0000	0,0000	0,000	0,0000		
	О	8,5	30,6	-10,0	50,0	50,00	1,1000	1,0000	0,0000	0,0000	0,000	0,0000		
Вар. 2	П	8,5	30,6	-10,0	50,0	50,00	1,1000	1,0000	0,0000	0,0000	0,000	0,0000		
	О	8,5	30,6	-10,0	50,0	50,00	1,1000	1,0000	0,0000	0,0000	0,000	0,0000		
Гол.тр.	П	8,5	30,6	-10,0	50,0	-	1,1000	1,0000	0,0000	-	-	0,0000		
	О	8,5	30,6	-10,0	50,0	-	1,1000	1,0000	0,0000	-	-	0,0000		
Разм.	кг/с	т/ч	°С	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	1/°С	1/°С	1/°С	1/°С			
Обозн.	T _н	Ц _г	Ц ₁	Ц ₂	Ц ₃	Ц _δ	С ₁	С ₂	С ₃	С _δ				
Вар. 1	П	600	50000	43,05	86,0	650,0	250,0	25	20,0	70,0	35,0	800		
	О	600	50000	43,05	86,0	650,0	250,0	25	20,0	70,0	35,0	800		
Вар. 2	П	600	50000	43,05	86,0	650,0	250,0	25	20,0	70,0	35,0	800		
	О	600	50000	43,05	86,0	650,0	250,0	25	20,0	70,0	35,0	800		
Гол.тр.	П	600	50000	43,05	86,0	-	-	25	20,0	-	-	800		
	О	600	50000	43,05	86,0	-	-	25	20,0	-	-	800		
Разм.	ч/год	Р/Гкал	Р/(кВт*ч)	Руб/кг	Руб/кг	Руб/кг	Руб/кг	Руб/м	Руб/м	Руб/м	Руб/м			
Обозн.	С _м	Р ₁	Р ₂	Р ₃	Р _δ	T _{тп}	г	q ₁	P _{1в}	W ₁	Δq ^г _{лп,о}			
Вар. 1	П	300,0	7853,0	80,0	4500,0	2000	25	0,100	30,51	952,4	0,79	15,9		
	О	300,0	7853,0	80,0	4500,0	2000	25	0,100	16,29	982,8	0,76	15,9		
Вар. 2	П	300,0	7853,0	80,0	4500,0	2000	25	0,100	30,51	952,4	0,79	15,9		
	О	300,0	7853,0	80,0	4500,0	2000	25	0,100	16,29	982,8	0,76	15,9		
Гол.тр.	П	300,0	7853,0	-	-	2000	-	-	104,33	952,4	0,79	126,4		
	О	300,0	7853,0	-	-	2000	-	-	52,99	982,8	0,76	126,4		
Разм.	руб/м	кг/м ³	кг/м ³	кг/м ³	кг/м ³	лет	-	Вт/м	кг/м ³	м/с	Вт/м			
Обозн.	Δq ^г _{лп}	ΔZ ^г _ч	ΔZ ^г _ч	K ^{п,о} _{1зат}	K ^{п,о} _{1зат}	K ^{п,о} _{2зат}	K ^{п,о} _{2зат}	K ^{п,о} _{3зат}	K ^{п,о} _{3зат}	K ^{п,о} _{зат}	K ^{п,о} _{зат}	K ^{п,о} _{уд}		
Вар. 1	П	-110,5	0,7	-4,758	1,3	2,7	1,1	2,2	0,6	1,2	9,7	16,1		
	О	-110,5	0,7	-4,758	1,3	2,7	1,1	2,2	0,6	1,2	9,7	16,1		
Вар. 2	П	-110,5	0,7	-4,758	1,3	2,7	1,1	2,2	0,6	1,2	9,7	16,1		
	О	-110,5	0,7	-4,758	1,3	2,7	1,1	2,2	0,6	1,2	9,7	16,1		
Гол.тр.	П	-	5,4	-	1,3	2,7	-	-	-	-	9,7	12,7		
	О	-	5,4	-	1,3	2,7	-	-	-	-	9,7	12,7		
Разм.	Вт/м	р*м/ч	р*м/ч	тыс.р/м	тыс.р/м	тыс.р/м	тыс.р/м	тыс.р/м	тыс.р/м	тыс.р/м	тыс.р/м	тыс.р/м		

Рис. 7.166. Фрагмент из файла «КТП2».

И7ф. Сравнительные значения теплотерь в произвольном сечении Разр. д.т.н. Байрашевский Б.А.
 одной трубы, размещённой в бескан. прокладке. Факторный анализ суммарных приведенных затрат [Z_{ч,год}, руб/(ч,год*м)] и оценок эффективности мероприятия [ΔZ^{эфг,н}_{ч,год}, руб/(ч,год*м)] методом оценки дисконтирования (NPV_{год}^{г,н}, руб/м) прибыли к приведенному году внедрения. Анализ основан на оценках относительных значений частных производных и частных дифференциалов от показателя Z_ч по всем аргументам А, т.е. путём организации вычислений комплексов: Z' = ∂Z_ч / ∂А, d_АZ_ч = (∂Z_ч / ∂А) dА, δZ_ч' *100 = 100* (∂Z_ч / ∂А) / Σ [(∂Z_ч / ∂А)²]^{0,5} и δd_АZ_ч' *100 = 100* d_АZ_ч / Σ [(d_АZ_ч)²]^{0,5}, характеризующих влияния аргументов (А) на формирование конечных значений функции Z_{ч,год}. Абсолютная величина отклонения аргумента от его фиксированной величины определяется путём ввода произвольного коэффициента К_ш: ΔА = К_ш*А.

