

1547274

Московский Государственный технический университет
имени Н.Э. Баумана

На правах рукописи

КУЛИКОВ Юрий Александрович

УДК 629.7.02:539.4

ДИНАМИКА ТРУБОПРОВОДОВ
ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

05.07.03 — Прочность летательных аппаратов

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Ю. Кулик

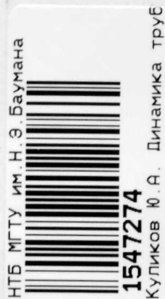
Москва — 1995

Работа выполнена в Марийском политехническом институте
им. А.М. Горького.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Малышев А.П.

доктор технических наук,
профессор Сухарев И. П.

доктор физико-математических наук,
профессор Челомей С.В.



Ведущее предприятие — Научно-исследовательский институт
АП (НИИСУ)

Защита диссертации — 1995 г.
в 1430 час 053.02.04
при Московском ИИИ
мана по адресу: Н.Э. Баумана

107005, Москва

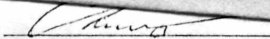
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ
им. Н.Э. Баумана.

Автореферат размещен

Ученый секретарь
диссертационного совета

К.Т.Н.

1547274

 Пашутин С.Б.

Общая характеристика работы.

Актуальность проблемы. Неотъемлемой частью конструкций современной техники являются трубопроводы. С одной стороны, это элементы транспортировки продукта и питания машин, с другой, — элементы гидроавтоматики и управления. Их надежность и безотказность в решающей степени определяют работоспособность конструкции в целом.

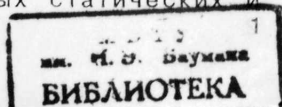
Особенно велика и ответственна их роль в авиации и ракетостроении. По статистике до 65% всех отказов и неисправностей летательных аппаратов (ЛА) связаны с работой гидравлических, воздушных и топливных систем. Наиболее слабыми элементами этих систем являются трубопроводы и их соединения.

Практика показывает, что основная причина неисправностей трубопроводов — это разгерметизация соединений и разрывы труб, как правило, в местах гибов и креплений. Большинство разрушений носит ярко выраженный характер многоциклового усталости. Усталостная прочность существенно зависит от ряда технологических факторов. Это, прежде всего, монтажные напряжения и начальные геометрические неправильности (овальность и разностенность) криволинейных участков трубы.

Существующие динамические модели трубопроводов носят упрощенный характер и при расчете вибронапряжений не учитывают совокупность реальных нагрузок, характерные конструктивные и технологические факторы. Поэтому действующие «Нормы» строятся на базе расчетных статических моделей и, по существу, не регламентируют вибронапряженность конструкции.

Актуальность работы определяется необходимостью решения крупной научно-технической проблемы, имеющей важное народно-хозяйственное значение, связанной с разработкой эффективных моделей, методов и программ расчета трубопроводов при заданном режиме нагружения, которые позволяют улучшить качество проектно-конструкторских работ, ускорить разработку и освоение новой техники.

Целью работы является теоретическое обобщение и развитие существующих методов расчета; разработка проблемы расчетного обеспечения прочности трубопроводов с учетом вибронапряжений; построение эффективных статических и



динамических моделей, вычислительных алгоритмов и программных средств, их экспериментальное и расчетное обоснование.

Научная новизна прежде всего состоит в выработке единого подхода к проблеме прочности трубопроводов с учетом вибронапряжений, характерных конструктивных и технологических факторов, совокупности реальных нагрузок. Ряд задач:

- симметричная задача виброустойчивости тонкостенной криволинейной трубы под действием моногармонического давления;
- задача динамики криволинейных труб с начальными технологическими неправильностями;
- задача о механических вибрациях трубопроводов, сопутствующих гидравлическим ударам, впервые ставятся и решаются в диссертации.

Достоверность результатов обоснована:

- проверкой разработанных алгоритмов и программ расчета на большом числе модельных и тестовых задач, а также на реальных конструкциях;
- соответствием полученных численных результатов с данными прямого эксперимента, поставленного на моделях, с аналитическими, численными, экспериментальными данными других авторов;
- положительным опытом внедрения разработанных моделей, методов и программных средств в промышленности.

Практическую ценность представляют расчетные динамические модели, алгоритмы и программы, внедренные в практику расчетного обеспечения проектно-конструкторских и научно-исследовательских работ следующих организаций: НПО «Криогенмаш», ОКБ «Гидропресс», ММЗ «Союз», АНТК им. А.Н. Туполева, СибНИА им. С.А. Чаплыгина.

Разработанные методы и программы расчета многократно использовались при проектировании трубопроводов АЭС, гидравлических, топливных и воздушных систем ЛА. Результаты расчетов, в частности, стали одним из оснований для получения международного сертификата летной надежности самолета ТУ-204. Подтвержденный актами экономический эффект от внедрения составил 840 тыс. руб. (в ценах 1991 г.).

Разработанные методы и программы расчета получили отражение в тематическом обзоре «Обеспечение прочности технологических

трубопроводных систем» (М.: Изд-во ЦНИИТЭнефтехим, 1988).

Апробация работы. Результаты, полученные в диссертации, докладывались на съездах, конференциях, совещаниях и семинарах:

1. IX Всесоюзная конференция по численным методам решения задач теории упругости и пластичности (Саратов, 1985).

2. Отраслевой научно-технический семинар по автоматизации проектирования и производства трубопроводных систем в ГАПО им. С. Орджоникидзе (Горький, 1987).

3. II Всесоюзная конференция по проблеме снижения материалоёмкости силовых конструкций (Горький, 1989).

4. Всесоюзное научно-техническое совещание по надёжности трубопроводов электрических станций: прочность, вибрации, диагностика повреждений (Кишинев, 1990).

5. VII Всесоюзный съезд по теоретической и прикладной механике (Москва, 1991).

6. Всесоюзная конференция по вибрационной технике (Батуми, 1991).

7. Научный семинар по теории упругости и теории колебаний кафедры РК-5 МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 1989, 1993).

8. Научно-техническая конференция МарПИ им. А.М. Горького (Йошкар-Ола, 1980, 1982, 1984, 1985),

а также в ряде отраслевых институтов.

Публикации. Основное содержание и результаты диссертации представлены в 19 печатных работах автора и отражены в 5 научно-технических отчетах НИСа МарПИ им. А.М. Горького.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, четырех приложений и списка использованной литературы. Общий объем работы — 282 стр. В том числе: основного текста — 173 стр., 53 рисунка на 48 стр., 31 таблица на 11 стр., список литературы (290 наименований) на 28 стр., приложений — 22 стр.

Содержание работы

Во введении дается общая характеристика работы, обосновывается ее актуальность, научная новизна и практическая ценность. Формулируются цели и задачи исследования. Перечисляются

особенности, характерные для трубопроводов ЛА. Введение заканчивается кратким изложением содержания всех разделов диссертации.

Первая глава содержит обзор и анализ методов исследования динамики и прочности трубопроводов.

Дан систематический обзор работ по динамике и устойчивости труб с протекающей жидкостью, начиная с 1950 г. по настоящее время. Выделены три класса задач.

