

М 352775

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

М о с к о в с к о е

ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени

высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

СТАСЕНКО

Игорь Валентинович

РАСЧЕТЫ НА ПОДЗУЧЕСТЬ ТРУБ И ТРУБОПРОВОДОВ

(Специальность 01.02.06 — динамика и
прочность машин, приборов и аппаратуры)

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Москва — 1979

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

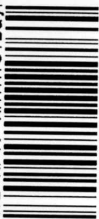
Московское

ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени

высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1352775

Стасенко И. В. Расчеты на п

СТАСЕНКО

Игорь Валентинович

РАСЧЕТЫ НА ПОЛЗУЧЕСТЬ ТРУБ И ТРУБОПРОВОДОВ

(Специальность 01.02.06 – динамика и

прочность машин, приборов и аппаратуры)

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Москва – 1979

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э. Баумана.

Официальные оппоненты:

Доктор физико-математических наук, профессор Ивлев Д.Д.

Доктор технических наук, профессор Зарубин В.С.

Доктор физико-математических наук, профессор Милейко С.Т.

Ведущее предприятие - Институт ядерной энергетики АН БССР

Автореферат разослан "01" июня 1979 г.

Защита состоится "11" октября 1979 г. на заседании Специализированного Ученого Совета "Динамика и прочность машин" (Д.053.15.08) Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища им. Н.Э. Баумана по адресу: 107005 Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

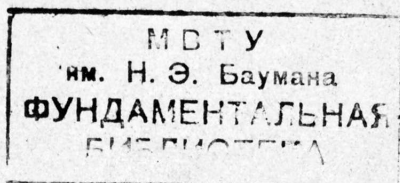
Ваши отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просим направлять в адрес Совета "Динамика и прочность машин".

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Училища.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА
Д.Т.Н., ПРОФЕССОР



Н. Алфутов



Одним из главных направлений развития Советской энергетики является строительство тепловых и атомных электростанций большой мощности. Снижение затрат на производство электроэнергии при этом связано с укрупнением агрегатов и увеличением параметров их рабочей среды (температура, давление). Современные ТЭС работают при давлении пара до 255 ати при температуре 540–560°C. Опытные установки эксплуатируются с давлением пара 400 ати при 700°C.

В этих условиях резко повышаются требования к надежности работы труб поверхностей нагрева и трубопроводов, что ведет к необходимости возможно более полного учета всех действующих на трубопроводы факторов при расчете их на длительную прочность.

Действующие "Нормы расчета элементов паровых котлов на прочность", по существу, не отражают влияния перераспределения напряжений при ползучести на длительную прочность. Поэтому актуальной является проблема создания таких методов расчета, в которых учитываются эти факторы.

Целью исследования при этом является создание научно-обоснованных методов расчета труб и трубопроводов на ползучесть и длительную прочность, и разработка способов реализации этих расчетов на ЭВМ.

В качестве методов исследования используются численный метод решения нелинейных дифференциальных уравнений (шаговый метод) и экспериментальное изучение ползучести труб при комбинированном их нагружении комплексом внешних нагрузок.

Научная новизна работы заключается в создании такого метода расчета на ползучесть сложных трубопроводов, в котором связываются непосредственно силы и скорости перемещений. Самостоятельное значение имеют расчеты на ползучесть тонкостенных и толстостенных труб.

Практическую ценность представляют созданные алгоритмы расчета на ползучесть трубопроводов, а также результаты анализа ползучести и предельного состояния труб и оценки их длительной прочности.

Апробация работы. Основные результаты исследования опубликованы в 26 статьях, докладывались на Всесоюзных конференциях во Львове (1961 г), Минске (1975 г) и Сибирском отделении АН СССР (1962 г), на семинаре прочности кафедры "Динамика и прочность машин" МВТУ им. Баумана. (1962, 1972, 1975, 1976 гг.), на втором

международном симпозиуме по прикладной механике (1976), а также в ряде отраслевых институтов.

Методика расчета, развитая в работе, использована для расчета трубопроводов, внедрена в расчетную практику ряда предприятий, принята в качестве базовой для создания нормативного метода расчета.

Общий объем диссертации 480 стр. В том числе: основного текста 292 стр., 120 рисунков на 101 стр., 11 таблиц на 9 стр., список литературы (293 наименований) на 28 стр., приложений 50 стр.

Диссертация состоит из введения, пяти глав и сводки основных выводов.

Первая глава диссертации посвящена обзору и анализу исследований труб и трубопроводных систем за пределами упругости и при ползучести.

Отмечается значительный прогресс, достигнутый в создании методов расчета конструкций по предельному состоянию. Эти успехи связаны с трудами советских ученых: Н.М.Беляева, А.А.Ильющина, Н.И.Безухова, И.А.Биргера, Е.А.Бейлина, А.А.Гвоздева, В.В.Даниловской, А.Г.Дорфмана, М.И.Ерхова, М.А.Задояна, Д.Д.Ивлева, С.И.Иванова, С.Д.Клячко, В.А.Колтадина, С.Д.Лейтеса, И.Н.Миролюбова, П.Ф.Панковича, С.А.Пальчевского, А.Р.Ржаницына, В.И.Ровенблюма, В.В.Соколовского, А.К.Синицкого, В.Л.Фомина, Р.М.Шнейдеровича и др., а также зарубежных исследователей: М.Внука, Ф.Гайдона, Х.Гейрингера, Д.Гендельмана, М.Жичковского, М.Зибеля, Е.Имедди, С.Макки, Л.Малверна, П.Миллера, М.Мровека, А.Надаи, В.Прагера, Е.Панарелли, С.Пехника, Я.Скшипек, М.Стилла, А.Фрейденталя, П.Ходжа, Р.Хилла и др. При этом наиболее изученными являются вопросы несущей способности труб и стержней при действии на них одного - двух силовых факторов.

Несколько менее разработан вопрос расчета на ползучесть стержней и труб при комбинированном их нагружении. В работах Н.Х.Арутюняна, Н.М.Беляева, М.А.Колтунова, Л.М.Качанова, Д.Д.Костовецкого, Н.Н.Малинина, В.С.Наместникова, В.И.Ровенблюма, И.З.Цейтлина, С.А.Жестерикова, а также Д.Гендерсона, А.Джонсона, М.Жичковского, Б.Кана, М.Маккензи, М.Петингрю, Д.Спенса, Я.Скшипек, И.Финни и др. рассматривались лишь частные задачи расчета стержней и труб на ползучесть, что объясняется значительными трудностями решения нелинейных уравнений.

В связи с этим большое значение получают вопросы разработки общих методов решения задач ползучести. Наиболее распространенными при этом являются методы А.А.Илькина, Ю.Н.Работнова, И.А.Биргера, Л.М.Качанова, а также шаговый метод исследований неустановившейся ползучести.

С помощью этих методов строятся решения задач в пространстве напряжений, что требует значительного объема вычислений. Возможность получения более простых решений задач ползучести сложных систем связана с работами Ч.Келледайна и Д.Друкера и Ю.Н.Работнова, в которых показана возможность установления прямой функциональной связи между силами и перемещениями при ползучести. Эти идеи использованы в трудах В.И.Розенблюма, Т.Г.Мустафаева и некоторых других исследователей и положены в основу наших работ.

В настоящее время широко распространен расчет трубопроводов методами строительной механики. Такой подход развивается в нашей стране в трудах А.Г.Камерштейна, В.В.Рождественского, М.Н.Ручимского, Э.Л.Аксельрада и В.П.Ильина, А.А.Волошина, В.Я.Магалифа и Л.С.Икоосона и других исследователей. Особенно большая работа в этой области проделана Д.Л.Костовецким, под руководством которого в ЦКТИ им.Ползунова создан и внедрен ряд программ расчета трубопроводов на ЭВМ. Им же разработана первая в нашей стране программа расчета трубопроводов на релаксацию. Однако решение в пространстве напряжений оказывается весьма громоздким.

В работах В.Горчински, С.Кима, Д.Спенса, и некоторых других зарубежных исследователей сделана попытка проведения расчета на ползучесть трубопроводов в пространстве обобщенных сил. Однако эти решения не являются общими и содержат ряд противоречивых допущений.

Анализ длительной прочности трубопроводов также ведется по результатам упругого расчета, что является следствием отсутствия достаточно точного и простого метода расчета на ползучесть.