1.Исходные данные и результаты расчёта.

Обозн.	d _{1в}	d _{1н}	d _{2н}	δ ₂	K ₁	t ^{ср} _п	t _{гп}	λ ^о _{1п}	λ ^о _{12п}	λ ^о _{2п}	λ ^о _{гп} =λ _{гп}
Разм.	мм	мм	мм	мм	-	°С	°С	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)
Вар. А	107,1	114,3	200,0	3,0	0,80	90,0	0,0	51,8500	0,02267	0,44000	1,2000
K ^о _ш	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Решен.	<input type="checkbox"/> 1	<input type="checkbox"/> 2	<input type="checkbox"/> 3	<input type="checkbox"/> 4	<input type="checkbox"/> 5	<input type="checkbox"/> 6	<input type="checkbox"/> 7	<input type="checkbox"/> 8	<input type="checkbox"/> 9	<input type="checkbox"/> 10	

Вар. А'	107,1	114,3	200,0	3,0	0,80	90,0	0,0	51,8500	0,02267	0,44000	1,2000
1.1.Значения частных производных и дифференциалов. Факторный анализ функции Z _ч .											
K _ш =K ^о _ш	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300	-	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300
∂Z _ч /∂А	0,0000	0,0076	-0,0040	0,0083	-	0,0055	0,0000	0,0000	19,4681	0,0023	0,0303
d _А Z _ч	0,0000	0,0260	-0,0238	0,0007	-	0,0148	0,0000	0,0000	0,0132	0,0000	0,0011
δZ _ч ' , %	0,000	0,029	-0,015	0,032	-	0,021	0,000	0,000	74,729	0,009	0,116
δd _А Z _ч ' , %	0,011	22,961	-21,013	0,658	-	13,035	0,000	0,001	11,673	0,027	0,963

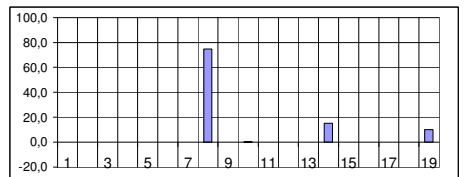
2.Исходные данные и результаты расчёта. Продолжение.

Обозн.	w _п	h _п	b _{1п}	b _{12п}	b _{2п}	l _п	ρ ₁	ρ ₁₂	ρ ₂	Ц ₁	Ц ₁₂
Разм.	м/с	м	1/°С	1/°С	1/°С	м	кг/м ³	кг/м ³	кг/м ³	руб/кг	руб/кг
Вар. А	1,00	1,000	0,00000	0,00000	0,00010	1,000	7800,0	85,0	940,0	500,0	3020,3
K ^о _ш	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Решен.	<input type="checkbox"/> 11	<input type="checkbox"/> 12	<input type="checkbox"/> 13	<input type="checkbox"/> 14	<input type="checkbox"/> 15						

Вар. А'	1,00	1,000	0,00000	0,00000	0,00010	1,000	7800,0	85,0	940,0	500,0	3020,3
---------	------	-------	---------	---------	---------	-------	--------	------	-------	-------	--------

2.1.Знач. частных произв. и дифф. функции Z_ч.

K _ш =K ^о _ш	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300
∂Z _ч /∂А	0,0001	-0,0124	0,0	3,9	0,0
d _А Z _ч	0,0000	-0,0004	0,0000	0,0003	0,0000
δZ _ч ' , %	0,000	-0,048	0,009	15,097	0,035
δd _А Z _ч ' , %	0,001	-0,327	0,000	0,302	0,000



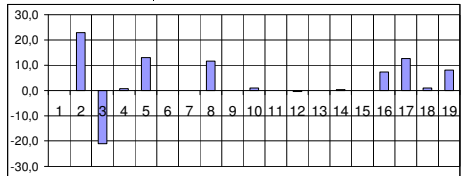
3.Исх. данные и результаты расчёта. Продолж.

Обозн.	Ц ₂	Ц _{пн}	Ц _г	С _{мп}	f _{от}	r	T _{пн}	t' _{1вп}	δ _p	Решение задачи
Разм.	руб/кг	руб/м	руб/Гкал	руб / м	1/год	-	лет	89,986	-2,Е+00	<input type="checkbox"/> Решен. <input checked="" type="checkbox"/> Вар. А
Вар. А	2840,4	20000	25000	2500	0,120	0,1000	30,0	89,986	-2,Е+00	<input type="checkbox"/> Решен. <input checked="" type="checkbox"/> Вар. А'
K ^о _ш	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0300	0,0000	0,0000	Σ [(∂Z _ч / ∂А) ²] ^{0,5}		26,051409
Решен.	<input type="checkbox"/> 16	<input type="checkbox"/> 17	<input type="checkbox"/> 18	<input type="checkbox"/> 19				Σ [(d _А Z _ч) ²] ^{0,5}		0,1134234214

Вар. А'	2840,4	20000	25000	2500	0,124	0,1000	30,0	Факт. анализ по частн. дифф.		
---------	--------	-------	-------	------	-------	--------	------	------------------------------	--	--

3.1.Знач. частных произв. и дифф. функции Z_ч.