1. Взаимодействие прямой шарнирно закрепленной трубы с невозмущенным внутренним потоком. Отмечаются результаты теоретических и экспериментальных исследований О.Т. Башты, Т. Бенджамина, В.В. Болотина, П.Д. Доценко, В.Н. Зефирова, Н. Иссида, А.П. Ковревского, А.А. Мовчана, О.Н. Мухина, М. Пайдуссиса, В.И. Феодосьева, Г. Хауснера и других авторов. Рассматривается распространенная ошибка, связанная с попыткой формального переноса методов динамики прямых труб на криволинейные трубы, впервые отмеченная в работах В.А. Светлицкого, далее — Н.С. Кондрашова, В.Ф. Овчинникова, Л.В. Смирнова и других исследователей.

2. Взаимодействие консольной трубы с невозмущенным внутренним потоком. Наиболее значительные результаты содержатся в статьях Р. Бишоп, Р. Грегори, Н. Иссида, А.П. Ковревского, С. Моута, А.В. Остроухова, М. Пайдуссиса, В.А. Светлицкого, А.В. Смирнова, С.-С. Чена. Перечисленные исследования выполнены в линейной постановке, поэтому представляют ограниченный интерес. Для технических приложений актуальным является проблема анализа аварийных ситуаций, связанных с мгновенным поперечным разрывом трубопровода. В этой связи рассматриваются работы Д. Йендржейчика, Н. Приньи, С.-С. Чена, Н. Читкара и У. Эдельштейна, в которых исследуются нелинейные колебания отрезка трубы после разрыва. Учитываются реактивные и кориолисовы силы, действующие на разорванное сечение и гибы.

3. Взаимодействие трубы с пульсирующим потоком жидкости. В определенных условиях вынужденные вибрации трубы оказываются динамически неустойчивыми. Виброустойчивость прямой трубы как стержня под действием пульсирующего потока обсуждается в работах М.С. Герштейна, В.П. Катаева, Н.А. Картвелишвили, А.А. Комарова, О.П. Максимова, М.С. Натанзона, В.С. Ушакова и других

авторов. В статьях Х. Данга, Т. Зенга, Н. Иссида, У. Лиу, Н. Намачивайи, М. Пайдуссиса, С.В. Челомея, помимо простых параметрических резонансов, выявляются параметрические резонансы по смешанным формам, а также субгармонические резонансы. Виброустойчивость криволинейной трубы как стержня исследуется О.А. Бабиным, О. Беккером и А.И. Смирновым.

Устойчивость колебаний трубы как тонкостенной цилиндрической оболочки рассматривается в трудах В.В. Болотина, А.С. Зольмира, В.П. Ильина, В.Г. Соколова, В.И. Феодосьева и других авторов.

Ряд качественно новых особенностей устанавливается при исследовании динамической устойчивости связанной гидроупругой системы «трубопровод — протекающая жидкость», выполненном Т. Анни, А.С. Вольмиром, Р. Отуэллом, М. Пайдуссисом, Д. Уивером, Д. Уиггертом, Ф. Хатфилдом.

Анализ исследований по динамике и устойчивости труб, включая виброустойчивость, показывает, что существующие решения ориентированы, главным образом, на академические задачи, которые представляют ограниченный для практического использования интерес. Вместе с тем, полученные решения выявили наиболее характерные особенности взаимодействия трубы с протекающей жидкостью, связанные, в основном, с устройством опорной конструкции.

В зависимости от устройства опорной конструкции предложена классификация трубопроводов. При невозмущенном режиме течения жидкости выделяются консервативные гироскопические и неконсервативные системы, которые при критических значениях параметров потока теряют устойчивость равновесия по типам дивергенция и флаттер соответственно. В качестве самостоятельного класса представлены трубопроводы с жестко закрепленными концевыми сечениями, сохраняющие устойчивость равновесия практически при любых значениях параметров потока. Такое устройство опорной конструкции получило широкое распространение на практике и применяется в соединениях труб корпусом гидроагрегата (емкостью), образующих замкнутую герметичную систему.

Представленная классификация используется при постановке задачи динамики трубопроводов, взаимодействующих с пульсирующим потоком. В зависимости от устройства опорной конструкции и конфигурации трубопровода эта задача трактуется как задача о параметрических колебаниях, о вынужденных колебаниях и, в общем

случае, о вынужденных параметрических колебаниях. С целью обоснования этой трактовки приводятся описание известных решений и экспериментов.

В условиях эксплуатации реальные трубопроводы, отличающиеся большим разнообразием форм, работают при различных сочетаниях статических и динамических нагрузок. В этих условиях достоверная оценка прочности может быть получена на базе расчетных статических и динамических моделей достаточно высокого уровня.

1. При разработке расчетных статических моделей широкое распространение получили классические методы строительной механики стержневых систем. Отмечаются работы Э.Л. Аксельрада, А.А. Волошина, В.П. Ильина, А.Г. Камерштейна, Д.Л. Костовецкого, В.Я. Магалифа, В.В. Рождественского, М.Н. Ручимского, И.В. Стасенко, Л.С. Яковсона и других исследователей.

2. При построении расчетной динамической модели трубопровода (без учета инерционности рабочей среды) наметились следующие подходы.

В работах М.С. Герштейна, И.Д. Грудева, В.М. Кузьменко, А.А. Самарина разрабатывается континуальная динамическая модель, основанная на теории криволинейных пространственных стержней.

В работах Л.Я. Григорьева, В.Я. Магалифа и Л.С. Яковсона строится дискретная динамическая модель, основанная на методе сил. Однако метод сил получает ограниченное распространение.

Подавляющее большинство расчетных динамических моделей разрабатывается на базе конечно-элементного метода перемещений (МКЭ). Отдельные результаты расчетных исследований трубопроводов МКЭ связаны с трудами О.А. Бабина, А.М. Белостоцкого, С.И. Богомолова, В.И. Велитченко, С.В. Ингульцова, М.А. Мальтеева, Н.Х. Мурзаханова, Л.Б. Сапожникова, С.Г. Шульмана, П. Безлера, С. Прачиктама, М. Харцмана, а также других исследователей. При этом, как правило, применяются прямолинейные конечные элементы (КЭ) — стержни. Вместе с тем, в работах М.С. Герштейна, С.В. Ингульцова, В.А. Петушкова, Г.Ф. Темпеля, А.И. Шевцова, С.Х. Хазанова разрабатывается криволинейный стержневой КЭ.

Большинство работ этого цикла посвящены расчету низших собственных форм и частот, а также динамических реакций трубопроводов на заданные кинематические воздействия. Кинематические воздействия, как правило, определяются сейсмическими нагрузками

и представляются в виде случайного процесса. В этой связи, в статьях В.А. Жоедака и А.И. Трубаева наряду с решением задачи статистической динамики МКЭ разрабатываются вероятностные методы оценки усталостной долговечности.

В работах Я.И. Токаря, С.В. Ингульцева, В.П. Монжая и А.И. Трубаева исследуются вынужденные вибрации трубопроводов энергетических установок под действием газодинамических сил. Проблема расчетного анализа вибраций трубопроводов при акустических пульсациях в перекачиваемой среде обсуждается Л.Б. Смирновым, В.А. Прохоровичем и А.В. Яскеляином.

3. Расчетная динамическая модель трубопровода с нестационарным потоком жидкости впервые разрабатывается в трудах П.Д. Доценко и В.А. Светлицкого. В них намечаются основные подходы и выводятся разрешающие уравнения. Трубопровод рассматривается как пространственный криволинейный стержень.

