

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ Б С С Р

БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

В.В. КОНЮЧКОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ САМОКОМПЕНСАЦИИ ТРУБОПРОВОДОВ
РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

(На русском языке)

Специальность 05.482

Теплоснабжение, газоснабжение и вентиляция

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

М и н с к 1 9 7 1

Работа выполнена на кафедре "Сопротивление материалов" Белорусского ордена Трудового Красного Знамени политехнического института и в проектно-конструкторском бюро треста "Зап-химремстроймонтаж".

Научные руководители:

1. Кандидат технических наук, доцент М.К.БАЛЫКИН.
2. Кандидат технических наук, доцент Л.И. КОРШУН.

Официальные оппоненты:

1. Доктор технических наук, профессор Э.Х.ОДЕЛЬСКИЙ.
2. Кандидат технических наук, доцент А.А. ЧЕЧЕ

Ведущее предприятие:

Минское отделение Государственного Совзного проектного института "Промэнергопроект".

Автореферат разослан "_____" _____ 1971 г.

Защита диссертации состоится "_____" _____ 1971г. на заседании Объединенного Совета по присуждению ученых степеней при Белорусском ордена Трудового Красного Знамени политехническом институте.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке БПИ.

Отзыв на автореферат (в 2-х экз.) просим направлять по адресу: Минск-27, Ленинский проспект, 65, Белорусский политехнический институт, ученому секретарю Совета.

Ученый секретарь Совета,
кандидат технических наук,
д о ц е н т

И.С.КАЧАН

В различных областях современной техники трубопроводы находят самое широкое применение. Особенно велика и ответственна роль трубопроводов в тепловой энергетике, в судостроении, в нефтяной, химической, газовой и других отраслях промышленности, где затраты на их сооружение составляют значительную часть общих капиталовложений. В связи с этим важное значение для трубопроводных систем приобретает вопрос эффективного расчетного анализа прочности и жесткости, являющегося одним из главных моментов в определении металлоемкости сооружений.

Реферлируемая работа посвящена расчету прочности и жесткости при температурном воздействии некоторых видов плоских и пространственных трубопроводов, часто встречающихся при проектировании энергетических установок и теплотрасс городского и промышленного теплоснабжения. Для оценки напряженно-деформированного состояния трубопроводных систем широко используются методы строительной механики и сопротивления материалов.

Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов и предложений.

В первой главе рассмотрено состояние вопроса, существующие методы и предложенные формулы для расчета трубопроводов на температурные воздействия. Дается анализ работы криволинейных участков труб, которые входят в состав любого трубопровода и характеризуются повышенной гибкостью при изгибе и сложным полем напряжений, возникающих под действием внешних нагрузок. Отмечается большая заслуга отечественных ученых в разработке и внедрении в инженерную практику теории расчета трубо-

проводов на компенсацию температурных деформаций (И.Н.Бутаков, А.А.Волошин, Б.А.Заведовский, Е.М.Залкинд, А.Г.Камерштейн, С.Ф. Копьев, Л.А.Кузнецов, М.Д.Панасенко, Г.И.Петелин, А.В.Ратнер, В.В.Рождественский, Б.В.Рудомино, М.Н.Ручимский, А.П.Сафонов, А.А.Скворцов, Е.Я.Соколов, Д.Г.Токарев и др.) Приводятся данные о том, что в последнее время появилось ряд работ, относящихся к исследованиям трубопроводов при бесканальной прокладке и к расчету трубопроводных систем с использованием электронных вычислительных машин (Е.М.Аксенов, Л.Я.Григорьев, Д.Л.Костовецкий, В.Я.Магалиф и Л.С.Якобсон, М.Н.Рейнов, Р.М.Сазонов и др.)