K _ш =K ^о _ш	-	0,0300	0,0300	0,0300	0,0300
∂Z _ч /∂А	-	0,0000	0,0000	0,0000	2,5685
d _А Z _ч	-	0,0082	0,0144	0,0010	0,0092
δZ _ч ' , %	-	0,000	0,000	0,000	9,859
δd _А Z _ч ' , %	-	7,246	12,723	0,906	8,152



4.Результаты расчёта.

Обозн.	ρ _п	d _{2в}	t _{1вп}	t _{1нп}	t _{2вп}	t _{2нп}	α _{1вп}	R _{вп}	R _{1п}	R _{12п}	R _{2п}
Вар. А	959,4	194,0	89,99	89,98	6,98	6,73	4605,2	0,00065	0,00020	3,714	0,01101
Вар. А'	959,4	194,0	89,99	89,98	6,98	6,73	4605,2	0,00065	0,00020	3,714	0,01101
Разм.	кг/м ³	мм	°С	°С	°С	°С	Вт/(м ² *К)	м*К / Вт	м*К / Вт	м*К / Вт	м*К / Вт

5.Результаты расчёта. Продолжение.

Обозн.	R _{гп}	R _п	R _{зи}	λ _{зи}	k _{из} =R ⁻¹ _п	q _{1п}	Q _п	G _п	Q _{сп}	G ₁	G ₁₂
Вар. А	0,39699	4,12	3,73	0,0267	0,243	22,35	22,3	8,6	3257	9,77	1,64
Вар. А'	0,39699	4,12	3,73	0,02668	0,243	22,35	22,3	8,6	3257	9,77	1,64
Разм.	м*К / Вт	м*К / Вт	м*К / Вт	Вт/(м*К)	Вт/(м*К)	Вт / м	Вт	кг / с	кВт	кг/м	кг/м

6.Результаты расчёта. Продолжение.

Обозн.	G ₂	Ц' _{пн}	K _{пн}	q _{1п}	K ₁	q ^н _{1п}	q ^н _{1п} *K ₁	d _{2в} -d _{1н}	Δq ^н _{1п}	C _г	C _к
Вар. А	1,75	14794	22500	22,35	0,80	69,1	55,3	79,7	32,9	0,48	0,31
Вар. А'	1,75	14794	22500	22,35	0,80	69,1	55,3	79,7	32,9	0,48	0,32
Разм.	кг/м	руб/м	руб/м	Вт / м	-	Вт / м	Вт / м	мм	Вт / м	руб/(ч*м)	руб/(ч*м)

7.Результаты расчёта. Продолжение.

Обозн.	Z _ч	Z _{год}	ΔZ ^{эфг,н} _ч	ΔZ ^{эфг,н} _{год}	T ^н _п	NPV _{год} ^н	∂Z _ч
Вар. А	0,7893	6914	0,71	6208	3,624	36021	-
Вар. А'	0,7985	6995	0,71	6208	3,624	36021	0,0092
Разм.	руб/(ч*м)	руб/(год*м)	руб/(ч*м)	руб/(год*м)	лет	руб/м	руб/(ч*м)

Примеч.: с помощью коэфф. K^о_ш можно вводить корректировки [с знаком (+) или (-)] всех исх дан-ных в Вар. А. Итоговый резуль-тат - решение в строке по Вар. А'

Рис. 7.16в. Фрагмент из файла «И7ф».

где $\Delta Z_{уд}^{из}$ – экономия денежных затрат [руб/(м*ч)] за счёт повышения эффективности теплоизоляции в альтернативном варианте конструкции теплопровода, вычисляемая по формуле (7.121) при $\beta_{ут} = 0$; $\tau_{и}$ – число часов использования теплопровода в году, ч/год; $K_{уд}$ – единовременные удельные капзатраты на изготовление и прокладку теплопровода, руб/м; r – желаемая норма прибыльности (банковский процент увеличения денежного вклада) в долях от единицы; T_i – текущий год в диапазоне полного (планируемого) срока службы теплопровода от 1-го до последнего – $T_{п}$ лет. В целях упрощения формулы (7.122) положим, что комплекс $\Delta Z_{уд}^{из} \tau_{и}$ (т. е. экономия годовых денежных затрат – руб/(м год) в течение всего периода службы теплопровода ($T_{п}$, лет) постоянен. Тогда, вынося его за знак Σ и рассматривая оставшуюся сумму как геометрическую прогрессию со знаменателем $(1+r)^{-1}$, выражение (7.122) с учётом (7.121) при $\beta_{ут} = 0$ и соответственно при $q_{т}^H = q_1^H$ представим в развёрнутом виде:

$$NPV = (q_1^H - q_1) \zeta_q \tau_{и} r^{-1} [1 - (1+r)^{-T_{п}}] - K_{уд}, \quad (7.123)$$

где q_1^H – нормативная плотность теплопотерь, регламентируемая СНиП по отношению к теплопроводу, подлежащему замене новой конструкцией.