При расчете сложных трубопроводных систем с протекающей жидкостью широкое распространение получили дискретные расчетные модели на основе МКЭ. В этой связи, в статьях С.В. Ингульцова, А. Кохли и Б. Накра, А. Прамилы, С. То, Дж. Хеали и других авторов разрабатывается прямолинейный КЭ.

В работах В.Ф. Овчинникова, В.А. Прохоровича, Л.В. Смирнова строятся одномерные уравнения, которые описывают стержневые и оболочечные формы движения тонкостенной криволинейной трубы с внутренним потоком жидкости. Анализируется влияние сплющивания поперечного сечения (эффекта Кармана) на расчетный спектр собственных частот. Напряженное состояние не рассматривается.

В работах Б.А. Гордиенко, В.И. Гуляева, П.М. Тривайло, Р. Долла и С. Моута, С.-Н. Фана и В.-Ш. Чена и других авторов разрабатываются континуальные и дискретные динамические модели винтовых спиралеобразных трубок. При этом используется схема пространственного криволинейного стержня.

Особенности взаимодействия трубопроводов с двухфазными потоками анализируются в трудах В.А. Герлиги, А.В. Королева, С.-С. Чена. Определяются воздействия, связанные с периодическими изменениями массы жидкости.

Практика расчетно-теоретических и экспериментальных исследований, связанных с проектированием главных циркуляционных трубопроводов АЭС, обобщается в статье К.В. Фролова, Н.А. Махутова,

С.М. Каплунова, В.А. Петушкова, Л.В. Смирнова, В.Ф. Овчинникова.

Опыт проектирования, испытаний и эксплуатации трубопроводов гидравлических и топливных систем ЛА отражается в монографиях Т.М. Башты, К.С. Колесникова, С.А. Рыбака и Е.А. Самойлова, А.А. Комарова, В.М. Сапожникова, Н.И. Старцева, В.П. Шора.

На основе анализа современных расчетных моделей показано, что, несмотря на глубокую проработку отдельных вопросов, ни одна из существующих разработок не содержит достаточно эффективного метода расчета на прочность трубопроводов с учетом вибронапряжений, характерных конструктивных и технологических факторов, совокупности реальных нагрузок.

Вторая глава диссертации посвящена теоретической разработке проблемы расчета трубопроводов на прочность с учетом вибронапряжений.

Рассматриваются относительно жесткие пространственные конструкции. Частотный спектр нагрузки ограничивается областью низших собственных частот колебаний трубопровода. Внутренний поток считается одномерным, жидкость — однофазной, вязкой и несжимаемой.

Трубопровод представляется в виде набора прямолинейных и криволинейных КЭ, КЭ-компенсаторов. Как составная часть трубопровода рассматривается опорная конструкция, для дискретизации которой разрабатываются граничные КЭ.

На базе МКЭ и вариационного принципа Гамильтона-Остроградского строится разрешающая система в виде обыкновенных дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами жесткости

$$[M]\{\ddot{q}\} + [B + G]\{\dot{q}\} + [C + C.(t) - R - A]\{q\} = \{F.(t)\} + [m]\{\ddot{\Delta}.(t)\} + [b]\{\dot{\Delta}.(t)\} + [c]\{\Delta.(t)\} \quad (1)$$

и линейных алгебраических уравнений

$$[C(p_m, v_m)]\{q_m\} = \{F_m\} + [c]\{\Delta_m\}, \quad (2)$$

где $[M]$, $[B]$, $[C]$, $[R]$ и $[A]$ — симметричные ленточные положительно определенные матрицы масс, демпфирования, жесткости, геометрической жесткости и центробежных сил инерции конструкции, включая опорные устройства; $[G]$ — кососимметричная матрица кориолисовых сил инерции; $[C.(t)]$ — матрица жесткости с коэффициентами, зависящими от времени; $[m]$, $[b]$ и $[c]$ — матрицы

масс, демпфирования и жесткости опорной конструкции.

Дифференциальные уравнения (1) описывают вынужденные параметрические вибрации предварительно напряженной динамической системы с гироскопической связанностью обобщенных координат относительно невозмущенного (равновесного) состояния (2). Силовое и параметрическое возбуждение определяется переменными составляющими параметров потока: давления $p(s,t)$ и скорости $v(s,t)$; кинематическое возбуждение — переменными составляющими виброактивного «основания»: обобщенными перемещениями $\{\Delta_i(t)\}$, скоростями $\{\dot{\Delta}_i(t)\}$ и ускорениями $\{\ddot{\Delta}_i(t)\}$.

Равновесное состояние (2) определяется совокупностью температурных, силовых и монтажных нагрузок. Силовое нагружение включает воздействие невозмущенной части потока с параметрами p_m и v_m . Произведение $[c]\{\Delta_m\}$ определяет вектор монтажных нагрузок, необходимых для сборки частей трубопровода друг с другом, а также с опорами, при наличии зазоров (натягов) $\{\Delta_m\}$.

Строится связанная оболочечно-стержневая модель криволинейного КЭ трубопровода, проводящего жидкость. Для этого применяются две системы базисных функций: одна описывает колебания трубы как стержня, другая — как тонкой оболочки. Выделяются формы, характеризующие движения КЭ как жесткого стержня. Оболочечные формы записываются в виде двойного тригонометрического ряда. Учитывается влияние сплющивания поперечного сечения (оболочечных форм) на перемещения точек осевой линии (стержневые формы).

Коэффициенты согласованных матриц масс, центробежных и кориолисовых сил инерции, геометрической жесткости криволинейного КЭ вычисляются при помощи схемы квадратур Гаусса. Матрица жесткости КЭ определяется через матрицу податливости. При переходе к прямолинейному КЭ (при $1/R \rightarrow 0$, где R — радиус оси трубы) значения коэффициентов указанных матриц совпадают с результатами известных решений, полученными на основании интерполяционных полиномов Эрмита.

Составляется алгоритм расчета вектора нагрузок, эквивалентных распределенным температурным и гидродинамическим воздействиям. Для двухузлового КЭ

$$\begin{Bmatrix} F_{mi}^{(n)} \\ F_{mj}^{(n)} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} F_i^{(n)}(t) \\ F_j^{(n)}(t) \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} \tilde{C}_{ii}^{(n)} \\ \tilde{C}_{ji}^{(n)} \end{bmatrix} \left(\begin{Bmatrix} \Delta_{ii}^{(n)}(t) \\ \Delta_{i2}^{(n)}(t) \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ Y_j^{(n)} \end{Bmatrix} \right). \quad (3)$$

Здесь $\{\Delta_{ii}^{(n)}(t)\}$ и $\{\Delta_{i2}^{(n)}(t)\}$ — шестикомпонентные векторы обобщенных смещений свободного узла i , при этом узел j зашумлен; $\{Y_j^{(n)}\}$ — вектор реакций узла j на действие распределенных сил трения жидкости о стенки трубы.

Обобщенные смещения $\{\Delta_{ii}^{(n)}(t)\}$ связываются с температурным расширением, внутренним давлением и скоростным напором; $\{\Delta_{i2}^{(n)}(t)\}$ — с силами трения жидкости (определяются по формуле Дарси-Вейсбаха) и манометрическим эффектом, возникающим за счет начальных геометрических неправильностей криволинейных участков.