На основании проведенного анализа опубликованных материалов в исследуемой области следует, что, несмотря на большой объем работ по проектированию и строительству трубопроводов различного назначения, в настоящее время не имеется достаточно простой и единой методики по расчету плоских и пространственных трубопроводов на температурные воздействия. Предлагаемые расчетные формулы для определения температурных напряжений и упругих сил отпора, полученные на основе способа упругого центра строительной механики, по своему виду разнообразны для различных типов компенсаторов и сравнительно громоздки. Некоторые приближенные формулы основаны на предположениях, не соответствующих действительным условиям работы трубопроводов. Для определения компенсирующей способности гибких компенсаторов в технической литературе приводятся графики и номограммы, которые предполагают значение модуля упругости не зависящим от температуры материала и в ряде случаев построены без учета гибкости колен.

Что касается вопросов проектирования пространственных схем трубопроводов, то в этом направлении исследования недостаточны

и методы расчета для таких типов систем еще не получили должного освещения в литературе и нормативной документации. В опубликованных работах приводятся либо общие методы расчета, численная реализация которых наталкивается на вычислительные трудности, либо конкретные примеры, иллюстрирующие эти методы. Предлагаемый способ приведения пространственной задачи к трем плоским, хотя и позволил несколько уменьшить количество вычислений, однако и он сопряжен с неприемлемыми трудозатратами, которые зачастую не окупаются точностью получаемых результатов. Специальных же расчетных формул для определения температурных напряжений и упругих сил, возникающих при самокомпенсации температурных деформаций в простых пространственных трубопроводах, в известной нам технической литературе не содержится. Недостаточно разработаны также и задачи выбора оптимальных геометрических размеров трубопроводных систем.

Во второй главе рассмотрены вопросы прочности Z - и S -образных трубопроводов при температурном воздействии. Исследовано изменение максимальных напряжений и упругих сил, возникающих при компенсации температурных деформаций, при различных отношениях длин и лобных радиусах кривизны сварных и гнутых колен.

При расчете Z -образного компенсатора как статически неопределимой системы с жестко закрепленными концами методом сил получены зависимости по определению упругих сил отпора X_1 , X_2 и изгибающего момента X_3 в сечении жесткого закрепления. На основании этих зависимостей составлены общие выражения изгибающих моментов, исследование которых позволило выявить опасные сечения при различных отношениях длин и условие равнонапряженности колен, которое достигается при $l_1 = l_2$ и $l_1 = 0,25 l_2$ (рис. I), причем для постоянного вылета изгибающие моменты

будут минимальными при

$$l_1 = 0,25l_2.$$

По известному максимальному изгибающему моменту с использованием отношений $K_1 = l_1/l$, $K_2 = l_2/l$ и $\gamma = l/R$ получены выражения для определения максималь-

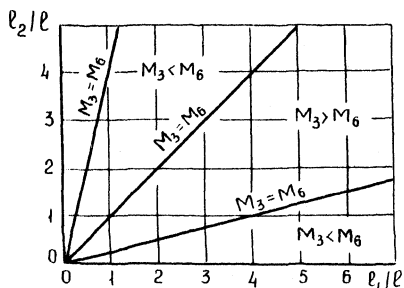


Рис. I

ных компенсационных напряжений в следующем виде:

для прямолинейного участка трубопровода

$$\sigma_n = \frac{\Delta E D}{\rho^2} \psi_n^2; \quad (1)$$

для криволинейного участка трубопровода

$$\sigma_n = \frac{\Delta E D m_1}{\rho^2} \psi_n^2, \quad (2)$$

где $\Delta = \alpha \Delta t L$ — компенсируемое удлинение; α — коэффициент линейного температурного расширения материала трубопровода; Δt — расчетный температурный перепад; E — модуль нормальной упругости; D — наружный диаметр трубопровода; $\psi_n^2 = F(K_1, K_2, K, \gamma)$ определяется по соответствующим зависимостям при определении напряжений в характерных сечениях n .

Определение значений коэффициентов ψ_n^2 при различных K , K_1 , K_2 , γ выполнено на ЭВМ "Минск-2". Анализ полученных данных показал, что ψ_n^2 при $K_2 > K_1 > 1$ в основном зависит от коэффициента понижения жесткости (K) и отношения K_2 и приводятся на графике рис. 2.