В то же время трудами Ю.Н.Работнова, Л.М.Качанова, Н.Н.Малинина, Г.М.Хажинского, М.Хжановски и ряда других исследователей созданы различные варианты кинетической теории разрушения, применение которой в расчетах на длительную прочность сдерживается отсутствием достаточно простых и корректных методов исследования самой ползучести трубопроводов.

Таким образом, в настоящее время определилась общая тенденция к проведению поверочных расчетов на ползучесть и длительную прочность. Применительно к трубопроводам эти расчеты не нашли пока широкого применения в связи с их большой сложностью, препятствующей реализации их на ЭИМ.

В соответствии с этим, основными задачами, решаемыми в работе, являются:

1. Разработка научно-обоснованных методов расчета труб и сложных трубопроводных систем на ползучесть.
2. Экспериментальное и теоретическое обоснование правомерности этих методов.
3. Создание методик, алгоритмов и программ расчета трубопроводов на ползучесть и релаксацию и оценка их долговечности.

Вторая глава диссертации содержит решение ряда задач установившейся ползучести тонкостенных и толстостенных труб. Полученные решения позволяют не только проводить эти расчеты для случая статически определимых систем, но и оценить точность получаемых далее, в расчетах сложных трубопроводных систем, результатов по напряжениям и скоростям перемещений.

Задача установившейся ползучести тонкостенной прямолинейной трубы под действием внутреннего давления, изгибающего и крутящего моментов решается при этом в геометрически линейной постановке.

Принимается степенной закон ползучести:

$$\dot{\epsilon}_{ij} = \frac{3}{2} B \sigma_i^{n-1} S_{ij} \quad (1)$$

В подобной постановке эта задача рассматривалась И.Фенни, Д.Спенсом и другими исследователями, но точное ее решение получено не было.

Представление функций скоростей деформаций в виде

$$\dot{\epsilon}_{ij}(y) = \dot{\epsilon}_{ij}(0) + \left. \frac{\partial \dot{\epsilon}_{ij}}{\partial y} \right|_{y=0} y + \dot{\epsilon}_{ij}^* \quad (2)$$

и использование условий равнодепланированных сечений, несжимаемости и постоянства нормальных окружных и касательных напряжений приводит к аналитическому выражению для нелинейной составляющей функции скорости сдвига $\bar{\gamma}_1$:

$$1 + \bar{\gamma}_1 = \left[\frac{(K\bar{\gamma} + 2\alpha - \tau)^2/3 + T^2(1 + \bar{\gamma}_1)^2}{(2\alpha - \tau)^2/3 + T^2} \right]^{\frac{n-1}{2n}}, \quad (3)$$

где: $\alpha = \sigma_z(0)/\sigma^*$; $\tau = \sigma_t/\sigma^*$;
 $\bar{\gamma}_1 = \dot{\gamma}_1/\dot{\gamma}_0$; $T^2 = \tau^2 + 4\beta^2$; $\beta = \tau/\sigma^*$
 $K = \frac{2R\dot{\epsilon}}{B\dot{\gamma}_0^n} \left(\frac{4}{3} \right)^{\frac{n-1}{2n}}$; $\bar{\gamma} = \frac{\gamma}{R}$; $\sigma^* = \text{const.}$

При этом, функция $\dot{\epsilon}^*$ овязана с $\dot{\gamma}_1$ соотношением

$$\dot{\epsilon}^* = \frac{1}{2} \frac{\tau \dot{\gamma}_1}{\dot{\gamma}_0} (\dot{\epsilon}_{t0} - \dot{\epsilon}_{z0}). \quad (4)$$

В таком случае

$$\sigma_z = \frac{\sigma^*}{2} \left(\tau + \frac{K\bar{\gamma} + 2\alpha - \tau}{1 + \bar{\gamma}_1} \right). \quad (5)$$

Система уравнений (3), (5) и условия статической эквивалентности σ_z , N и M_u дает возможность определить неизвестную функцию $\bar{\gamma}_1$ и параметры α и K .

При совместном изгибе и кручении тонкостенной трубы за пределами упругости имеет место деформация поперечных сечений. Скорость осевого перемещения точек срединной поверхности трубы определяется из уравнения

$$\dot{w} = -\dot{\theta} \omega_s + \int_0^s \dot{\gamma} d\psi, \quad (6)$$

где: $\omega_s = R\varphi$ — секториальная площадь.

Из (6) следует

$$\bar{w} = \frac{\dot{w}}{R\dot{\gamma}_0} = \int_0^\varphi \bar{\gamma}_1 d\varphi - \frac{\varphi}{\pi} \int_0^\pi \bar{\gamma}_1 d\varphi. \quad (7)$$

На основании полученных соотношений решен ряд частных задач установившейся ползучести тонкостенных труб.

На рис.1 сплошными линиями показана зависимость $\bar{M}_u(K)$ при совместном действии внутреннего давления и изгибающего момента. Пунктиром изображены функции $\bar{M}_u^0(K)$ при отсутствии внутреннего давления. На рис.2 приведена эпюра распределения осевого напряжения σ_z для этого случая. Пунктиром дано решение,

основанное на суммировании парциальных напряжений от изгиба и давления.

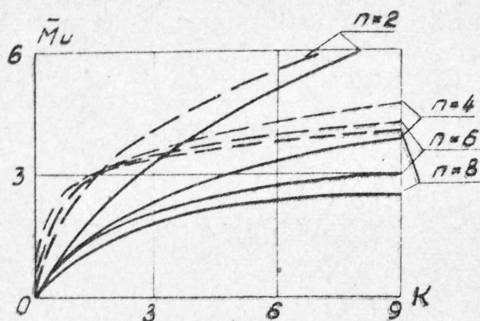


Рис. I

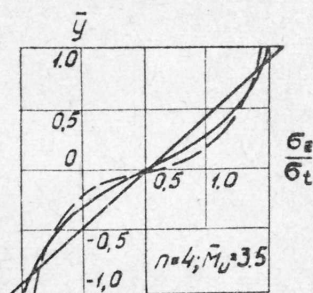


Рис. 2

Полученные результаты позволяют утверждать, что при комбинированном нагружении трубы функции перемещений и напряжений значительно отличаются от соответствующих функций при парциальном действии нагрузок.

Аналогичным образом решена задача об установившейся ползучести толстостенной трубы под действием внутреннего давления и изгибающего момента.

Предположение о малости возникающих касательных напряжений $\tau_{z\varphi}$ позволяет построить решение, подобное решению для тонкостенной трубы. Функция дополнительной окружной деформации $\Psi(\tau, \varphi)$ определяется при этом из соотношения

$$\left[(\bar{\alpha} \bar{r}^3 \cos \varphi)^2 + \Psi^2 \right]^{\frac{1-n}{2n}} \Psi = 1 \quad (8)$$

а распределение осевых напряжений описывается уравнением:

$$\bar{\sigma}_z = \frac{\sigma_z}{p} = \frac{\sqrt{3}}{n} \frac{\beta^{2/n}}{\beta^{2/n} - 1} \frac{\bar{\alpha}}{\Psi} \bar{r}^{\frac{3n-2}{n}} \cos \varphi - \frac{1}{\beta^{2/n} - 1} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{n} \right) \left(\frac{\beta}{\bar{r}} \right)^{2/n} \right], \quad (9)$$

где:

$$\beta = \frac{\tau_z}{\tau_1}; \quad \bar{r} = \frac{r}{r_1}; \quad \bar{\alpha} = \frac{\alpha \tau_1}{B p^n \beta^2} \left(n \frac{\beta^{2/n} - 1}{\sqrt{3}} \right)^n.$$

Кроме того, исследован случай ползучести толстостенной трубы при действии внутреннего давления и крутящего момента (точное численное решение); с использованием вариационного принципа минимума полной мощности дана верхняя оценка величины напряжений в толстостенной трубе в общем случае комбинированного нагружения.

Все эти решения, доведенные до численных результатов, указывают на необходимость тщательного учета всех, действующих на трубу, силовых факторов, и, одновременно подчеркивают сложность проблемы расчета даже на установившуюся ползучесть статически неопределимых трубопроводных систем, поскольку в этом случае неизвестны нагрузки, действующие на трубу.