Срок окупаемости ($T_{ок}$, лет) затрат на реализацию нового теплопровода выразим так:

$$T_{ок} = K_{уд} [(q_1^H - q_1) \zeta_q \tau_{и}]^{-1}. \quad (7.124)$$

Расчётные формулы (7.123) и (7.124) позволяют определять степень перспективности альтернативной конструкции исследуемого теплопровода и выполнять соответствующий анализ при введении ряда условий. Например, приравняв показатель $NPV = 0$, на основании (7.123) и (7.124) устанавливаем взаимосвязь между значениями $T_{ок}$, $T_{п}$ и r в таком виде:

$$T_{п} = -\ln(1 - r T_{ок}) \ln^{-1}(1+r) = T_{п}^0. \quad (7.125)$$

При любых двух заданных значениях аргументов $T_{ок}$, $T_{п}$ и r в уравнении (7.125), отвечающих условиям реальной возможности, расчётная вели-

Показатели режимов работы сопоставляемых теплопроводов

$Q_{\text{потр}}$, $\Delta Q_{\text{ТЛ}}$ - тепловая нагрузка потребителя и абсолютная величина теплопотерь через поверхность теплопровода на участке длиной L ; $t_{\text{п}}^{\text{вх}}$, $t_{\text{п}}^{\text{вых}}$, $t_{\text{о}}^{\text{вх}}$, $t_{\text{о}}^{\text{вых}}$ - температура прямой и обратной сетевой воды на входе и выходе в теплопроводе теплосети; $w_{\text{п}}^{\text{ср}}$, $w_{\text{о}}^{\text{ср}}$, $w_{\text{к1}}^{\text{ср}}$ - средняя скорость прямой и обратной сетевой воды в теплопроводах ПИ-тр, 1К/Теп и рециркуляционного потока в теплопроводе 2К/Теп; $q^{\text{ср}}_{\text{Т}}$ и $q^{\text{н}}_{\text{Тср}}$, $q^{\text{н}}_{\text{Тср}}*K_1$, $q^{\text{н}}_{\text{Тср}}*K_1*K_2$ - расчётная и нормативная плотности теплопотерь на участке теплопровода; $T_{\text{п}}$ - планируемый срок службы теплопровода; $K_{\text{пи}}$, $K_{\text{к1}}$, $K_{\text{к2}}$ - коэффициенты корреляции, вводимые в качестве множителя к суммарной стоимости составляющих теплопровода при оценке полных затрат с учётом его монтажа и прокладки; $\rho_{\text{ст}}$, $\rho_{\text{пэ}}$, $\rho_{\text{пу}}$ - плотность материала стальной, полиэтиленовой трубы и полиуретана; $\text{Ц}_{\text{ст}}$, $\text{Ц}_{\text{пэ}}$, $\text{Ц}_{\text{пу}}$ - цена материала: стальной, полиэтиленовой трубы и полиуретана; $\text{Ц}_{\text{г}}$, $\tau_{\text{и}}$, γ - оплата за теряемую теплоту, число часов использования теплопровода в течение года, банковский процент увеличения денежного вклада.