Поскольку собственные частоты отдельно взятого КЭ расположены значительно выше частот колебаний всего трубопровода (в целом), при расчете обобщенных смещений $\{\Delta_{ii}^{(n)}(t)\}$ и $\{\Delta_{i2}^{(n)}(t)\}$ ограничиваемся квазистатическими приближениями: температурные и гидродинамические воздействия считаем как медленно изменяющиеся обобщенные силы.

Для трубопроводов с жестко закрепленными концевыми сечениями разрабатывается метод расчета установившихся амплитуд. Рассматриваются номинальные режимы течения, при которых амплитуды пульсаций достаточно малы и не превышают 10-15% от среднего значения. В этих условиях на основании (1) принимаем:

$$[M]\{\ddot{q}\} + ([B] + [G])\{\dot{q}\} + [\tilde{C}]\{q\} = \{F(t)\}, \quad (4)$$

где $[\tilde{C}] = [C] - [R] - [A]$ — приведенная матрица жесткости конструкции.

Вынуждающие силы $\{F(t)\}$, эквивалентные воздействиям пульсирующего потока, записываются в виде ряда Фурье. Тогда, решение (4) в фазовом пространстве имеет вид:

$$([T] + \Omega_j[H])\{Y_j\} = \{f_{0j}\}, \quad (5)$$

$$[H] = \begin{bmatrix} \tilde{C} & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix}, \quad [T] = \begin{bmatrix} 0 & -\tilde{C} \\ \tilde{C} & G \end{bmatrix}.$$

Здесь $j=1, 2, \dots, N$ — номера гармоник; Ω_j — комплексное число; $\{Y_j\} = \{q_{0j} \quad \dot{q}_{0j}\}^T$ и $\{f_{0j}\} = \{F_{0j} \quad 0\}^T$ — векторы параметров амплитуд; $[H]$ —

симметричная ленточная положительно определенная матрица; $[T]$ — кососимметричная матрица.

Трубопровод рассматривается как система со слабым демпфированием:

$$[B] = \alpha_1 [\bar{C}] + \alpha_2 [M], \quad 2\xi_k \omega_k = \alpha_1 + \alpha_2 \omega_k^2, \quad (6)$$

где α_1 и α_2 — параметры Рэлея, ξ_k и ω_k — относительное демпфирование и круговая частота для k -ой собственной формы.

Колебательные движения трубопровода представляются в виде линейной комбинации низших собственных форм консервативной системы с гироскопической связанностью:

$$\{Y_j\} = \sum_{k=1}^r \left(\frac{f_{kj}}{\Omega_j - \lambda_k} \{V_k\} + \frac{f_{kj}^*}{\Omega_j^* - \lambda_k^*} \{V_k'\} \right), \quad (7)$$

где $\lambda_k = \xi_k \pm i\omega_k$ и $\{V_k\} = \{y_k\} \pm i\{z_k\}$ — комплексно-сопряженные собственные значения и векторы; r — число расчетных собственных пар.

Задача о свободных колебаниях трубопровода с невозмущенным внутренним потоком математически тождественна задаче о свободных колебаниях быстровращающихся систем с конечным числом степеней свободы. Аналогом скорости течения жидкости служит угловая скорость вращения системы.

Для расчета r низших собственных форм и частот применяется модифицированный вариант метода итераций в подпространстве.

Приводятся соотношения для расчетных динамических усилий и напряжений. Динамические усилия рассчитываются в трех сечениях каждого КЭ: начало — середина — конец. Для каждого сечения в 36 равноотстоящих точках наружной поверхности трубы вычисляются напряжения. По ним определяется интенсивность напряжений

$$\sigma_i(t) = (\sigma_{11}^2 + \sigma_{22}^2 - \sigma_{11}\sigma_{22} + 3\sigma_{12}^2)^{1/2}. \quad (8)$$

Путем перебора $\sigma_i(t)$ в каждый момент времени выявляется наиболее напряженная точка.

На базе полубезмоментной теории тонких оболочек и решения И.В. Стасенко строится расчет параметров жесткости и НДС тонкостенной криволинейной трубы, плавно сопряженной на концах с прямыми трубами. Учитывается действие нестационарного гидродинамического давления и изгибающих моментов, приложенных в плоскости кривизны и в перпендикулярной плоскости. Разрешающее уравнение получается в квазистатическом приближении в виде системы линей-

ных алгебраических уравнений с двумя правыми частями (отдельно для изгиба «в плоскости» и «из плоскости» трубы). Симметричная матрица коэффициентов имеет блочную пятидиагональную структуру. Размеры блоков и порядок системы уравнений определяются числом гармоник разложения решения в ряд по осевой и окружной координатам.

Формулируются условия вибропрочности. Для стационарных режимов и асимметричных циклов нагружения коэффициент запаса усталостной прочности

$$n_{\sigma}^* = \sigma_{-1} / \sigma_a = \sigma_{-1} / \left(\sigma_{ia} + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{up}} \sigma_{im} \right), \quad (9)$$

где σ_{ia} — амплитуда интенсивности вибронапряжений; σ_{im} — наибольшее среднее напряжение. Для нестационарных режимов коэффициент запаса по долговечности, согласно гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений,

$$n_r = \left(\sum_{j=1}^k N_j / N_{pj} \right)^{-1}. \quad (10)$$

Здесь k — число уровней нагружения; N_j / N_{pj} — усталостное повреждение, накопленное на уровне $\sigma_{aj} = \sigma_a$.

Третья глава диссертации содержит решение задачи динамики тонкостенной криволинейной трубы с начальными технологическими неправильностями. Труба рассматривается как составной элемент трубопровода, проводящего нестационарный поток жидкости.

Считается, что контур поперечного сечения трубы имеет малые отклонения от правильной окружности

$$\Delta(s, \theta) = \sum_{n=2}^{\infty} \Delta_n(s) \cdot \cos n \theta, \quad \Delta_n(s) = \Delta_n \cos \frac{\pi s}{L} \quad (11)$$

и переменную толщину стенки

$$h(\theta) = h_m (1 - e \cdot \cos \theta), \quad (12)$$

где $e = (h_{\max} - h_{\min}) / 2h_m < 1$ — параметр разностенности; s и θ — осевая и окружная координаты.

На основании полубезмоментной теории тонких оболочек и уравнений Лагранжа второго рода выводится разрешающая система связанных дифференциальных уравнений с изменяющимися во времени коэффициентами жесткости

$$[A]\{\ddot{w}\} + 2\varepsilon[B]\{\dot{w}\} + \alpha([C] - 2\mu(t)[F])\{w\} =$$

$$= -\beta[p_a + p_a^*(t)]([F]\{\Delta\} + e\{P\}). \quad (13)$$

Здесь ε и $\mu(t)$ — коэффициенты демпфирования и параметрического возбуждения; α и β — множители (константы); $\{\Delta\}$ — вектор амплитуд начальных неправильностей формы; $\{P\}$ — вектор; $[A]$, $[B]$, $[F]$ и $[C]$ — соответственно трехдиагональные, диагональная и семидиагональная симметричные матрицы (для элементов матриц получены рекуррентные формулы).

Уравнения (13) описывают вынужденные параметрические колебания связанной оболочечно-стержневой системы относительно равновесной конфигурации. Колебания одновременно поддерживаются при помощи силового и параметрического возбуждения: силовое возбуждение инициируется начальными геометрическими неправильностями, параметрическое возбуждение — периодическими изменениями объема внутренней полости, связанными с изгибными деформациями оболочки.