Третья глава диссертации посвящена вопросам неустановившейся ползучести. Для описания процесса ползучести изотропных термостабильных материалов предложена модифицированная формулировка теории упрочнения

$$\dot{\epsilon}_{ij} = \frac{\dot{S}_{ij}}{2G} + \frac{3}{2} (B_0 - B_1 \operatorname{th} \frac{\epsilon_{ie}}{\beta \epsilon_{ie}}) \epsilon_i^{n-1} S_{ij}, \quad (10)$$

где: ϵ_{ij} , S_{ij} - компоненты девиаторов деформаций и напряжений;

ϵ_{ie} , ϵ_{ie} , ϵ_i - интенсивности деформаций ползучести, упругих деформаций и напряжений;

B_0 , B_1 , β , n - постоянные материала, зависящие от температуры испытания.

В отличие от традиционной формулировки Дависа

$$\dot{\epsilon}_c \epsilon_c^\alpha = f(\epsilon) \quad (11)$$

уравнение (10) не имеет особенности при $\epsilon_c = 0$ (т.е. при $t = 0$) и естественным образом приводит к описанию стадии установившейся ползучести.

Разработанная методика численной обработки экспериментальных данных для определения постоянных B_0 , B_1 , β , n позволила вычислить их для ряда материалов (ГХ18Н10Т, 15Х1МФ, ВТ-14, 30ХМ, Д16Т, ЭИ-69, медь, хромомолибденовая сталь) и сравнить расчетные и экспериментальные кривые ползучести, релаксации и ступенчатого нагружения.

Сопоставление расчетных и экспериментальных данных позво-

ляет сделать вывод о применимости уравнения (10) к описанию процессов ползучести при различных режимах нагружения.

Для описания процесса неустановившейся ползучести труб при комбинированном их нагружении разработана и реализована на ЭВМ методика шагового расчета, основанная на линеаризации решения дифференциального уравнения (10) на каждом малом отрезке времени Δt :

$$\Delta \varepsilon_{ij} = \frac{\Delta S_{ij}}{2G} + \frac{3}{2} (B_0 - B_1 \operatorname{th} \frac{\varepsilon_{ic}}{\beta \varepsilon_{ie}}) \sigma_i^{n-1} S_{ij} \Delta t. \quad (12)$$

Применительно к расчету тонкостенных труб из уравнения (12), с учетом условия равнодепланированных сечений, следует выражение для функции приращения осевого напряжения:

$$\Delta \sigma_z = E(\Delta \lambda + \Delta \varepsilon_y) + \frac{1}{2} \Delta \sigma_t - \frac{E}{2} (B_0 - B_1 \operatorname{th} \frac{\varepsilon_{ic}}{\beta \varepsilon_{ie}}) \sigma_i^{n-1} (2\sigma_z - \sigma_t) \Delta t, \quad (13)$$

где приращение осевого удлинения $\Delta \lambda$ и приращение кривизны $\Delta \varepsilon$ находятся из условий статической эквивалентности $\Delta \sigma_z$, ΔN и ΔM_u .

Анализ процесса неустановившейся ползучести толстостенной трубы при комбинированном ее нагружении также проведен шаговым методом на основе теории ползучести (10). При этом для уменьшения количества подлежащих определению неизвестных, решение проводится для функций напряжений Эри и Прандтля Φ и Ψ , чем достигается удовлетворение дифференциальных уравнений равновесия. Из условий совместности деформаций Сен-Венана получаются два дифференциальных уравнения вида

$$\begin{aligned} & \left(\tau^2 \frac{\partial^2}{\partial z^2} + 3\tau \frac{\partial}{\partial z} - \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} \right) \left(\frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} - \frac{1}{\tau} \frac{\partial \Phi}{\partial z} - \frac{1}{\tau^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \varphi^2} \right) + \\ & + 4 \left(\tau \frac{\partial^2}{\partial z \partial \varphi} + \frac{\partial}{\partial \varphi} \right) \left(\frac{1}{\tau} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z \partial \varphi} - \frac{1}{\tau^2} \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi} \right) = F_1(\dot{\varepsilon}_{ijc}) \Delta t; \\ & \left(1 + \tau \frac{\partial}{\partial z} \right) \frac{\partial \Psi}{\partial z} + \frac{1}{\tau} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \varphi^2} + \frac{1}{3} \tau \Delta \theta = F_2(\dot{\varepsilon}_{ijc}) \Delta t, \end{aligned} \quad (14)$$

где F_1 и F_2 зависят от напряженного и деформированного состояния в начале отрезка времени Δt .

Решение уравнений (14) проведено численно на ЭВМ с разложением функций Φ , Ψ , F_1 и F_2 в ряды Фурье по окружной координате.

Анализ точных решений задач неустановившейся ползучести толстостенных и тонкостенных труб показывает значительное отличие функций напряжений как от упругого решения, так и от решений, получаемых при парциальном действии сил.

В четвертой главе решение задач ползучести труб строится на основании теоремы Келледайна-Друкера, в соответствии с которой предполагается существование потенциальной функции ползучести, связывающей между собой обобщенные силы Q_j и, соответствующие им, скорости обобщенных перемещений $\dot{u}_j$:

$$\dot{u}_j = \frac{\partial \bar{A}}{\partial Q_j}, \quad (15)$$

причем нормированные поверхности постоянной мощности диссипации $\mathcal{L}$ представляют собой систему вложенных друг в друга выпуклых поверхностей, расположенных между поверхностями с показателями ползучести $n = 1$ и $n = \infty$, что соответствует линейному и предельному состояниям системы.

Для получения возможно более простого выражения функции $\bar{A}$ вводится понятие главных обобщенных сил, как таких сил, каждая из которых в отдельности вызывает только одно, соответствующее ей, перемещение. Поскольку границами области существования функции $\mathcal{L}$ являются ее упругое и предельное выражения, в диссертации решены задачи о предельном состоянии тонкостенных и толстостенных труб при комбинированном их нагружении.

Для тонкостенной трубы при нагружении ее изгибающими и крутящими моментами, внутренним давлением и осевой силой исследовано упруго-пластическое состояние и получено точное выражение предельной поверхности:

$$\bar{m}_u = \cos \frac{\pi \bar{s}}{2}, \quad (16)$$

где параметры нагружения $\bar{m}_u$ и $\bar{s}$ выражены через главные обобщенные силы - изгибающий момент и внешнюю осевую силу,

действующую на закрытую заглушками трубу:

$$\begin{aligned}\bar{m}_u &= \frac{m_u}{\sqrt{6\tau^2 - m_k^2 - q^2}}; \quad \bar{s} = \frac{s}{\sqrt{6\tau^2 - m_k^2 - q^2}}; \\ m_u &= \frac{M_u}{4R^2\delta}; \quad m_k = \frac{\sqrt{3}}{2} \frac{M_k}{\pi R^2\delta}; \\ q &= \frac{\sqrt{3}}{2} \frac{pR}{\delta}; \quad s = \frac{S}{2\pi R\delta}.\end{aligned}\tag{I7}$$

Соотношение (I6) представляет собой обобщение известного решения А.А.Гвоздева о предельном состоянии тонкостенной трубы на случай действия внутреннего давления и имеет самостоятельное значение при анализе предельного состояния конструкций.

Для толстостенной трубы относительными обобщенными силами являются отношения действующих нагрузок к их предельным частичным значениям

$$\begin{aligned}\bar{m}_u &= \frac{3M_u}{46\tau\tau_2^3(1-\beta^3)}; \quad \bar{m}_k = \frac{3\sqrt{3}}{2\pi} \frac{M_k}{6\tau\tau_2^3(1-\beta^3)}; \\ \bar{s} &= \frac{S}{\pi 6\tau\tau_2^2(1-\beta^2)}; \quad \bar{q} = \frac{\sqrt{3}p}{26\tau\ln(1/\beta)},\end{aligned}\tag{I8}$$

где: τ_2 - наружный радиус трубы;

$\beta = \tau_1/\tau_2$ - параметр толстостенности.