Типоразмеры ПИ-тр 273,0 * 5,0 / 400,0 * 5,0 273,0 * 5,0 / 400,0 * 5,0		Типоразмеры 1К / Теп, мм 273,0 * 5,0 / 457,2 * 6,3 / 630,0 * 6,7				Типоразмеры 2К / Теп, мм 273,0 * 5,0 / 323,9 * 5,6 / 457,2 * 6,3 / 630,0 * 6,0						
Обозн.	Разм.	Тип Т/П	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q_{\text{потр}}$	кВт	ПИ-тр	10787	10787	10787	12740	12740	12740	10787	10787	10787	10787
		1К / Теп	10787	10787	4212	12740	12740	4915	10787	4212	4212	448
		2К / Теп	10787	10410	10410	12740	12740	12308	10787	10410	10410	10410
$\Delta Q_{\text{ТЛ}}$	кВт	ПИ-тр	248,6	248,6	248,6	310,8	310,8	310,8	248,6	248,6	248,6	248,6
		1К / Теп	144,5	144,5	136,4	160,5	160,5	172,2	126,7	136,4	137,1	160,6
		2К / Теп	94,8	94,8	94,8	121,9	121,8	121,8	94,8	94,8	94,8	94,8
$t_{\text{п}}^{\text{вх}}$	°C	ПИ-тр	90,4	90,4	90,4	110,5	110,5	110,5	90,4	90,4	90,4	90,4
		1К / Теп	110,0	110,0	90,0	110,0	110,0	110,0	90,0	90,0	90,0	90,0
		2К / Теп	90,0	90,0	90,0	110,0	110,0	110,0	90,0	90,0	90,0	90,0
$t_{\text{п}}^{\text{вых}}$	°C	ПИ-тр	89,6	89,6	89,6	109,5	109,5	109,5	89,6	89,6	89,6	89,6
		1К / Теп	73,5	73,5	59,3	81,8	81,8	72,9	66,7	59,3	59,3	42,1
		2К / Теп	87,7	87,7	87,7	107,3	107,3	107,3	87,7	87,7	87,7	87,7
$t_{\text{о}}^{\text{вх}}$	°C	ПИ-тр	40,2	40,2	40,2	50,2	50,2	50,2	40,2	40,2	40,2	40,2
		1К / Теп	40,0	40,0	40,0	50,0	50,0	50,0	40,0	40,0	40,0	40,0
		2К / Теп	40,0	40,0	40,0	50,0	50,0	50,0	40,0	40,0	40,0	40,0
$t_{\text{о}}^{\text{вых}}$	°C	ПИ-тр	39,8	39,8	39,8	49,8	49,8	49,8	39,8	39,8	39,8	39,8
		1К / Теп	76,0	76,0	70,1	77,8	77,8	86,3	63,0	70,1	70,1	87,2
		2К / Теп	40,8	40,8	40,8	50,9	51,0	50,9	40,8	40,8	40,8	40,8
$w_{\text{п}}^{\text{ср}}$	м/с	ПИ-тр	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
		1К / Теп	1,48	1,48	0,99	1,84	1,84	0,99	1,84	0,99	0,99	0,99
		2К / Теп	1,04	1,00	1,00	1,03	1,03	1,00	1,04	1,00	1,00	1,00
$w_{\text{к1}}^{\text{ср}}$	м/с	ПИ-тр	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		1К / Теп	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		2К / Теп	0,15	0,14	0,14	0,15	0,15	0,14	0,15	0,14	0,14	0,14
$w_{\text{о}}^{\text{ср}}$	м/с	ПИ-тр	0,97	0,97	0,97	0,96	0,96	0,96	0,97	0,97	0,97	0,97
		1К / Теп	0,81	0,81	0,55	1,01	1,01	0,55	1,02	0,55	0,55	0,55
		2К / Теп	0,71	0,69	0,69	0,71	0,71	0,68	0,71	0,69	0,69	0,69
$q^{\text{ср}}_{\text{Т}}$	Вт / м	ПИ-тр	49,7	49,7	49,7	62,2	62,2	62,2	49,7	49,7	49,7	49,7
		1К / Теп	28,9	28,9	27,3	32,1	32,1	34,4	25,3	27,3	27,4	32,1
		2К / Теп	19,0	19,0	19,0	24,4	24,4	24,4	19,0	19,0	19,0	19,0
$q^{\text{н}}_{\text{Тср}}$	Вт / м	ПИ-тр	138,7	138,7	138,7	166,1	166,1	166,1	138,7	138,7	138,7	138,7
		1К / Теп	80,3	80,3	76,6	91,8	91,8	95,9	71,5	76,6	76,6	85,9
		2К / Теп	49,3	49,3	49,3	70,1	70,1	70,1	49,3	49,3	49,3	49,3
$q^{\text{н}}_{\text{Тср}}*K_1$	Вт / м	ПИ-тр	111,0	111,0	111,0	132,9	132,9	132,9	111,0	111,0	111,0	111,0
		1К / Теп	64,3	64,3	61,3	73,4	73,4	76,7	57,2	61,3	61,3	68,7
		2К / Теп	39,4	39,4	39,4	56,1	56,1	56,1	39,4	39,4	39,4	39,4
$q^{\text{н}}*K_1*K_2$	Вт / м	ПИ-тр	80,1	80,1	80,1	95,9	95,9	95,9	80,1	80,1	80,1	80,1
		1К / Теп	53,3	53,3	50,8	60,9	60,9	63,7	47,5	50,8	50,8	57,0
		2К / Теп	32,7	32,7	32,7	46,5	46,5	46,5	32,7	32,7	32,7	32,7

Рис. 7.17. Фрагмент из файла «2Т5К».

чина третьего (r) определяет условия, при которых вклад денежных средств не обеспечивает желаемой прибыли инвестору, т. к. $NPV = 0$. Например, при заданных значениях аргументов $T_{ок}$ и r , расчётная величина второго, т. е. $T_{п} = T_{п}^0$ согласно формуле (7.125), представляет собой расчётно-аналитический период работы теплопровода (в годах) с момента его пуска, в течение которого он лишь «возместит» затраты инвестора.

Как известно, капитальные затраты на установку теплопровода представляют собой сумму стоимости его изготовления ($C_{пи}$, руб/м) и затрат ($C_{мн}$, руб/м) на его прокладку, т.е. $K_{уд} = C_{пи} + C_{мн}$. Таким образом, на основании формулы (7.123) следует, что основными аргументами, влияющими на показатель NPV являются: стоимость оплаты теплопотерь C_q , величина фактических теплопотерь q_1 и стоимость изготовления теплопровода $C_{пи}$ и его монтажа $C_{мн}$. В результате снижения величины теплопотерь q_1 за счёт удорожания ($C_{пи}$) теплопровода при низкой оплате (C_q) теряемой теплоты может привести к отрицательному значению показателя NPV .

Нормальная тенденция к снижению теплопотерь в сетях (в пределах до нуля), т.е. к созданию своего рода «адиабатических» теплосетей, вполне понятна. Но, как следует из той же формулы (7.123), на пути осуществления такой идеи стоят реальные, противодействующие ей обстоятельства. С одной стороны – стоимость материалов и работ по созданию такого теплопровода. С другой стороны – количество теряемой теплоты и её стоимость.