Взаимодействие обобщенных координат $w_n(t)$ ($n=1, 2, \dots, \infty$) определяется инерционными, диссипативными и упругими связями, интенсивность которых характеризуется недиагональными элементами матриц $[A]$, $[B]$ и $[C]$. При этом стержневая ($n=1$) и оболочечная ($n=2$) формы оказываются связанными друг с другом. С одной стороны, изгиб оси криволинейной трубы сопровождается сплющиванием поперечного сечения (эффектом Кармана), с другой, — деформирование стенки трубы под действием давления жидкости, наоборот, сопровождается изменением кривизны осевой линии (манометрическим эффектом).

Дан анализ применимости полученных уравнений к решению частных задач. При $p_a^*(t)=0$ из (13) следует решение статической задачи И.В. Стасенко

$$[C]\{w\} = -\tilde{p}_a([F]\{\Delta\} + e\{P\}). \quad (14)$$

При $w_n(t)=0$ ($n=2, 3, \dots, \infty$) выделяется дифференциальное уравнение вынужденных колебаний консольного стержня

$$\ddot{w}_1 + 2\varepsilon_1 \dot{w}_1 + \omega_1^2 w_1 = -\beta_1 e[p_a + p_a^*(t)]. \quad (15)$$

При $1/R \rightarrow 0$ осуществляется предельный переход к тонкостенной цилиндрической оболочке. В этом случае уравнение (13) при $e=0$ принимает следующий вид

$$\ddot{w}_n + 2\varepsilon_n \dot{w}_n + \omega_n^2 [1 - \mu_n(t)] w_n = -\beta_n [p_a + p_a^*(t)] \cdot f_n \Delta_n. \quad (16)$$

Здесь ω_n , ϵ_n и $\mu_n(t)$ — соответственно круговая частота, коэффициенты демпфирования и параметрического возбуждения для n -ой собственной формы ($n=2, 3, \dots, \infty$).

При отсутствии начальных неправильностей система превращается в идеальную. В этом случае в условиях моногармонического возбуждения (16) приводится к независимым уравнениям Матье, (13) — к связанным уравнениям вида

$$[A]\{\ddot{w}\} + 2\epsilon[B]\{\dot{w}\} + \alpha([C] - 2\mu[F]\cos\Omega t)\{w\} = 0. \quad (17)$$

В области низших собственных частот при работе на номинальных режимах исследована виброустойчивость криволинейной трубы. Труба представлена в виде параметрически возбуждаемой системы с малой глубиной модуляции параметра μ и слабым демпфированием. Использован метод малого параметра, на базе которого составлена программа расчета.

В качестве примера дан расчет криволинейной трубы с параметрами: $R=852$ мм; $r/R=0,245$; $r/h_m=26$.

На рис.1 изображены первые три области динамической неус-

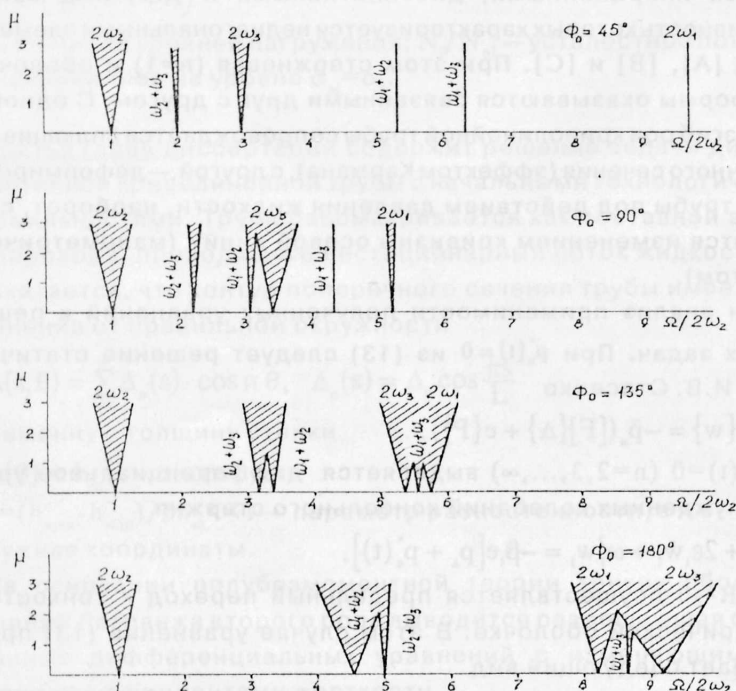


Рис. 1.

тойчивости в зависимости от центрального угла ϕ_0 . Констатируем, что наличие инерционных и упругих связей обуславливает, наряду с главными простыми резонансами $2\omega_1$, $2\omega_2$ и $2\omega_3$, главные комбинационные резонансы суммарного типа $\omega_1 + \omega_2$, $\omega_2 + \omega_3$ и $\omega_1 + \omega_3$. С увеличением угла ϕ_0 области динамической неустойчивости смещаются в сторону больших значений $\Omega/2\omega_2$, относительная ширина полос увеличивается. Аналогичная картина наблюдается при увеличении податливости материала и понижении рабочего (среднего) давления p_m .

Анализ показывает, что трубы с угламигиба, расположенными в интервале

$$1,62\sqrt{g/R} < \phi_0 < 4,24\sqrt{g/R},$$

следует рассматривать как связанные оболочечно-стержневые системы. При $\phi_0 \leq 1,62\sqrt{g/R}$ влиянием первой гармоники, а при $\phi_0 \geq 4,24\sqrt{g/R}$ взаимодействием n -четных и n -нечетных (за исключением первой) гармоник можно пренебречь и строить соответствующие им области неустойчивости независимо друг от друга.

Рис. 2 на примере трубы с углом $\phi_0 = 90^\circ$ демонстрирует влияние демпфирования (где $\xi = \xi_k = 10^{-5}$, $k=1,2,3,4$ — относительное демпфирование). Горизонтальной линией отмечено значение коэффициента параметрического возбуждения μ' , рассчитанного при амплитуде пульсаций, составляющей 15% от среднего давления. Результаты свидетельствуют, что в условиях номинального режима реальную опасность представляет лишь главный параметрический резонанс $2\omega_2$, связанный со сплющиванием поперечного сечения.

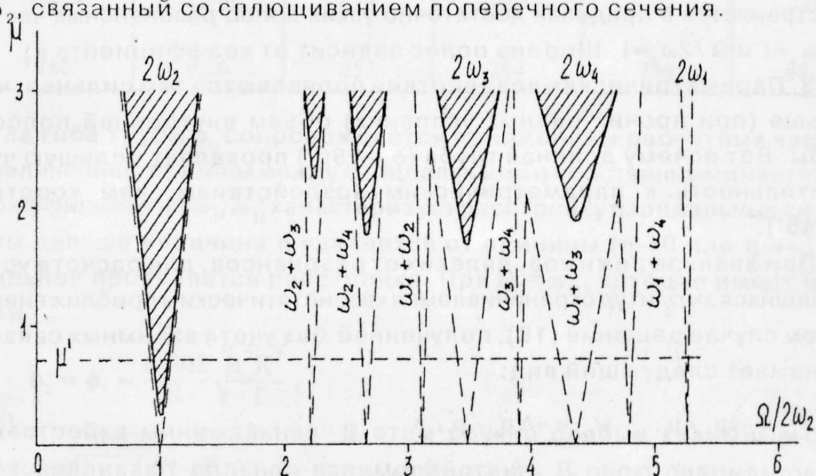


Рис. 2.