Представление в координатах (I8) известных решений В.В.Соколовского и Р.Хилла (о действии на трубу внутреннего давления и осевой силы, а также осевой силы и крутящего момента), Я.Скиншпека (о действии внутреннего давления и изгибающего момента) и решения о действии изгибающего момента и осевой силы (рис.3), позволяет записать общее приближенное выражение для предельной поверхности:

$$\bar{m}_u^2 + \bar{m}_k^2 + \bar{s}^2 + \bar{q}^2 = 1.\tag{I9}$$

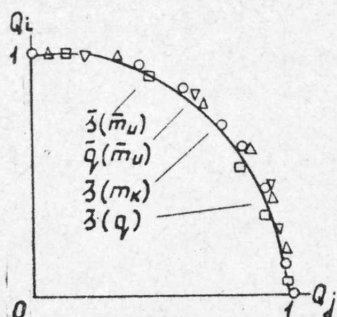


Рис.3

В соответствии с (16) и (19) в выражении для функции полезности

$$\bar{L} = \frac{\epsilon_0}{n+1} \left(\frac{Q_0}{\epsilon_0} \right)^{n+1} \quad (20)$$

принимается

$$Q_0 = \sqrt{m_u^2 + m_k^2 + \delta^2 + q^2}, \quad (21)$$

где: ϵ_0 и n — постоянные материала;

Q_0 — интенсивность обобщенных

сил. При этом для тонкостенной трубы;

$$m_u = \frac{M_u}{J_n R^2 \delta}; \quad J_n = 4 \int_0^{\pi/2} \cos^{\frac{n+1}{n}} \varphi d\varphi, \quad (22)$$

а m_k , δ , q определяются выражениями (17).

Для толстостенной трубы

$$\begin{aligned} m_u &= \frac{3n+1}{n J_n} \frac{M_u}{\tau_2^3 (1-\beta^{(3n+1)/n})}; \\ m_k &= \frac{3n+1}{2\pi n} \frac{M_k \sqrt{3}}{\tau_2^3 (1-\beta^{(3n+1)/n})}; \\ \delta &= \frac{S}{\pi \tau_2^2 (1-\beta^2)}; \quad q = \frac{p \sqrt{3}}{n(1-\beta^{2/n})}. \end{aligned} \quad (23)$$

В диссертации показано, что принятые соотношения удовлетворяют теореме Келледайна-Друкера. При $n = 1$ поверхность постоянной мощности диссипации переходит в поверхность упругого потенциала, а при $n = \infty$ приближается к предельной поверхности. В последнем случае для тонкостенной трубы наибольшее расхождение имеет место в плоскости $m_u \div \delta$, где косинусоида заменяется эллипсом.

Для толстостенных труб, работающих в стационарном тепловом режиме, распределение температуры по толщине стенки определяется уравнением

$$T = T_2 + \frac{\Delta T}{\ln \beta} \ln \frac{r}{r_2} \quad (24)$$

При $\Delta T = T_1 - T_2 \ll T$ закон установившейся ползучести принимает вид

$$\dot{\epsilon}_c = B_2 \left(\frac{r}{r_2} \right)^k \sigma^n, \quad (25)$$

где: B_2 - коэффициент ползучести при $T = T_2$,

$$k = \frac{U_0 \Delta T}{RT_2^2 \ln \beta}; \quad (26)$$

U_0 и R - энергия активации и газовая постоянная.

В этих условиях функция ползучести может быть также принята в форме (20), (21), но величины обобщенных сил должны вычисляться по формулам:

$$\begin{aligned} m_u &= \frac{3n+1-k}{n\pi n} \frac{M_u}{r_2^3 (1-\beta^{(3n+1-k)/n})}; \\ m_k &= \frac{3n+1-k}{2\pi n} \frac{M_k \sqrt{3}}{r_2^3 (1-\beta^{(3n+1-k)/n})}; \\ \gamma &= \frac{2n-k}{2\pi n} \frac{S}{r_2^2 (1-\beta^{(2n-k)/n})}; \\ q &= \frac{\sqrt{3}}{2} \frac{2+k}{n} \frac{p \beta^{k/n}}{1-\beta^{(2+k)/n}}. \end{aligned} \quad (27)$$

Из приведенных соотношений следует, что при наличии градиента температуры по толщине стенки трубы расчет на ползучесть по некоторой средней температуре некорректен, поскольку влияние ΔT при различных видах нагружения различно.

В соответствии с (15) и (20) скорости обобщенных перемещений ползучести равны:

$$\ddot{u}_j = \left(\frac{Q_0}{Q_0}\right)^n \frac{Q_j}{Q_0} = B Q_0^{n-1} Q_j. \quad (28)$$

При этом под $\ddot{u}_j$ понимаются

$$\ddot{u}_u = R \ddot{\varepsilon}; \quad \ddot{u}_\kappa = R \ddot{\vartheta} = R \ddot{\theta} / \sqrt{3}; \quad \ddot{u}_\lambda = \ddot{\lambda}; \quad \ddot{u}_q = \ddot{\Delta} = \Delta \dot{V} / (\sqrt{3} V_0), \quad (29)$$

где: R — средний радиус тонкостенной трубы (или наружный толстостенной);

$\ddot{\varepsilon}, \ddot{\theta}, \ddot{\lambda}, \ddot{\Delta V}$ — скорости изменения кривизны, крутки, относительного удлинения и изменения объема внутренней полости закрытой заглушками трубы.

Таким образом, введение понятия главных обобщенных сил и выбор специальных координат этого пространства позволили получить достаточно простое общее выражение для скоростей перемещений ползучести труб (28).

Экспериментальная проверка соотношений (28) проводилась путем испытания труб сечением $28 \times 0,5$ мм из стали 12Х18Н10Т при $T = 600^\circ\text{C}$. Образцы нагружались внутренним давлением, изгибающим и крутящим моментами. В процессе испытаний замерялись углы закручивания и прогибы.

Были проведены испытания на чистое кручение (четыре режима), по данным которых рассчитывались значения параметров уравнения ползучести (12).

Режимы комбинированных нагружений приведены в таблице.

Из уравнений (28) следует, что при установившейся ползучести

$$\frac{\dot{u}_j}{B} = Q_0^{n-1} Q_j. \quad (30)$$

На рис.4 пунктиром изображена зависимость (30), а точками нанесены результаты всех испытаний. Индексом "К" отмечены результаты, относящиеся к угловым перемещениям кручения, а индексом "И" — к кривизнам при изгибе для режимов (9-12) комбинированного нагружения.

№	M_{II} кгсм	M_K кгсм	P кг/см ²
5	380	0	0
6	280	0	0
7	250	0	0
8	180	0	0
9	260	166	0
10	150	290	0
11	260	166	10
12	150	290	10

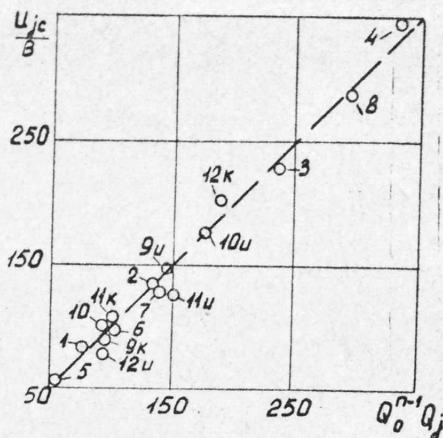


Рис.4

Из графика следует, что экспериментальные точки хорошо группируются в окрестностях теоретической прямой.

Полученные результаты подтверждают правомерность описания процесса установившейся ползучести в пространстве обобщенных сил и оправданность введенных соотношений.

Пятая глава диссертации посвящена разработке методов расчета на ползучесть труб и трубопроводных систем с использованием введенного выше пространства обобщенных сил.

Показано, что использование теоремы Кастильяно при установившейся ползучести приводит к интегралу типа интеграла Мора:

$$\delta_z = \int_0^L B Q_0^{n-1} (A Q_j) P_j z dz, \quad (31)$$

где: δ_z — скорость перемещения по направлению z ;

P_j — функция j -го внутреннего силового фактора от действия единичной нагрузки по направлению z ;

A_j — коэффициент перехода от обобщенных перемещений к действительным.

Из уравнений (31) следует каноническая система уравнений метода сил при установившейся ползучести, если под обобщенной

силой Q_j понимать

$$Q_j = \frac{1}{F_j} (H_j^{(p)} + X_k P_{jk}), \quad (32)$$

где: X_k - неизвестные реакции;

F_j - коэффициент перехода для сил.

Эти уравнения, в соответствии с (15), представляют собой условие минимума некоторого функционала в пространстве неизвестных сил X_k .