На рис. 7.16а, 7.16б и 7.16в представлены выкопировки из файлов «НТП1», «КТП2» и «И7тф», позволяющих производить расчёты удельных (на 1 пог м) стоимостей однострубных и двухтрубных прокладок теплосети в сравнении прокладкой голых труб. Здесь с некоторыми допущениями учитывается стоимость материалов труб, их изоляции и прокладки в виде теплопроводов. Соответствующий расчёт теплопотерь и стоимость теряемой теплоты позволяют вычислять показатели дисконтирования по мере того, как «голая труба» закрывается теплоизоляцией. Программами предусмотрены построения графиков изменения теплотехнических показателей теплопроводов в зависимости от определяющих аргументов и пр., что представляет практический интерес при проектировании и разработке конструкций теплопроводов. Пошаговые изменения двух аргументов – толщины изоляции и её термического сопротивления – фиксируются путём автоматического построения графиков.

Факт различия между рыночными стоимостями ряда аргументов, определяющих эффективность теплопроводов (в разных странах), не вызывает сомнений. Из этого следует, что тот или иной вариант конструкции теплопровода может быть оптимальным в условиях одного рынка и оказаться нерациональным в условиях другого.

Удельные стоимости вариантов комплектации теплопроводов ($C_{1,2,3}$, руб/м) из учёта цен на образующие их трубы и полиуретан. Экономия удельных денежных затрат на компенсацию теплопотерь [$\Delta Z_{уд}^{из}$, руб/(м³ч)] в сравнении с нормой. Оценка дисконтированной прибыли при замене теплопроводов из ПИ-труб теплопроводом типа "труба в трубе"

Теплопроводы.	T_n	ПИ-тр	Вар 1	T_n	1К/Теп	Вар 1	Вар 2	T_n	2К/Теп	Вар 1	Вар 2	Вар 3
	29,0	П	Сталь	28,0	Ц	Сталь	П-этил	31,0	Ц	Сталь	П-этил	П-этил
	лет	О	Сталь	лет	К/к1	Сталь	Сталь	лет	К/к1	Сталь	Сталь	П-этил
	$K_{пи}$	-	-	$K_{к1}$	-	-	-	$K_{к2}$	К/к2	Сталь	Сталь	Сталь
	1,2	Тр-об	П-этил	1,2	Тр-об	П-этил	П-этил	1,2	Тр-об	П-этил	П-этил	П-этил
Обозн.	$P_{ст}$	$P_{пу}$	$P_{пэ}$	$C_{ст}$	$C_{пу}$	$C_{пэ}$	C_q	τ_n	r			
Велич.	7852,9	80,0	940,0	0,860	6,450	2,846	0,1	7000,0	0,1			
Разм.	кг/м ³	кг/м ³	кг/м ³	т р / кг	т р / кг	т р / кг	т р/кВтч	ч/год	-			

Затраты на внедрение теплопровода новой конструкции (тыс.руб/м): верхняя строка - без учёта ($C_{1,2,3}$) / и нижняя - с учётом ($K_{уд} = C_{1,2,3} * K_{пи, к1, к2}$) стоимости монтажа и прокладки.

Обозн.	Разм.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
ПИ-тр	Вар 1	т р / м	152,9	152,9	152,9	152,9	152,9	152,9	152,9	152,9	152,9	152,9	
			183,5	183,5	183,5	183,5	183,5	183,5	183,5	183,5	183,5	183,5	183,5
1К/Теп	Вар 1	т р / м	193,2	193,2	193,2	193,2	193,2	193,2	193,2	193,2	193,2	193,2	
			231,8	231,8	231,8	231,8	231,8	231,8	231,8	231,8	231,8	231,8	
	Вар 2	т р / м	176,0	176,0	176,0	176,0	176,0	176,0	176,0	176,0	176,0	176,0	
			211,2	211,2	211,2	211,2	211,2	211,2	211,2	211,2	211,2	211,2	
2К/Теп	Вар 1	т р / м	228,0	228,0	228,0	228,0	228,0	228,0	228,0	228,0	228,0	228,0	
			273,7	273,7	273,7	273,7	273,7	273,7	273,7	273,7	273,7	273,7	
	Вар 2	т р / м	210,9	210,9	210,9	210,9	210,9	210,9	210,9	210,9	210,9	210,9	
			253,1	253,1	253,1	253,1	253,1	253,1	253,1	253,1	253,1	253,1	
	Вар 3	т р / м	188,0	188,0	188,0	188,0	188,0	188,0	188,0	188,0	188,0	188,0	188,0
			225,6	225,6	225,6	225,6	225,6	225,6	225,6	225,6	225,6	225,6	225,6

Экономия удельных денежных затрат [руб/(м³ч)] на транспорт теплоэнергии в сравнении с нормой потерь через изоляцию теплопровода из ПИ-тр: $\Delta Z_{уд}^{из} = [(q^H * K_1 * K_2)_{ПИ-тр} - q_{Т}^{ср}] * C_q$

ПИ-тр	$\Delta Z_{уд}^{из}$	р/(м ³ ч)	3,04	3,04	3,04	3,38	3,38	3,38	3,04	3,04	3,04	3,04
1К/Теп		р/(м ³ ч)	5,12	5,12	5,28	6,38	6,38	6,15	5,47	5,28	5,27	4,80
2К/Теп		р/(м ³ ч)	6,11	6,11	6,11	7,15	7,16	7,16	6,11	6,11	6,11	6,11

Дисконтированная прибыль (NPV, тыс.руб/м) за весь период (T_n , лет) экспл. теплопровода.