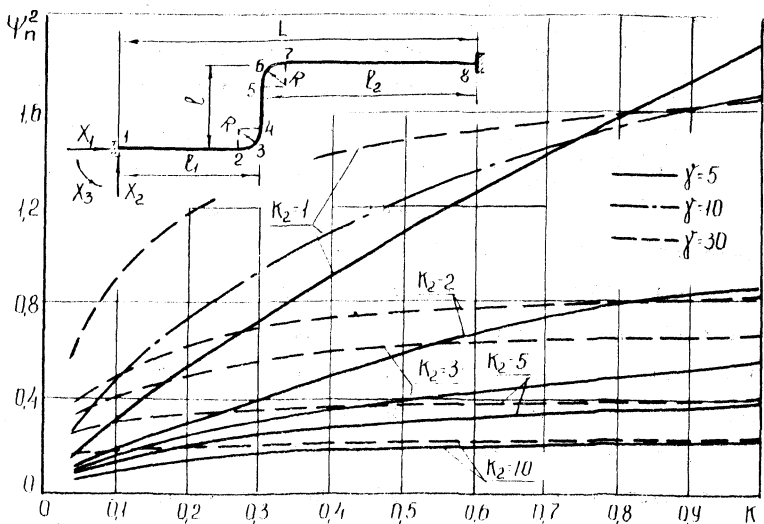


Рис. 2

Аналогично выполнен расчет S-образного компенсатора и получены выражения упругих сил отпора и изгибающих моментов в характерных его сечениях, анализ которых показал, что при различных отношениях длин участков максимальный изгибающий момент имеет место в сечениях середины колен, наиболее удаленных от неподвижных опор. По максимальному изгибающему моменту получена формула для продольных компенсационных напряжений, аналогичная (2). Для компенсатора, не имеющего прямых вставок, максимальное компенсационное напряжение может быть достаточно точно определено по формуле

$$\sigma_{\kappa}^{\text{н}} = \frac{\Delta E D m_1}{R^2} \cdot \frac{284 \cdot \frac{0,523}{\kappa}}{189 \cdot \frac{513}{\kappa} + \frac{8,33}{\kappa^2}} \quad (3)$$

На основании полученных зависимостей исследовано влияние

изменения ширины и длин привывкавших участков (ℓ_2) на компенсирующую способность S-образных компенсаторов. Показано, что компенсирующая способность быстро изменяется в зависимости от вылета (ℓ) и в меньшей степени с изменением ширины, причем влияние ширины компенсатора увеличивается с увеличением длины компенсируемого участка и коэффициента понижения жесткости криволинейных колен. Таким образом, при выборе рациональных и экономичных размеров S-образных компенсаторов, позволяющих сократить расход труб, следует стремиться увеличить их ширину, что практически не всегда удается выполнить. Принимая во внимание сказанное, найдено, что рациональным следует признать компенсатор с шириной, равной $0,7 - 1,0\ell$.

Исследование компенсатора с жесткими коленами, а также без прямых вставок показало, что при смещении его от середины к жестким опорам компенсационные напряжения и упругие силы изменяются незначительно. Это дает возможность определять напряжения и силы упругого отпора для симметрично расположенного по отношению к жестким опорам S-образного компенсатора и полученные формулы использовать также при некотором отклонении компенсатора от середины компенсируемого участка. Компенсационные напряжения заметно изменяются при увеличении прилегающего участка до пяти вылетов. При большей его длине коэффициент ψ_n^2 изменяется незначительно (менее 1-2%), что позволяет для этих случаев принимать ℓ_2 постоянной, равной 5ℓ . Значения коэффициентов ψ_n^2 приводятся в работе.

В случае, если колено считать жестким, а радиус кривизны $R = 0$, выражение продольного компенсационного напряжения имеет вид

$$\sigma_k^n = \frac{\Delta E D}{\ell^2} \psi^2, \quad (4)$$

где $\psi^2 = F(K_1, K_2)$ определяется по соответствующим выражениям.

По известному компенсационному напряжению в материале трубопровода для определения упругих сил отпора получены формулы в виде

$$X_{1(2)} = \frac{\sigma_k'' W}{\ell m_1} \varrho_{1(2)}, \quad (5)$$

где ϱ_1 и $\varrho_2 = f(K, K_1, K_2, \gamma)$ находятся по соответствующим зависимостям для определенных видов компенсаторов, W - момент сопротивления сечения трубы.