Для определения последних предложено применять метод Ньютона-Канторовича, принимая в качестве исходного приближения решение для невесомого трубопровода ($X_k^{(0)} = 0$). Ступенчатое увеличение нагрузки при этом приводит к уравнениям для определения приращений неизвестных ΔX_k на каждом этапе последовательного нагружения:

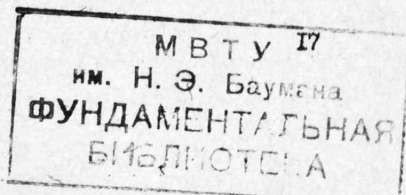
$$\int_0^L B Q_0^{n-1} (\Delta H^{(p)} \frac{A}{F})_j P_{jk} dz + \int_0^L B Q_0^{n-1} \Delta X_k (P_k \frac{A}{F})_j P_{jk} dz = 0. \quad (33)$$

Из уравнений (31) следует, что характерными особенностями установившейся ползучести трубопроводов являются, во-первых, зависимость внутренних силовых факторов от величины внутреннего давления, и во-вторых, независимость конечного состояния от величины предварительных упругих деформаций, связанных с действием нагрева и монтажной растяжки.

При этом, конечное состояние трубопровода, укрепленного на упругих подвесках, идентично состоянию такого же трубопровода, расположенного на жестких опорах. Это следует из формулировки кинематических граничных условий: т.к. состоянию установившейся ползучести соответствуют постоянные силы, то скорости перемещений точек закрепления должны быть равны нулю.

В соответствии с предложением академика Ю.Н. Работнова, описание процесса ползучести в пространстве обобщенных сил распространено и на стадию неустановившейся ползучести. В этом случае уравнения ползучести по модифицированной формулировке теории упрочнения записаны в виде

$$\dot{U}_j = \alpha_j \dot{Q}_j + (B_0 - B_1 \text{th} \frac{U_{0c}}{\beta U_{1c}}) Q_0^{n-1} Q_j; \quad (34)$$



где: α_j - коэффициенты упругой податливости;

U_{0e}, U_{0c} - интенсивности упругих и пластических обобщенных перемещений.

Уравнения (34) проверены экспериментально для режимов комбинированного нагружения, указанных выше.

Сопоставление расчетных и экспериментальных данных указывает на хорошее их взаимное соответствие, а следовательно на применимость уравнений (34) к расчету на неустановившуюся ползучесть.

При расчете на неустановившуюся ползучесть особый интерес представляет анализ изменения во время напряженного состояния.

В диссертации показано, что использование решения в пространстве обобщенных сил значительно упрощает такой анализ. При этом, для прямолинейной трубы в уравнении (13) величины $\Delta\lambda$ и $\Delta\mathcal{E}$ оказываются известными функциями внутренних сил (34). Численный анализ процесса перераспределения напряжений, проведенный в пространстве напряжений и в пространстве обобщенных сил, показал, что расхождение в величинах напряжений не превосходит 7%.

Процесс ползучести криволинейных участков тонкостенных труб сопровождается искажением их поперечных сечений, что ведет к изменению за время Δt деформаций на величины

$$\begin{aligned}\Delta\mathcal{E}_\varphi &= y_2 \Delta\mathcal{E}_1 - y_1 \Delta\mathcal{E}_2 - (\Delta W \cos\theta - \Delta V \sin\theta) / R; \\ \Delta\mathcal{E}_\varphi &= \frac{\Delta W}{r} + r \frac{\partial^2 \Delta W}{\partial^2 \theta^2} + \frac{\partial \Delta V}{\partial \theta} - \frac{r}{r^2} \frac{\partial^2 \Delta V}{\partial \theta^2},\end{aligned}\quad (35)$$

где: W и V - радиальное и окружное перемещения;

$\Delta\mathcal{E}_1$ и $\Delta\mathcal{E}_2$ - изменение кривизны бруса в главных плоскостях;

y_1 и y_2 - координаты точки срединной поверхности;

R и r - радиус кривизны трубы и радиус ее сечения;

θ - угловая координата точки.

В соответствии с принятым методом решения задачи величины $\Delta\mathcal{E}_1$ и $\Delta\mathcal{E}_2$ определяются через приращения обобщенных перемещений.

Подстановка $\Delta\mathcal{E}_\varphi$ и $\Delta\mathcal{E}_\varphi$ (35) в уравнения ползучести (12) и введение предположения о малом влиянии изгиба стенки трубы на расширение ее срединной поверхности позволяет выразить прираще-

ния напряжений $\Delta \sigma_r$ и $\Delta \sigma_\theta$ через приращения перемещений Δw , $\Delta \varepsilon_1$ и $\Delta \varepsilon_2$. Приращение радиального перемещения Δw представляется в виде ряда Фурье по окружной координате θ . Коэффициенты первых трех членов ряда находятся из условия статической эквивалентности приращения напряжений $\Delta \sigma_r$ и приращений внутренних сил ΔM_1 , ΔM_2 , ΔN , которые связаны с $\Delta \varepsilon_1$, $\Delta \varepsilon_2$ и $\Delta \lambda$ соотношениями (34) и известны из решения задачи в пространстве обобщенных сил.

Коэффициенты высших гармоник могут быть найдены из условия минимума функционала ползучести.

В полученных соотношениях процесс искажения формы поперечного сечения учитывается на каждом шаге расчета по времени, при этом исходная форма сечения определяется предыдущим деформированным состоянием. С этой целью в решении кроме величин Δw и Δu_j сохранены произведения вида $\Delta u_j \sum \Delta w$.

Использование соотношений (20) позволило построить систему канонических уравнений метода сил при неустановившейся ползучести:

$$\begin{aligned} \delta_k = & \int_2 [(\dot{N}^{(p)})_j P_{jk} + \dot{X}_z (\dot{A} P_k)_j P_{jz}] dz + (\dot{A} \dot{X})_k + \\ & + \int_2 (B_0 - B_1 \operatorname{th} \frac{U_{0c}}{\beta U_{0e}}) Q_0^{n-1} [(\dot{N}^{(p)} \frac{A}{F})_j P_{jk} + \dot{X}_z (\dot{P}_k \frac{A}{F})_j P_{jz}] dz = 0, \end{aligned} \quad (36)$$

где: $\dot{X}_z$ — неизвестные реакции;

$\dot{N}_j^{(p)}$ — функции внутренних сил от известных внешних нагрузок;

P_{jz}, P_{jk} — функции внутренних сил от действия единичных нагрузок;

$\dot{A}, A, F$ — коэффициенты податливостей и переходные коэффициенты от обобщенных сил и перемещений к действительным.

Решение системы уравнений (36) производится шаговым методом.

На основании метода сил составлена программа для изучения процесса релаксации усилий и напряжений температурной самокомпенсации и проведены расчеты ряда трубопроводов. На рис. 5 показаны кривые релаксации реакций в плоской трубопроводной системе из стали 15ХМ1Ф, а на рис. 6 — функции изменения наибольшего осевого напряжения.

Полученные численные результаты позволяют сделать вывод, что в первом приближении функции внутренних сил могут считаться подобными. Тем самым подтверждается применимость вариационного метода Л.М. Качанова к решению задач релаксации в пространстве обобщенных сил.

Сам процесс решения задачи релаксации на ЭМ БЭСМ-6 для пространственной системы с тремя участками занимает всего 6,22 мин.

Расчет на неустойчивую ползучесть многократно статически-неопределимых систем методом сил более сложен, чем при использовании метода перемещений, поскольку, в последнем случае общая матрица жесткостей системы обычно слабо заполнена и имеет ленточную структуру.

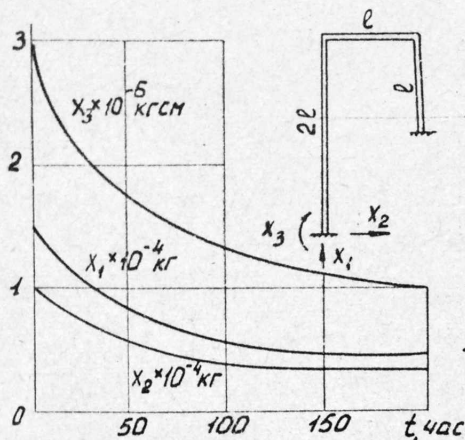


Рис.5

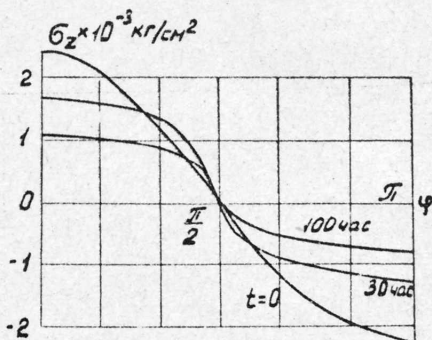


Рис.6

Поэтому в диссертации разработана методика расчетов на неустойчивую ползучесть, основанная на использовании метода перемещений.