ПИ-тр	Вар 1	т р / м	16	16	16	38	38	38	16	16	16	16	
1К/Теп	Вар 1	т р / м	102	102	112	184	184	169	125	112	111	81	
			Вар 2	122	122	133	205	205	189	145	133	132	101
2К/Теп	Вар 1	т р / м	132	132	132	201	201	201	132	132	132	132	
			Вар 2	153	153	153	222	222	222	153	153	153	153
			Вар 3	180	180	180	249	249	249	180	180	180	180

Срок окупаемости ($T_{ок}$) затраченных средств на изготовление и прокладку теплопровода.

ПИ-тр	Вар 1	лет	8,6	8,6	8,6	7,8	7,8	7,8	8,6	8,6	8,6	8,6	
1К/Теп	Вар 1	лет	6,5	6,5	6,3	5,2	5,2	5,4	6,0	6,3	6,3	6,9	
			Вар 2	5,9	5,9	5,7	4,7	4,7	4,9	5,5	5,7	5,7	6,3
2К/Теп	Вар 1	лет	6,4	6,4	6,4	5,5	5,5	5,5	6,4	6,4	6,4	6,4	
			Вар 2	5,9	5,9	5,9	5,1	5,1	5,1	5,9	5,9	5,9	5,9
			Вар 3	5,3	5,3	5,3	4,5	4,5	4,5	5,3	5,3	5,3	5,3

Расчётно-аналитический (минимальный, T_n^o) период эксплуатации теплопровода при NPV = 0.

ПИ-тр	Вар 1	лет	20,9	20,9	20,9	15,7	15,7	15,7	20,9	20,9	20,9	20,9	
1К/Теп	Вар 1	лет	10,9	10,9	10,3	7,7	7,7	8,1	9,7	10,3	10,4	12,3	
			Вар 2	9,3	9,3	8,9	6,7	6,7	7,1	8,4	8,9	8,9	10,4
2К/Теп	Вар 1	лет	10,7	10,7	10,7	8,3	8,3	8,3	10,7	10,7	10,7	10,7	
			Вар 2	9,4	9,4	9,4	7,4	7,4	7,4	9,4	9,4	9,4	9,4
			Вар 3	7,9	7,9	7,9	6,3	6,3	6,3	7,9	7,9	7,9	7,9

Рис. 7.18. Фрагмент из файла «2Т5К».

Изложенный материал используется при расчётах в программном файле «2Т5К», фрагменты из которого приведены на рис. 7.13, 7.14, 7.15а. Наряду с теплофизическими расчётами программой «2Т5К» предусматриваются также расчёты технико-экономических показателей теплопроводов с

одним (1К/Теп) и с двумя (2К / Теп) кольцевыми каналами при одновременном сопоставлении полученных результатов с аналогичными показателями для ПИ-труб (ПИ-тр). Результаты примерных расчётов из файла «2Т5К» приведены на рис. 7.15б, 7.15в, 7.15г.

Данные, приведенные на рис. 7.17 и 7.18 представляют собой выкопировки из упомянутого файла по 10-и режимам работы трёх видов прокладки. В отличие от прокладки ПИ – труб из стали, рассмотрены варианты применения полиэтиленовых труб в качестве комплектующих составляющих в теплопроводах 1К/Теп и 2К/Теп. Из учёта цен, принятых при выполнении приведенного примера, использование полиэтиленовых труб приводит к удешевлению стоимости теплопровода. В частности, согласно данным, приведенным на рис. 7.18, стоимость теплопровода при комплектации по варианту 3 меньше, чем по варианту 2 и соответственно по варианту 2 меньше, чем по варианту 1. В связи с этим наибольший интерес вызывают следующие варианты комплектации теплопроводов: ПИ-тр – по варианту 1, 2К/Теп – по варианту 2, 2К/Теп – по варианту 3.

На рис. 7.17 даны нагрузки потребителя, температуры и скорости сетевой воды в каналах исследуемых теплопроводов. Определены расчётные и нормативные значения теплопотерь. В порядке примера рассмотрим результаты расчётов работы теплопроводов по режиму 7. Обращает внимание тот факт, что абсолютные и (соответственно при одинаковых нагрузках) относительные теплопотери в теплопроводах с кольцевыми каналами (1К/Теп и 2К/Теп) значительно ниже, чем в прокладке из ПИ- труб: ΔQ_{TL} , кВт = 248,6:126,7:94,8, что соответствует соотношениям 1,0:0,51:0,38. В основном это объясняется тем, что (при размерах труб, приведенных в данном примере) наружные поверхности теплопроводов с кольцевыми каналами почти на 21 % меньше, чем наружные поверхности в прокладке из ПИ – труб. Соотношение этих поверхностей составляет $2 \cdot 400 / 630 / 630 = 1,0 : 0,787 : 0,787$. При этом температурные и скоростные (т.е. массовые потоки) в теплопроводах ПИ-тр и 2К/Теп почти соизмеримы, т.е. W_{II}^{cp} , м/с = 1,0: 1,84:1,04. В отличие от этого в теплопроводе 1К/Теп повышение нагрузки (до уровня нагрузки $Q_{потр} = 10787$ кВт в теплопроводе ПИ-тр) достигается путём совместного или раздельного увеличением массового расхода теплоносителя и его температуры. В результате тенденция к снижению теплопотерь в конструкции теплопровода 1К/Теп сопровождается существенным ростом сопротивления (т.е. скорости воды в канале), чего не наблюдается в теплопроводе типа 2К/Теп.