Анализ выражений (5) показал, что для Z-образных трубопроводов при $L > 2\ell$ коэффициент ϱ_1 изменяется незначительно и может быть принят постоянным, равным двум; ϱ_2 в основном зависит от соотношений длин и незначительно изменяется при изменении гибкости и радиусов колен. Для упругих сил S-образных компенсаторов коэффициент ϱ_2 , а следовательно, и упругая сила X_2 при длине компенсируемого участка $L > 10\ell$ является величиной сравнительно малой, которой в практических расчетах можно пренебречь; ϱ_1 изменяется незначительно при изменении размеров компенсаторов и может быть принят равным I, I.

При расчете упругих сил без учета коэффициента понижения жесткости колен выражения (5) принимают вид

$$X_{1(2)} = \frac{\sigma_k'' W^*}{\ell} \varrho_{1(2)}, \quad (6)$$

где σ_k'' - компенсационное напряжение, определяемое по формуле (4).

Третья глава посвящена исследованию пространственных схем трубопроводов. Пространственный трубопровод (рис.3) является упругой статически неопределимой системой с

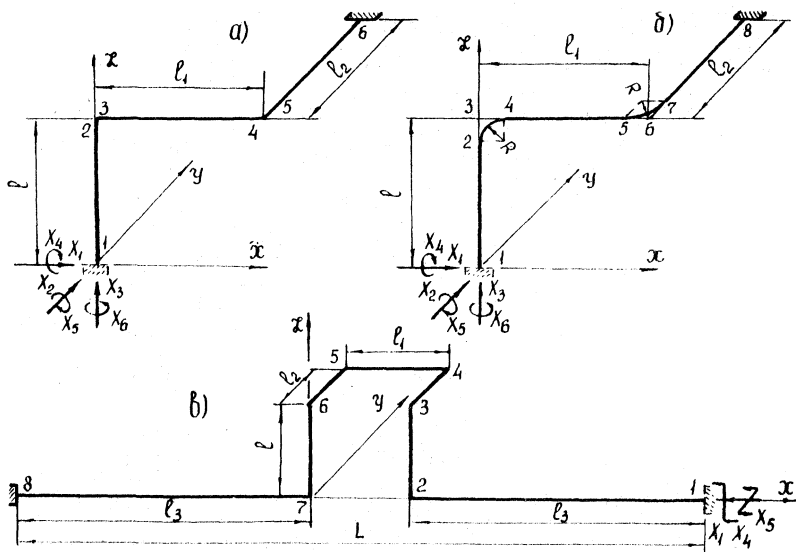


Рис. 3

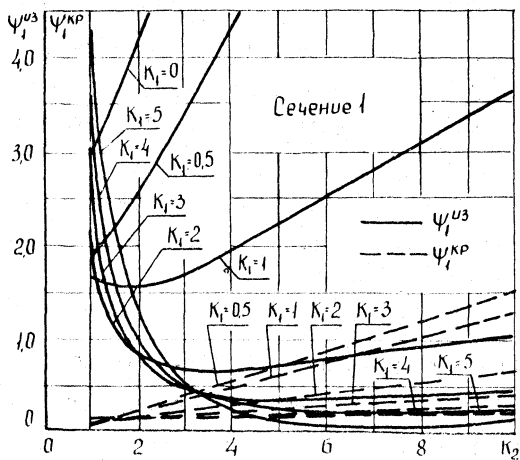


Рис. 4

шесть лишними неизвестными. С использованием метода сил строительной механики получены выражения для определения упругих сил отпора X_i и опорных моментов X_j в сечении жесткого закрепления в виде

$$X_i = \frac{\Delta E J}{\rho^3} \lambda_i, \quad i = 1, 2, 3; \quad (7)$$

$$X_j = \frac{\Delta E J}{\rho^2} \lambda_j, \quad j = 4, 5, 6, \quad (8)$$

где Δ - температурное удлинение: для схемы За,б $\Delta = \alpha \Delta t \ell$, для схемы Зв $\Delta = \alpha \Delta t L$; $\lambda_{i,j} = f(K_1, K_2, K_3)$ - функция, зависящая от соотношений длин участков.