Каноническая система уравнений метода перемещений получена непосредственно из принципа возможных перемещений. Считая, что система находится под действием весовых нагрузок X^v и сосредоточенных сил P_q , запишем вариационное уравнение Лагранжа

$$\int_V \sigma_{ij} \delta \epsilon_{ij} dv - \int_V X_k^v \delta v_k dv - \sum_q P_q \delta v_q = 0. \quad (37)$$

Из соотношений (34) следует, что

$$\{H\} = \{H(0)\} + \int_0^t ((G)\{\dot{U}\} - (\Psi)\{H\}) d\tau, \quad (38)$$

где: $\{H\}$ - вектор внутренних силовых факторов;
 (G) - матрица упругих постоянных;
 $\{\dot{U}\}$ - вектор удельных скоростей перемещений;
 (Ψ) - матрица ползучести.

Вводя матрицу дифференцирования, связывающую вектор удельных скоростей перемещений с вектором перемещений сечений

$$\{U\} = (D)\{V\}, \quad (39)$$

и выражая с помощью матрицы формы (B) текущие перемещения через узловые

$$\{V\} = (B)\{V\}, \quad (40)$$

получим определяющее уравнение для всей системы

$$\begin{aligned} \{\delta \bar{V}\}^T(T)^T [C](T) \{\bar{V}(t)\} = \\ = \{\delta \bar{V}\}^T(T)^T (\{\bar{P}(t)\} + \{\bar{P}_v\} + \{\bar{P}_e\}), \end{aligned} \quad (41)$$

где: (T) - матрица перенумерации;

$(T)^T [C](T) = [K]$ - матрица жесткости;

$$\{P(t)\}_i = \int_{\ell_i} ((B)_i^T (D)_i^T \int_0^t (\Psi)_i \{H\}_i d\tau) d\ell; \quad (42)$$

$$\{P_v\}_i = \int_{\ell_i} (B)_i^T \{X^v\}_i d\ell; \quad (43)$$

$\{P_e\}_i$ - вектор внешних сосредоточенных сил.

Переходя к скоростям перемещений из (41) получаем основную систему уравнений, аналогичную уравнениям метода конечных элементов (МКЭ):

$$[K]\{\dot{V}\} = \{\dot{P}(t)\}, \quad (44)$$

решение которой ведется шаговым методом с учетом начальных условий

$$[K]\{\bar{V}(0)\} = \{\bar{P}_v\} + \{\bar{P}_e\}. \quad (45)$$

Для реализации уравнения (44) может быть применена известная процедура МКЭ, в соответствии с которой конструкция разбивается на большое число мелких элементов и в пределах каждого из них задается матрица формы (В).

При расчете регулярных конструкций такое деление на элементы производится автоматически на ЭЕМ. Конструктивное многообразие трубопроводов не позволяет в нашем случае автоматизировать этот процесс, что приводит к огромному объему исходной информации. Кроме того, для сложных протяженных систем применение МКЭ в традиционной форме ведет к резкому увеличению размеров матрицы [К] и значительным затратам машинного времени.

С целью уменьшения общего порядка матрицы [К] в разработанной методике расчета предусматривается деление трубопровода на естественные укрупненные элементы: прямолинейные и криволинейные участки, узловыми точками которых являются также места скачкообразного изменения внутренних силовых факторов.

Получение более точного, чем с помощью МКЭ, решения достигается путем отказа от задания матрицы формы (В), для чего отдельные группы строк уравнения (44) рассматриваются как уравнения равновесия узлов, а узловые силы (правая часть уравнения (44)) определяются как реакции в основной кинематически определимой системе с использованием метода сил (36).

В качестве исходной информации в программу вводятся координаты узловых точек элементов, их геометрические и физические характеристики. На основании этой информации производится вычисление матриц жесткостей элементов, формирование и решение общей системы уравнений метода перемещений:

$$\begin{aligned} (C_{12}^{n-1})\{V_{n-1}\} + ((C_{11}^n) + (C_{22}^{n-1}) + (C^n))\{V_n\} + \\ + (C_{21}^n)\{V_{n+1}\} = \{R_n^0\} - \{F_1^n\} - \{F_2^{n-1}\}, \end{aligned} \quad (46)$$

где: (C_{ij}^{n-1}) и (C_{ij}^n) — блоки (6×6) матриц жесткостей стыкуемых в узле n элементов $n-1$ и n ;

(C^n) — матрица жесткостей опоры, расположенной в узле n ;

$\{V_n\}$ — вектор неизвестных перемещений узлов;

$\{R_n^0\}$ — вектор монтажных усилий в узле n ;

$\{F_i^k\}$ — векторы реакций в точках i элементов K , возникающих в основной, кинематически определимой, системе от действия внешних сил на элемент.

Решение системы уравнений (46) определяет начальное (при $t = 0$) состояние трубопровода.

В процессе ползучести происходит изменение узловых сил. В таком случае уравнения метода перемещений (46) записываются для приращений перемещений, происходящих за отрезок времени Δt ;

$$(C_{12}^{n-1})\{\Delta V_{n-1}\} + ((C_{11}^n) + (C_{22}^{n-1}) + (C^n))\{\Delta V_n\} + \quad (47)$$

$$+ (C_{21}^n)\{\Delta V_{n+1}\} = (C_{11}^n)\{\dot{V}_{1c}^n\}\Delta t + (C_{21}^{n-1})\{\dot{V}_{1c}^{n-1}\}\Delta t,$$

где: $\{\dot{V}_{1c}^n\}$ и $\{\dot{V}_{1c}^{n-1}\}$ — векторы скоростей перемещений ползучести точек I элементов n и $n-1$, определяемые при жестком заземлении точек 2, т.е. при рассмотрении этих элементов в виде консолей, и зависящие от величин узловых сил и внешних нагрузок предшествующего момента времени.

В методике и программе расчета предусмотрено вычисление матриц податливостей элементов в местных системах координат и преобразование их в матрицы жесткостей в общей для всего трубопровода системе осей; автоматическое формирование общей матрицы жесткостей системы; вычисление узловых сил и напряжений; формирование вектора возмущений для каждого шага расчета.

Внешними нагрузками, действующими на систему, могут быть: силы веса, внутреннее давление, усилия температурной самокомпенсации.

Решение в пространстве обобщенных сил позволяет проводить анализ изменения напряжений только в опасных сечениях. Выбор последних автоматизирован.

Разработанная программа МП-78 для ЭВМ БЭСМ-6 позволяет рассчитывать с использованием оперативной памяти машины трубопроводы с количеством элементов до 100 и числом опор, не превышающим 20. При этом длина рабочего массива, т.е. длина матрицы жесткостей при записи ее диагональных и наддиагональных элементов в одну строку не должна превышать 10900.

По этой программе проведен расчет ряда трубопроводов, два из которых изображены на рис. 7 и 8.

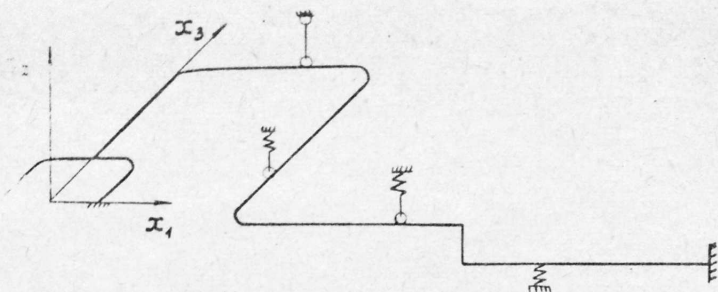


Рис. 7

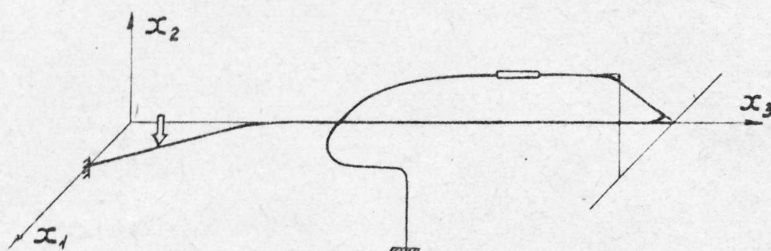


Рис. 8

Определение долговечности (длительной прочности) трубопровода производится с использованием теории хрупкого разрушения Л.М.Качанова. Выбор этой теории обусловлен тем, что расчетное время работы трубопровода обычно регламентируется величиной порядка 100 тыс. часов. В связи с тем, что по теории Л.М.Качанова процесс разрушения рассматривается как направленный процесс, в качестве эквивалентного напряжения, определяющего интенсивность процесса уменьшения сплошности Ψ по некоторому направлению α , принят критерий В.П.Сдобырева