Данные, приведенные на рис. 7.17, позволяют утверждать, что в плане эффективности теплового и гидравлического режимов на первом месте стоит теплопровод 2К/Теп, затем следуют ПИ-тр и 1К/Теп.

На рис. 7.18 приведены показатели экономической эффективности, дисконтированной прибыли и сроки окупаемости исследуемых теплопроводов. Расчёты выполнялись по формулам (7.121) – (7.125). Удельная стоимость 1 пог. м теплопровода вычислялась, исходя из размеров, плотностей и стоимостей комплектующих его материалов труб, т. е. как произведение

удельной стоимости массы, из которой выполнена труба (сталь, полиуретан, полиэтилен), на массу её отрезка длиной в 1м. Ориентировочные значения капзатрат на реализацию 1 пог. м теплопровода с учётом стоимости изготовления труб устанавливались путём введения дополнительных коэффициентов $K_{\text{пи}}$, $K_{\text{к1}}$ и $K_{\text{к2}}$, используемых в качестве сомножителей к суммарной стоимости комплектующих материалов. Тогда согласно тем же вариантам комплектации и в том же режиме 7:

- удельные затраты на внедрение исследуемых теплопроводов ПИ-тр, 1К/Теп и 2К/Теп соответственно равны: $C_{1,2,3}$, тыс.руб/м = 183,5:211,2:225,6 = 1,0:1,15:1,23;

- экономия удельных денежных затрат за счёт снижения теплопотерь в сравнении с нормой, установленной для ПИ- труб, составляет: $\Delta Z_{\text{уд}}^{\text{из}}$ руб/(м*ч) = 3,04:5,47:6,11 = 1,0:1,80:2,01;

- дисконтированная прибыль за весь расчётный период эксплуатации теплопроводов составляет: NPV, тыс. руб/м = 16:145:180 = 1,0: 9,06:11,25;

- сроки окупаемости затраченных средств на изготовление и прокладку теплопроводов: $T_{\text{ок}}$, лет = 8,6:5,5:5,3 = 1,0:0,65:0,62.

- расчётно-аналитические периоды работы теплопроводов с момента пуска, в течение которого они лишь «возмещают» затраты инвестора: $T_{\text{п}}^{\circ}$, лет, = 20,9:8,4:7,9 = 1,0:0,4:0,38.

Данные, приведенные на рис. 7.18, позволяют утверждать, что перспективность теплопровода типа 2К/Теп определяется его технико-экономической эффективностью в целом. Здесь на первом месте стоит теплопровод 2К/Теп, затем следуют теплопроводы 1К/Теп и ПИ-тр. Остаётся не разрешённым вопрос, касающийся конструктивных разработок исследуемых теплопроводов. В этом отношении на первом месте, по-видимому, следует считать теплопровод ПИ-тр, затем 1К/Теп и 2К/Теп. Конкурентоспособность теплопровода типа 1К/Теп определяется повышенной скоростью теплоносителя, что требует увеличения затрат на его транспортирование.

Предлагаемое вниманию программное средство «2Т5К» позволяет достаточно аргументировано выбрать оптимальную конструкцию теплопровода применительно к конкретным размерам теплосети и режимам её работы, как это показано на основании данных, приведенных на рис. 7.17 и 7.18.

Систематические многообразные расчёты и сопоставления между собой полученных результатов позволяют утверждать, что теплопроводы с кольцевыми каналами имеют широкие возможности оптимизации их конструкций при одновременном повышении технико-экономических показателей системы теплоснабжения в целом.

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ.

1. Величина теплопотерь (при сопоставимых условиях) в теплопроводах с кольцевыми каналами на 50 % меньше, чем в прокладке из ПИ – труб.

2. Низкие значения теплопотерь в теплопроводах с кольцевыми каналами позволяют установить в них высокий температурный уровень теплоно-

сителя и тем самым обеспечить снижение расхода электроэнергии на его транспорт.

3. Удельные денежные затраты на транспорт теплоэнергии в теплопроводе с кольцевыми каналами типа 2К/Теп значительно меньше, чем в теплопроводе из ПИ – труб.

4. Конкурентоспособность теплопровода типа 1К/Теп достигается повышенной скоростью теплоносителя, что требует увеличения затрат на его транспортирование.

5. Экономия удельных денежных затрат и дисконтированная прибыль от реализации теплопроводов с кольцевыми каналами значительно выше, а сроки окупаемости затраченных средств ниже, в сравнении с теплопроводами из ПИ –труб.

6. Результаты исследования могут быть положены в основу разработки соответствующих математических моделей теплотехнических процессов с учетом теплотерь от теплообменников в окружающую среду, использоваться при определении влияния теплотерь на общую эффективность работы теплосетей.