На основании зависимостей (7,8) найдены выражения изгибающих и крутящих моментов для характерных сечений трубопровода (I-8). Анализ этих выражений показал, что при расчете пространственного Z-образного участка трубопровода без учета коэффициента понижения жесткости колен (рис. За) в большинстве случаев опасным является место закрепления короткого плеча при различных отношениях длин. Для случаев с $\ell_1 > \ell$ необходимо проверять прочность в сечении жесткого закрепления короткой длины, а также в одном из сечений 3, 4 или 6 в зависимости от отношения ℓ_2/ℓ . Для пространственного П-образного трубопровода (рис. Зв) при ℓ_3 большей ℓ опасным следует считать участок ℓ_1 . Для случаев, когда ℓ_3 меньше ℓ , необходимо проверять прочность как на участке ℓ_1 ; так и в сечениях 2 и 7.

Используя выражения (7,8) с учетом соотношений $K_1 = \ell_1/\ell$, $K_2 = \ell_2/\ell$ и $K_3 = \ell_3/\ell$, изгибающие и крутящие моменты в характерных сечениях представлены в виде

$$M_{из} = \frac{2 \Delta E J}{\rho^2} \Psi_n^{из}; \quad (9)$$

$$M_{кр} = \frac{4 \Delta E J}{\rho^2} \Psi_n^{кр}, \quad (10)$$

где $\Psi_n^{из}$ и $\Psi_n^{кр}$ $F(K_1, K_2, K_3)$ определяются по соответствующим зависимостям для каждого сечения и вида трубопровода.

По известным значениям изгибающих и крутящих моментов определены нормальные и касательные напряжения в характерных сечениях трубопроводов

$$\sigma_k^n = \frac{M_{из} m_l}{W} = \frac{\Delta E D m_l}{\rho^2} \Psi_n^{из}; \quad (11)$$

$$\tau_k^n = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{\Delta E D}{\rho^2} \Psi_n^{кр}. \quad (12)$$

Считая нормальное напряжение известным при определенных параметрах теплоносителя, из совместного рассмотрения выражений (7) и (11) получены формулы для определения упругих сил отпора

$$X_i = \frac{\sigma_k^n W}{\rho} \zeta_i, \quad (13)$$

где $\zeta_i = \lambda_i / 2 \Psi_n^{из}$ - коэффициент, зависящий от соотношений длин участков и определяемый по соответствующим выражениям.

Задача определения коэффициентов $\Psi_n^{из}$, $\Psi_n^{кр}$ и ζ_i решена на электронной вычислительной машине "Минск-2". В работе приводятся значения коэффициентов в виде графиков и таблиц для определения температурных напряжений в опасных сечениях трубопровода и упругих сил в месте его жесткого закрепления. График

значений ψ_n^{ns} для определения напряжений в сечении жесткого закрепления короткой длины (ℓ) Z-образного участка (рис.3а) представлен на рис. 4.

Для расчета пространственных трубопроводов с учетом гибкости колен (рис.3б) получены формулы для определения максимальных напряжений и упругих сил, аналогичные выражениям (II, I2, I3). Коэффициенты сил и напряжений в этом случае зависят от соотношений $K_1, K_2, \int = \ell/R$ и коэффициента понижения жесткости криволинейных участков. Для отыскания коэффициента интенсификации продольного напряжения при косом изгибе криволинейных колен в работе определены значения угла между вектором изгибающего момента и нормалью к плоскости их кривизны.

При определенных условиях ($\ell_2 = 0$) пространственные трубопроводы представляют собой плоские П- и Г-образные компенсаторы, для расчета которых справедливы полученные формулы (II, I3).

В работе исследовано влияние продольных сил на величины компенсационных напряжений как для плоских, так и для пространственных трубопроводов. Показано, что напряжения от сжимающих сил являются сравнительно малыми, которыми в практических расчетах можно пренебречь.