$$\sigma_{\alpha} = \frac{1}{2}(\sigma_i + \sigma_{\alpha}) \quad (48)$$

При этом на скорость уменьшения сплошности накладывается условие:

$$\frac{d\Psi}{dt} = 0 \quad \text{при} \quad \sigma_{\alpha} < 0 \quad (49)$$

В процессе неустановившейся ползучести в любой точке трубопровода имеет место сложное нагружение. При этом заранее невозможно предсказать ни положение опасного сечения, ни координаты опасной точки (φ), ни направление (α), по которому произойдет разрушение. Поэтому в предположении монотонного характера изменения напряжений, в методике предусмотрено определение двух опасных сечений — по начальному состоянию ($t = 0$) и по состоянию установившейся ползучести ($\dot{\epsilon}_{ij} = 0$).

По этим состояниям в каждом из сечений определяются координаты опасных точек и опасные направления. Кроме того, вводятся в рассмотрение промежуточная точка и промежуточное направление. Тем самым, в каждом из опасных сечений рассматриваются три опасных точки с угловыми координатами $\varphi_e, \varphi_c, \varphi_o$. В каждой из этих точек прослеживается процесс изменения функции сплошности ψ по трем направлениям: $\alpha_e, \alpha_c, \alpha_o$. Для каждого сочетания координат φ и α в процессе шагового решения задачи ползучести производится вычисление времени до разрушения и полученная совокупность решений представляется в виде фрагмента поверхности времени разрушения:

$$t_p = \sum_{k=0}^3 \sum_{l=0}^3 b_{kl} \varphi^k \alpha^l \quad (0 < k+l \leq 3) \quad (50)$$

Действительному времени разрушения соответствует минимум функции (50).

В диссертации предложена также упрощенная формула для расчета на длительную прочность. Если длительность стадии неустановившейся ползучести невелика, то при стационарных условиях работы системы эквивалентное напряжение на стадии установившейся ползучести приближенно равно

$$\sigma_{ic} = \left[Q_0^{n-1} \sqrt{(m_n + 1)^2 + 0,75 \sigma_*^2 + 3 \tau^2} \right]^{1/n}, \quad (51)$$

и условие длительной прочности можно записать в виде

$$\sigma_{ic} \leq \frac{\sigma_{\Delta, n.}}{n_{\Delta, n.}} \quad (52)$$

Величины обобщенных сил, входящих в уравнение (51), рекомендовано брать из упругого расчета трубопровода, укрепленного на жестких опорах и находящегося под действием только весовых нагрузок и внутреннего давления.

Для случая, когда напряжения, возникающие в трубопроводе от действия весовых нагрузок, малы по сравнению с напряжениями от внутреннего давления, построено приближенное решение задачи установившейся ползучести с наперед заданной точностью.

При $m_n \leq q$; $m_k \leq q$; $\beta \leq q$ система канонических уравнений метода сил (33) принимает вид:

$$\int_0^l B q^{n-1} (H^{(p)} \frac{A}{F})_j P_{jk} dz + \int_0^l B q^{n-1} \chi_k (P_z \frac{A}{F})_j P_{jk} dz = 0. \quad (53)$$

Эти уравнения отличаются от системы уравнений упругого решения только тем, что в них вместо податливостей вида $1/EJ_k$ и т.п. стоят величины $B q^{n-1} (A/F)_j$.

Из выражения (5) следует, что для вычисления напряжений с погрешностью не более 10% надо принять $\bar{\gamma}_1 = 0,1$. Подставляя $\bar{\gamma}_1 = 0,1$ в уравнение (3) и вычисляя M_u получим условие для изгибающих моментов, при выполнении которого погрешность линейного решения не превышает 10%:

$$\frac{M_u}{w_x \sqrt{6^2 + 4\tau^2}} \leq 3 (1,21^{\frac{n}{n-1}} - 1,21). \quad (54)$$

При этом выражения вида (A/F) переходят в обычные выражения упругих жесткостей.

Следовательно, при выполнении условия (54) расчет трубопровода на установившуюся ползучесть можно вести с использованием программы обычного весового расчета трубопроводов, заменив в них модуль упругости на выражение $(B q^{n-1})^{-1}$ и считая все ненулевые связи жесткими. Расчет напряжений при этом производится по обычным формулам, а его погрешность не превышает 10% в сторону завышения напряжений.

Разработанная методика расчета проверялась экспериментально на модельном трубопроводе, изготовленном из трубки $\varnothing 18 \times 0,5$ из стали 12Х18Н10Т (рис.9).

Трубопровод ($l = 400$ мм, $R = 70$ мм) нагревался на 600°C и нагружался внутренним давлением $p = 25$ ати, постоянной силой $F = 4$ кг и усилием предварительного натяжения $P_0 = 4$ кг, создаваемым в пружине, жесткостью $C = 30$ кг/см. Перемещения ползуче-

сти замерялись с помощью индикаторов часового типа. Данные замеров приведены на рис.10. Сплошными линиями показаны результаты расчета. Заметим, что в процессе ползучести реакция в пружинной опоре стабилизируется и стремится к значению реакции в жесткой опоре, как было показано выше.

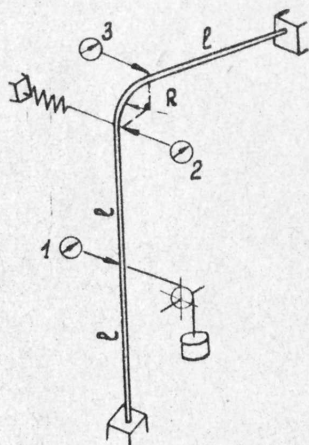


Рис.9

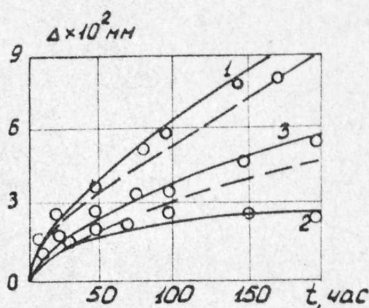


Рис.10

Характерным отличием работы системы, закрепленной на упругих опорах от системы с жесткими связями, является увеличение в первом случае времени переходного режима неустановившейся ползучести. Это обстоятельству также следует учитывать в расчетах на длительную прочность. На рис.10 пунктиром показаны расчетные значения перемещений сечений I и 3 при замене упругой опоры на жесткую.

ВЫВОДЫ

I. Выполнено комплексное теоретическое и экспериментальное исследование ползучести труб:

I) получено точное замкнутое решение задачи установившейся ползучести тонкостенной трубы при комбинированном нагружении ее внутренним давлением, изгибающими и крутящим моментами и осевой силой;

2) разработана методика расчета на установившуюся ползучесть толстостенных труб;

3) созданы алгоритмы расчета тонкостенных и толстостенных труб на неустановившуюся ползучесть, основанные на использовании шагового метода расчета по времени;

4) предложена модифицированная формулировка теории ползучести типа упрочнения, в которой устранены некоторые особенности, присущие традиционной форме записи;

5) проведена экспериментальная проверка предложений теории;

6) выполнено экспериментальное исследование ползучести тонкостенных труб при комбинированном их нагружении.

На основании этих исследований сделаны следующие выводы:

- скорости перемещений и функции напряжений существенно зависят от соотношения между действующими на трубу факторами;

- имеет место хорошее соответствие между описанием процесса ползучести труб и образцов с помощью предложенной теории и экспериментом;

- шаговый метод расчета в пространстве напряжений дает хорошее описание процесса ползучести труб при комбинированном нагружении, но практически мало пригоден для расчета сложных реальных трубопроводных систем.

II. Разработан ряд положений, позволяющих ввести прямую функциональную связь между силами и скоростями перемещений при установившейся и неустановившейся ползучести труб:

1) введено понятие главных обобщенных сил и, соответствующих им, главных обобщенных перемещений;

2) получены точное выражение предельной поверхности для тонкостенной трубы и приближенное для толстостенной трубы;

3) построены поверхности постоянной мощности диссипации, удовлетворяющие теореме Келледайна-Друкера;

4) составлены уравнения ползучести труб в терминах пространства обобщенных сил.