Области докритических режимов возбуждения ($\mu_2 < \mu_2^*$) исследованы установившиеся вибрации трубы. При этом функция начальных неправильностей формы (11) ограничена низшей гармоникой ($n=2$). В этом случае упругие вибрации трубы описываются редуцированной системой дифференциальных уравнений (13) с двумя степенями свободы $w_1(t)$ и $w_2(t)$. Причем, если $w_1(t)=0$, то уравнение для $w_2(t)$ совпадает с дифференциальным уравнением поперечных колебаний слабо изогнутого стержня под действием периодических продольных сил (решением В.В. Болотина). Аналогом разностенности трубы является эксцентриситет приложения нагрузки, аналогом овальности — начальная кривизна осевой линии стержня.

Методом гармонического баланса получена система линейных алгебраических уравнений относительно установившихся амплитуд

$$[D]\{w_0\} = -\{P_0\}, \quad (18)$$

где $[D]$ — матрица динамической жесткости (6×6).

Анализ резонансных кривых, построенных путем решения (18), показывает:

1. Периодическое изменение жесткости обуславливает зависимость равновесных амплитуд $w_{1,m}$ и $w_{2,m}$ от соотношения частот. Наиболее существенно эта зависимость выражена в области второго резонанса $\Omega/2\omega_2 \approx 1$ и проявляется тем сильнее, чем больше значение коэффициента параметрического возбуждения μ_2 .

2. Параметрическое усиление амплитуд колебаний $w_{1,0}$ и $w_{2,0}$ распространяется в пределах достаточно узких полос резонансных частот $\Omega/2\omega_1 \approx 1$ и $\Omega/2\omega_2 \approx 1$. Ширина полос зависит от коэффициента μ_2 .

3. Параметрические воздействия проявляются тем сильнее, чем больше (при прочих равных условиях) объем внутренней полости трубы. Вот почему длинная труба ($\phi_0=180^\circ$) проявляет большую чувствительность к параметрическим воздействиям, чем короткая ($\phi_0=45^\circ$).

При анализе режимов, далеких от резонансов, для расчета установившихся амплитуд ограничиваемся квазистатическим приближением. В этом случае решение (18), полученное без учета взаимных связей, принимает следующий вид:

$$\begin{aligned} w_{1,m} &= -e p_m / p_1, & w_{2,m} &= -\Delta_0 p_m / p_2, \\ w_{1,0} &= -e p_0 / p_1, & w_{2,0} &= -p_0 (\Delta_0 - w_{2,m}) / p_2. \end{aligned} \quad (19)$$

При этом $\Delta_0 = \Delta_2 + \epsilon r^2 / 2\pi R$, $p_1^* = \omega_1^2 / \beta_1$, $p_2^* = \omega_{II}^2 / \beta_2$. Здесь $\epsilon r^2 / 2\pi R$ — «эквивалентная амплитуда», ω_1 и ω_{II} — парциальные частоты.

При постоянных начальных неправильностях формы по длине трубы и при отсутствии разностенности соотношение (19) для $w_{2,m}$ совпадает с формулой первого приближения решений Д.Л. Костовецкого и И.В. Стасенко, а в линейном приближении — с формулой В.И. Феодосьева, полученной для манометрических трубок Бурдона. При $1/R \rightarrow 0$ соотношения (19) справедливы для тонкостенной цилиндрической оболочки.

Точность приближенных соотношений (19) определяется взаимодействием обобщенных координат, которое, в свою очередь, зависит от интенсивности сил связей и близости парциальных частот друг к другу.

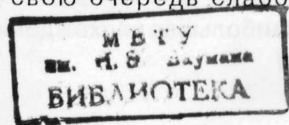
Из данных, приведенных в таблице, следует, что увеличение

Угол гiba Φ_0	$\eta = \frac{\omega_1}{\omega_{II}}$	Парциальные частоты в Гц		Собственные частоты в Гц	
		ν_I	ν_{II}	ν_1	ν_2
45°	4,51	4047	897	4096	885
90°	2,85	1012	355	1218	295
166,5°	1,00	296	296	769	114
180°	0,86	253	294	756	98,5

угла гiba трубы Φ_0 сопровождается понижением расчетных частот и увеличением разницы между парциальными и собственными частотами. Коэффициент $\eta = \omega_1 / \omega_{II}$ характеризует расстройку парциальных систем: чем дальше величина η удаляется от единицы ($\eta \rightarrow 0$ или $\eta \rightarrow \infty$), тем сильнее проявляется расстройка. При $\omega_1 = \omega_{II}$, которое имеет место при

$$\Phi_0 = \Phi_* \approx \frac{6,808}{R} \sqrt[4]{\frac{r^2 R^2}{f}}, \quad (20)$$

расстройка минимальная. В этом случае слабые взаимные связи обуславливают сильное взаимодействие. В свою очередь слабое



взаимодействие характерно для коротких и очень длинных труб.

Сравнение резонансных кривых, построенных на основании связанной (18) и независимой (19) систем, показывает, что в случае короткой трубы ($\phi_0=45^\circ$) оба решения обеспечивают достаточно близкие результаты. В случае длинной трубы ($\phi_0=180^\circ$) независимая система приводит к существенному искажению и сдвигу резонансных кривых.

Дан анализ зависимости изменения центрального угла $\Delta\phi_0$ (манометрического эффекта) от начальных геометрических неправильностей: овальности с амплитудой Δ_2 и разностенности с параметром e . Рассмотрены трубы с угламигиба $\phi_0=45^\circ$, 90° и 180° , находящиеся под действием моногармонических пульсаций на частоте $\nu=200$ Гц, далекой от резонансов. В результате, между характеристиками овальности и разностенности установлена зависимость

$$\Delta_2 = \Delta_2^* = -cr^2(1 + f/9) / 2\pi R, \quad (21)$$

при которой отсутствует манометрический эффект, т.е. $\Delta\phi_{0,m} \approx \Delta\phi_{0,0} = 0$. Пульсирующее давление в этом случае не влияет на взаимный угол поворота концевых сечений трубы. На основе анализа определены пределы применимости приближенных формул (19).

В четвертой главе дано экспериментальное и расчетное обоснование разработанных расчетных моделей.

На примере задачи о пространственном изгибе тонкостенной криволинейной трубы, сопряженной на концах с прямыми трубами, исследована точность оболочечной модели. Рассмотрены металлические трубы с отличающимися угламигиба ($\phi_0=45^\circ$, 90° и 180°), толщинами стенки ($r/h_m=10,5-93$) и радиусами кривизны осевой линии ($r/R=0,105-0,525$).

На основании анализа сходимости решения принято: число гармоник по осевой координате $M=1$, по окружной — $N=8$.

Расчетные коэффициенты увеличения гибкости (податливости) k и напряжения сопоставлены с данными экспериментов Т. Пардю и И. Вигнесса, П. Кафки и М. Донна, а также решений Э.Л. Аксельрада и В.П. Ильина, К. Бате и С. Алмейды.