В четвертой главе, используя в качестве математической модели обобщенную задачу математического программирования, проведены качественные исследования возможности применения методов математического программирования, разработана методика установления оптимальных геометрических параметров систем и выполнено сравнение результатов расчета трубопроводов по предлагаемому способу с существующими методами и экспериментальными данными.

За критерий оптимальности принимался минимум теоретической стоимости материала. При этом целевая функция имеет вид

$$\Phi_{ц}(Z) = \sum_i C_i \gamma_i l_i F, \quad (14)$$

где C_i, γ_i, l_i - соответственно стоимость единицы веса, удельный вес материала и длина i -го элемента; F - площадь поперечного сечения трубы. Предполагая, что C_i не зависит от переменных параметров Z , целевая функция с точностью до постоянных множителей эквивалентна по структуре теоретическому весу и объему системы, т.е.

$$\Phi_{ц}(Z) = F \sum l_i \quad (15)$$

Оптимальная конструкция отыскивалась среди множества допустимых решений, определяемых системой ограничений, которые учитывают особенности постановки задачи и условия реального проектирования, а именно: а) условия совместности деформаций; б) условия прочности; в) условия неотрицательности переменных параметров; г) конструктивные ограничения. Анализ структуры ограничений показал, что в общем случае сформулированная задача относится к многоэкстремальным. Ввиду того, что решение многоэкстремальных задач связано с большой математической сложностью и недостаточной разработанностью методов отыскания глобальных экстремумов, в работе предложены некоторые практические рекомендации по выбору оптимальных размеров трубопроводных систем.

Основываясь на ранее проведенных исследованиях, ограничения а, б, в из перечисленных ранее в задаче оптимизации сведены к одному ограничению-равенству. В этом случае задача сформулирована так: минимизировать целевую функцию (15) при наличии ограничений

$$\Phi(Z) = \psi_n^2 m_1 - \frac{[\sigma]}{\Delta E D} = 0; \quad D \leq R \leq 0.5R \quad (16)$$

Анализ данной задачи показал, что значение целевой функции уменьшается вплоть до $\ell = 2R$. На рис.5 представлена геометрическая интерпретация задачи в координатах R, ℓ .

Кривая $\Phi(\ell)$ представляет собой множество допустимых решений относительно переменных параметров R и ℓ , вытекающих из ограничений, наложенных на переменные. Решением задачи являются координаты точки пересечения кривой $\Phi(\ell)$ и равенства $R = 0,5\ell$, вытекающего из ограничения на R

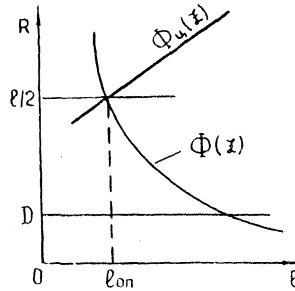


Рис.5

В работе получено также аналитическое решение задачи. Ввиду его громоздкости для практических расчетов предложены два способа.

1. Графический способ отыскания оптимального вылета компенсаторов или перпендикулярного плеча Z-образного трубопровода.

2. Способ последовательного приближения с использованием выражения

$$\ell = \psi_n \sqrt{\frac{\Delta E D m_1}{[G]}} \quad (17)$$

Решенные в диссертации примеры расчета с применением указанных способов иллюстрируют их простоту и эффективность в отыскании минимального вылета; обеспечивающего, при отсутствии других конструктивных ограничений, существенную экономию материала.

В главе приводятся сравнения результатов расчета трубопроводов на прочность при учете и без учета гибкости колен. Отмечается, что расчет плоского Z-образного трубопровода без учета гибкости колен может давать как завышенные, так и заниженные результаты по сравнению с точными методами расчета. Значения коэффициентов напряжений ψ_n^2 при $K = 0,6$ незначительно отличаются от значений коэффициентов при $K = 1$. Поэтому трубопроводы с $K = 0,6$ и более с достаточной для практики точностью можно рассчитывать без учета гибкости криволинейных участков.