Сопоставление решения задачи ползучести, полученного в пространстве обобщенных сил, с точным решением в пространстве напряжений и прямым экспериментальным исследованием показало хорошее их взаимное соответствие.

III. Описание процесса ползучести в пространстве обобщенных сил позволило разработать эффективные методы расчета сложных трубопроводных систем;

1) составлены канонические уравнения метода сил для расчета на ползучесть статически неопределимых систем и разработана методика их решения;

2) разработан метод последовательных нагружений для анализа состояния установившейся ползучести трубопроводов;

3) созданы алгоритмы и программа расчета на неустановившуюся ползучесть трубопровода с использованием метода перемещений;

4) предложены оценки кратковременной и длительной прочности трубопроводов;

5) выявлены условия применимости нормативных расчетов.

Численный расчет ряда трубопроводов позволил установить следующее:

- затраты машинного времени при решении задач ползучести в пространстве обобщенных сил на $1,5+2$ порядка меньше, чем при решении в пространстве напряжений;

- функции внутренних силовых факторов при этом могут считаться подобными;

- функции напряжений в большей степени отклоняются от условия подобия;

- величины реакций системы при ползучести зависят не только от весовых нагрузок, но и от внутреннего давления в трубопроводе.

IV. Разработанный в диссертации метод расчета трубопроводов на ползучесть и длительную прочность реализован в виде программ расчета на ЭВМ БЭСМ-6 и использован для расчета воздухопроводов.

По этим программам проведен расчет ряда трубопроводов энергетической установки "Вихрь-2" и трубопроводов установки на быстрых нейтронах "БН-600". Созданная методика принята в качестве базовой для создания нормативной методики расчета трубопроводов.

Подтвержденный актами экономический эффект от использования развитых в диссертации методов составляет 567 тыс.руб.

Теоретические основы методов расчета на ползучесть могут быть применены не только к расчету трубопроводов, но и к расчету различного рода рамных систем. Сопоставление расчетных данных с результатами экспериментального исследования модельного трубопровода указывает на их хорошее соответствие друг другу.

Основные результаты работы изложены в статьях:

1. Стасенко И.В. Расчет на ползучесть тонкостенной трубы в зоне жесткого фланца. - "Известия вузов. Машиностроение", 1962, № 8 с.104-112.

2. Якобсон С.С., Землянская Л.Л., Стасенко И.В. К вопросу о работоспособности сварных соединений паропроводов электростанций, "Теплоэнергетика", -1963, № 2, с.64-69.

3. Стасенко И.В. Ползучесть цилиндрической оболочки в зоне крайового эффекта, - "Прикладная механика, АН УССР", 1962, т.УШ, в:6, с.665-670.

4. Стасенко И.В. Ползучесть тонкостенной трубы при действии внутреннего давления и изгиба, "Известия вузов.Машиностроение", 1965, № 7, с.58-61.

5. Стасенко И.В. К вопросу о длительной прочности кольцевого сварного шва. - "Известия вузов. Машиностроение", 1966, № 4, с.38-43.

6. Стасенко И.В. Упруго-пластический изгиб тонкостенной трубы. - "Известия вузов.Машиностроение", 1968, № 4, с.41-46.

7. Стасенко И.В. Изгиб тонкостенной трубы из линейно-прочняющегося материала. - "Известия вузов. Машиностроение", 1970, № 1, с.8-12.

8. Стасенко И.В. Установившаяся ползучесть тонкостенной трубы при действии на нее внутреннего давления и изгибающего момента. - "Известия вузов. Машиностроение", 1970, № 6, с.10-14.

9. Стасенко И.В., Миненков Б.В., Арефьева Л.Н. Неустановившаяся ползучесть тонкостенной пластмассовой трубы под действием внутреннего давления и изгибающего момента. - "Применение пластмасс в машиностроении, сб.трудов МВТУ им.Баумана", 1970, № 10, с.11-17.

10. Стасенко И.В. Изгиб и кручение тонкостенной трубы из материала с произвольной диаграммой деформирования. - "Известия вузов, Машиностроение", 1971, № 8, с.5-9.

11. Стасенко И.В., Ткачев В.В. Стесненное кручение и изгиб тонкостенной трубы из нелинейно-упругого материала. - "Известия вузов, Машиностроение", 1972, № 1, с.5-10.

12. Стасенко И.В. Установившаяся ползучесть тонкостенной трубы в общем случае действия сил. - "Известия вузов, Машиностроение", 1973, № 7, с.21-25.

13. Стасенко И.В. Установившаяся ползучесть толстостенной трубы при действии внутреннего давления и изгибающего момента. - "Известия вузов, Машиностроение", 1973, № 8, с.18-22.

14. Стасенко И.В. Установившаяся ползучесть толстостенной трубы. - "Известия вузов, Машиностроение", 1974, № 2, с.14-17.

15. Стасенко И.В. Модифицированная формулировка теории упрочнения. - "Известия вузов, Машиностроение", 1975, № 8, с.171-173.

16. Стасенко И.В. Предельное состояние толстостенного трубопровода. - "Вестник машиностроения", 1975, № 8, с.12-13.

17. Стасенко И.В. Поверхность постоянной мощности диссипации для тонкостенной трубы. - "Известия вузов, Машиностроение", 1975, № 5, с.20-24.

18. Маурин А.С., Стасенко И.В., Сенокосов И.А., Моисеев В.И. Установка для испытания на ползучесть трубчатых образцов при действии изгиба и кручения. - "Заводская лаборатория", 1975, № 12, с.15-16.

19. Стасенко И.В., Семишкин В.П. Неустановившаяся ползучесть толстостенной трубы. - "Известия вузов, Машиностроение", 1977, № 12, с.13-15.

20. Стасенко И.В., Маурин А.С. Установившаяся ползучесть тонкостенных труб при комбинированном нагружении. - "Проблемы прочности", 1977, № 6, с.83-84.

21. Стасенко И.В. Установившаяся ползучесть толстостенной трубы в общем случае действия сил. - В сб. "Расчеты на прочность", "Машиностроение", 1977, вып.18, с.267-274.

22. Миненков Б.В., Стасенко И.В. Прочность деталей из пластмасс. М., "Машиностроение", 1977, 264с.

23. Стасенко И.В. Прочность и ползучесть тонкостенных труб. - "Известия АН ЕССР, сер. физ.-энерг. наук", 1977, № 4, с.31-36.
24. Стасенко И.В. Установившаяся ползучесть трубопроводов. - "Энергомашиностроение", 1978, № 5, с.27-35.
25. Стасенко И.В., Семишкин В.П. Неустановившаяся ползучесть толстостенных труб при комбинированном нагружении. - В сб. "Расчеты на прочность", "Машиностроение", 1978, вып.19, с.109-122.
26. Стасенко И.В. Расчет на ползучесть высокотемпературных трубопроводов, "Материалы второго международного симпозиума по прикладной механике", изд. МВТУ, 1978, с.83.
27. Прочность машиностроительных конструкций при высоких температурах. Неустановившаяся ползучесть тонкостенной трубы в зоне жесткого фланца. Комитет по делам изобретений и открытий, удостоверение о регистрации № 27891 от 20.03.1962.
28. Прочность машиностроительных конструкций при высоких температурах. Отчет ОНИР МВТУ № Т 509, 1961.
29. Ползучесть и пластичность элементов конструкций. Расчет труб за пределами упругости. Отчет ОНИР МВТУ № К507У, 1971.
30. Расчет трубопроводов и их соединений, работающих в условиях высоких температур, ползучести и вибраций. Отчет ОНИР МВТУ № 72010638,
31. Разработка методики расчета на ползучесть энергетической установки "Вихрь-2". Отчет ОНИР МВТУ № 77048800, 1976.
32. Обзор и анализ результатов расчета тройниковое соединения тонкостенных труб, нагруженных внутренним давлением. Отчет ОНИР МПИ им. Горького № 76091670, 1976.
33. Расчет трубопроводов на ЭВМ методом конечных элементов. Отчет ОНИР МПИ им. Горького, № 7641, 1977.
34. Исследование напряженного состояния трубопроводов методом тензометрирования. Отчет ОНИР МВТУ № 76031552, 1976.

Степанов