Анализ показывает, что расчетные коэффициенты k , в целом, достаточно хорошо согласуются с известными решениями и экспериментами, включая трубу большой кривизны $r/R=0,525$. Наибольшее расхождение между расчетом и экспериментом наблюдается

для коротких труб ($\phi_0 = 45^\circ$): при $p_m = 0$ оно достигает 30%. Избыточное давление $p_m = 0,35; 0,7; 1,4$ МПа делает его менее 7%.

Напряжения рассчитаны для чистого изгиба трубы в плоскости кривизны и в перпендикулярной плоскости. На основании сравнительного анализа по напряжениям сделан вывод, что представленная оболочечная модель справедлива для труб с отношением $r/R \leq 0,35$.

Исследована точность стержневой динамической модели МКЭ. Рассмотрены криволинейные пространственные стержни. Расчетные собственные частоты сопоставлены с решением И.Д. Грудева, полученного путем численного интегрирования дифференциальных уравнений движения методом Рунге-Кутты и методом начальных параметров. Отмечается хорошее соответствие результатов.

Установлено, что достаточная для практических приложений точность обеспечивается при условии, если в пределах одной полуволны расчетной формы колебаний размещается не менее полутора КЭ.

Выполнен расчет кривой трубы, проводящей невозмущенный поток жидкости. Расчетные собственные частоты сопоставлены с аналитическим решением С.-С. Чена и решением МКЭ А. Кохли и В. Накры. Показано, что при описании упругих и инерционных свойств криволинейных труб с протекающей жидкостью разработанный криволинейный КЭ оказывается более эффективным, чем известный прямолинейный КЭ.

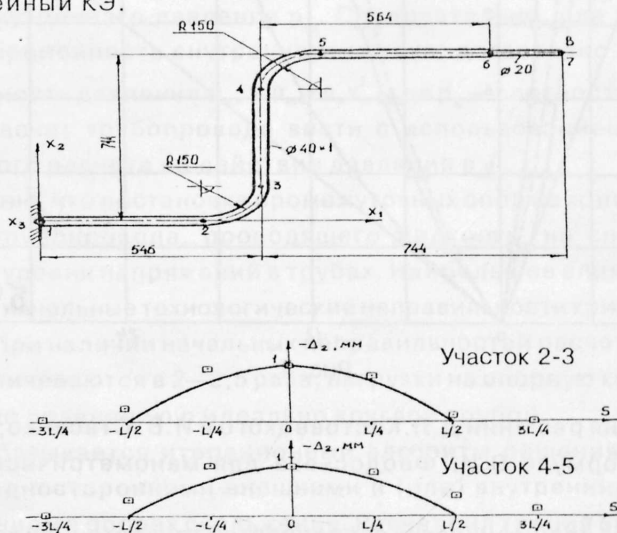


Рис. 3.

Проведены экспериментальное исследование и расчет образца тонкостенного трубопровода (рис. 3), изготовленного из стали 12X18H10T, с параметрами: $R=150$ мм; $r/R=0,13$; $r/h_m=19,5$.

Сняты упругие характеристики и для трех вариантов опорной конструкции замерены собственные частоты (в режиме свободных колебаний при помощи тензорезисторов, усилителя и 12 канального осциллографа записаны вибродеформации). Сравнительный анализ результатов показывает, что связанная оболочечно-стержневая модель позволяет существенно повысить точность расчета по сравнению со стержневой.

Проведены статические испытания образца трубопровода (рис.3) внутренним давлением и исследован манометрический эффект. Образец изготовлен путем холодной гибки прямой трубы $\varnothing=40 \times 1$. Точками показано действительное распределение амплитуд начальных неправильностей формы поперечного сечения $\Delta_2(s)$ по длине криволинейных участков. Сплошными линиями изображена принятая аппроксимация (11) при $n=2$.

На рис. 4 результаты испытаний $\delta_1^{(B)}(p_m)$ и $\delta_2^{(B)}(p_m)$ показаны штриховыми линиями. Там же приведены результаты расчетов МКЭ: точки $\square$ соответствуют решению (18); точки $\odot$ — формулам первого

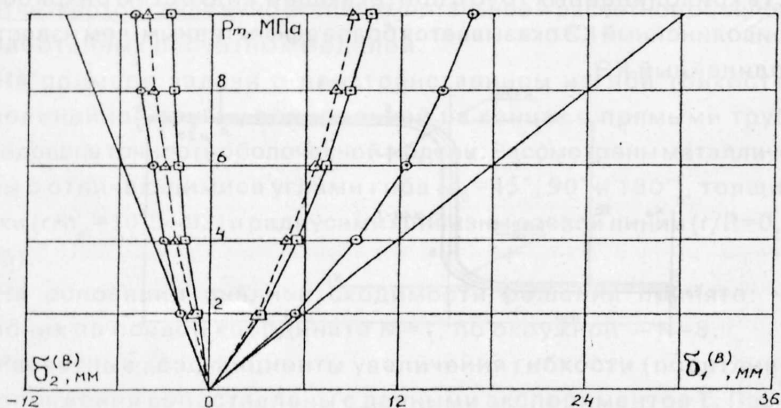


Рис. 4.

приближения решений Д.Л.Костовецкого и И.В. Стасенко; сплошные линии — формуле В.И. Феодосьева для манометрических трубок Бурдона.

Одной из специфических особенностей тонкостенной конструкции

являются нелинейности: с ростом внутреннего давления p_m жесткость системы увеличивается, ослабляется манометрический эффект.

Основной вклад в $\delta_1^{(B)}(p_m)$ и $\delta_2^{(B)}(p_m)$ вносят манометрические составляющие, связанные с начальной овалностью. Доля разностенности ($\epsilon=0,1$) невелика и составляет менее 5%. Одним из существенных факторов, определяющих манометрический эффект, является закон распределения начальных неправильностей формы поперечного сечения по длине криволинейного участка. Достоверное описание этого фактора позволяет повысить точность расчета и построить более совершенную расчетную модель.

В пятой главе представлены результаты расчетов трубопроводов при стационарных режимах нагружения, связанного с невозмущенным и пульсационным течениями жидкости.

На основании связанной оболочечно-стержневой модели трубопровода и уравнений Бернулли выполнено расчетное исследование НДС, индуцированного невозмущенным внутренним потоком. На примере базовой конструкции показано, что при высоких скоростях течения ($v_m=30-40$ м/с) существенное влияние на НДС оказывают гидравлическое сопротивление и силы инерции, возникающие в местах поворота потока.

Устанавливается, что действие сил инерции аналогично действию сил внутреннего давления p_m . Следовательно, для того, чтобы учесть инерционность внутреннего потока, достаточно подсчитать интенсивность давления $p_{\text{экв}} = p_m + \rho_{\text{ж}} v_m^2$, где $\rho_{\text{ж}}$ — плотность жидкости. А далее расчет трубопровода вести с использованием программ статического расчета на действие давления $p_{\text{экв}}$.

Показано, что постановка промежуточных опор на криволинейных участках трубопровода, проводящего жидкость, не способствует снижению уровня напряжений в трубах. Наибольшее влияние на НДС оказывают начальные технологические неправильности криволинейных участков. При наличии начальных неправильностей расчетные напряжения увеличиваются в 2—2,5 раза, нагрузки на опорную конструкцию — в 8 раз по сравнению с идеально круглой трубой.