Исследования, проведенные для пространственных трубопроводов показали, что влияние гибкости колен на компенсационные напряжения, возникающие в сечениях жесткого закрепления, являются незначительными и уже при $K = 0,35$ как точный; так и приближенный способы приводят к одинаковым результатам. При определении компенсационных напряжений на криволинейных участках учет гибкости колен и коэффициента интенсификации (m_1) может дать величины напряжений, в значительной степени отличающиеся от результатов расчета приближенным способом. При величине коэффициента понижения жесткости $K = 0,6$ результаты расчета напряжений и упругих сил по тому и другому способу отличаются незначительно.

В главе даются рекомендации по применению полученных результатов к расчету конкретных систем трубопроводов, а также сравниваются результаты, полученные расчетом по предлагаемому способу с существующими методами и с экспериментальными исследованиями, проведенными Рижским отделением ТЭП и лабораторией теплофикации ВТИ. Показано, что применение предлагаемого спо-

способа расчета, не отражаясь на точности результата, значительно сокращает затраты труда при проектировании трубопроводных систем, что и обуславливает экономическую эффективность способа.

В результате выполненных исследований сделаны следующие основные выводы.

1. Получены единообразные расчетные формулы для определения максимальных температурных напряжений и упругих смещений плоских Z- и S-образных компенсаторов и пространственных П- и Z-образных самокомпенсирующихся участков трубопроводов.

2. Установлены места опасных сечений для рассматриваемых конфигураций трубопроводов:

а) для плоского Z-образного трубопровода при l_1 и l_2 больших l опасные сечения находятся в серединах колен, при l_1 и l_2 меньших $0,8l$ - в местах жесткого закрепления, в остальных случаях прочность следует проверять в коленах и в сечениях жесткого закрепления;

б) для пространственного Z-образного трубопровода при $l_1 \leq l$ опасное сечение в месте жесткого закрепления короткого участка, при $l_1 > l$ прочность следует проверять в сечении жесткого закрепления короткой длины и в одном из сечений 3, 4 или 6 в зависимости от отношения l_2/l ;

в) для пространственного П-образного трубопровода при $l_3 > l$ опасным является участок l_1 , при $l_3 < l$ прочность следует проверять на участке l_1 и в сечениях 2, 7.

3. Компенсирующая способность S-образных компенсаторов заметно возрастает при удалении направляющих или жестких опор до величины пяти вылетов. Месторасположение компенсатора по

отношению к жестким опорам не влияет на его компенсирующую способность.

4. Величины напряжений от продольных сил в рассмотренном диапазоне соотношений длин плоских и пространственных трубопроводов являются сравнительно малыми по отношению к температурным напряжениям от изгибающих моментов.

5. Плоские системы трубопроводов с коэффициентом понижения жесткости криволинейных участков $K = 0,6$ с достаточной для практики точностью можно рассчитывать без учета гибкости колен. Определение температурных напряжений в пространственных трубопроводах можно производить без учета гибкости колен при $K = 0,35$ для сечений жесткого закрепления и при $K = 0,6$ - на криволинейных участках.

6. Разработана методика установления оптимальных геометрических параметров трубопроводных систем.

Отдельные результаты исследований докладывались на XXVI (1970 г.) и XXVII (1971г.) научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава Белорусского политехнического института совместно с работниками промышленности и строительства.

Основные материалы диссертации опубликованы в следующих работах.

1. М.К.Балькин, В.В.Конячков. Определение упругих сил при естественной компенсации. "Известия ВУЗов СССР - Энергетика", 1968, в Ю.

2. М.К.Балькин, В.В.Конячков. Расчет некоторых видов трубопроводов на температурные воздействия. В сб.: 26 научно-техническая конференция БПИ. Материалы секции строительной механики. Минск, 1970.

3. М.К.Балыкин, В.В. Конючков. Определение напряжений при температурном воздействии в трубопроводах Z - образной конфигурации. "Известия ВУЗов СССР - Энергетика", 1971, № 1.

4. М.К. Балыкин, В.В. Конючков. Определение упругих сил в трубопроводах Z -образной конфигурации от температурного воздействия. "Известия ВУЗов СССР - Энергетика", 1971, № 7.