Разрабатывается итерационный алгоритм решения связанной задачи с односторонними внешними и (или) внутренними связями (ОС) и трением в опорах скольжения. Расчет сил трения выполняется

в области малых перемещений по конечному деформированному состоянию. Рассматривается пропорциональное статическое нагружение. В этих условиях силы трения трактуются как консервативные, а система — как конструктивно-нелинейная.

Для уменьшения размерности задачи на базе метода статической конденсации (суперэлементов) построена двухуровневая схема расчета трубопроводов. По сравнению с известными схемами ее выгодно отличают высокая точность и устойчивость вычислений, включая расчет конструкций с промежуточными опорами большой жесткости и замкнутыми контурами.

Итерационная процедура решения выполняется с редуцированными матрицами. На каждой итерации решается связанная линейная задача:

$$[C]\{\delta_i\} = \{F\} + \{P_i\} + \{R_i\} + \{T_i\}, \quad (22)$$

определяются замкнутые внутренние ОС

$$P_{i+1}^{(r)} = \begin{cases} c^{(r)}(\delta_{i+1}^{(p+1)} - \delta_{i+1}^{(p)}) & \text{при } \delta_i^{(p+1)} > \delta_i^{(p)}, \\ 0 & \text{при } \delta_i^{(p+1)} \leq \delta_i^{(p)}, \end{cases}$$

находятся замкнутые внешние ОС

$$R_{i+1}^{(k)} = \begin{cases} c^{(k)}(\Delta_i^{(k)} - \delta_{i+1}^{(k)}) & \text{при } \delta_i^{(k)} > \Delta_i^{(k)}, \\ 0 & \text{при } \delta_i^{(k)} \leq \Delta_i^{(k)}, \end{cases}$$

для последних рассчитываются силы кулонова трения

$$\{\tilde{T}_{i+1}^{(k)}\} = \begin{cases} -\tilde{c}_i^{(k)}\{\tilde{\delta}_{i+1}^{(k)}\} & \text{при } \left\{|\tilde{\delta}_i^{(k)}|\right\} > 1/\lambda, \\ -\lambda\{\tilde{\delta}_{i+1}^{(k)}\} & \text{при } \left\{|\tilde{\delta}_i^{(k)}|\right\} \leq 1/\lambda. \end{cases}$$

Таким образом, на каждой итерации формируется система линейных алгебраических уравнений с модифицированной матрицей жесткости конструкции и находится форма деформирования, отвечающая заданной нагрузке.

Дано обоснование постановки связанной задачи и эффективности вычислительного алгоритма. С этой целью выполнен расчет пространственного гидравлического трубопровода. Учитываются температурные, весовые нагрузки, внутреннее давление и скоростной напор. В качестве конструктивного элемента трубопровода используется сильфонный (линзовый) компенсатор со стяжкой. Она схематизируется в виде пружины с односторонней жесткостью на растяжение.

Двухуровневая расчетная модель трубопровода содержит 18 КЭ и 3 СЭ (суперэлементов). Границы КЭ-компенсатора и опоры скольжения совмещаются с наружными узлами СЭ. В результате, общее число степеней свободы — 114, порядок редуцированной системы уравнений — 24. Для решения связанной задачи с ОС и трением в опорах скольжения требуется 9 итераций и 1 мин. 50 с. машинного времени ЕС-1033.

Расчеты показывают, что раздельное решение задачи с ОС и задачи с трением не совпадает с решением связанной задачи. Система не подчиняется принципу суперпозиции. Силы сухого трения способны качественно изменить опорную систему и, наоборот, — сами зависят от опорной системы.

Сделана оценка вибропрочности тонкостенной трубки гидравлической системы ЛА. Характеристики пульсаций соответствуют данным натурного эксперимента, выполненного СибНИА им. С.А. Чаплыгина (Новосибирск). Учитывается действие температуры и моногармонического давления. Вынужденные вибрации представлены в виде линейной комбинации $n=10$ низших собственных форм консервативной системы. На частоте $\nu=520$ Гц рассчитаны коэффициент запаса усталостной прочности и число циклов до разрушения. Показано, что вибропрочность трубки с реальными технологическими неправильностями почти в три раза ниже вибропрочности идеальной трубки.

В диапазоне частот от 0 до 1000 Гц построена амплитудно-частотная характеристика (АЧХ): зависимость максимальной амплитуды интенсивности вибронапряжений от частоты возбуждения. Установлено, что в положениях резонанса номинальные составляющие вибронапряжений, связанные с начальными геометрическими неправильностями, сдвинуты по фазе на $\pi/2$ относительно составляющих, отвечающих упругим вибрациям трубки целиком как оболочечно-стержневой системы.

В условиях установившегося пульсационного течения:

$$v(t) = v_m + v_0 \sin \Omega t, \quad (23)$$

$$p(t) = p_m + p_x c_0 v_0 \cos \Omega t,$$

соответствующего режиму стоячих пульсовых волн, выполнен расчет на прочность модельной конструкции напорного гидравлического трубопровода. Вынужденные вибрации трубопровода относительно

равновесного состояния записаны в виде линейной комбинации $r=12$ низших собственных форм консервативной системы с гироскопической связанностью. Построена АЧХ и показано, что в положениях резонанса наблюдается избирательность пульсаций к собственным формам. На частоте $\nu=200$ Гц рассчитаны коэффициент запаса усталостной прочности и число циклов до разрушения.

Шестая глава диссертации посвящена расчетам трубопроводов при нестационарных режимах силового и кинематического возбуждения.

Решена задача о механических вибрациях трубопроводов, сопутствующих гидравлическим ударам. Актуальность постановки задачи объясняется тем, что известные исследования гидроудара ограничиваются гидравлической системой. Поэтому оценка прочности конструкции на стадии ее проектирования выполняется на базе расчетных статических моделей, а ударное приложение нагрузки учитывается при помощи динамических коэффициентов. Однако рекомендации по выбору этих коэффициентов с учетом конкретных особенностей и специфики гидроудара отсутствуют.

Переходные процессы в жидкости описываются линеаризованными уравнениями Навье-Стокса:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \rho_* c_0^2 \frac{\partial v}{\partial x} = 0, \quad (24)$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \rho_* \frac{\partial v}{\partial t} = -2\alpha \rho_* v.$$

Для интегрирования уравнений (24) и расчета параметров ударных волн применяются метод характеристик и двухслойная разностная схема.

Интервал интегрирования $[0, L]$ разбивается на n отрезков с шагом $\Delta x = L/n$. Шагу по осевой координате Δx отвечает временной шаг $\Delta t = \Delta x / c_0$, где L — длина трубы, c_0 — скорость распространения ударных волн.

Волновые динамические нагрузки обуславливают механические вибрации. Ограничиваясь малыми скоростями течения v_m , на основании (1) запишем

$$[M]\{\ddot{q}\} + [B]\{\dot{q}\} + [C(t) - R]\{q\} = \{F(t)\}. \quad (25)$$

Начальные условия соответствуют невозмущенному состоянию

$$\{q.(t=0)\} = \{q_0\} \text{ и } \{\dot{q}.(t=0)\} = \{\dot{q}_0\},$$

отвечающему заданному режиму нагружения.

Для численного интегрирования дифференциальных уравнений (25) используется одношаговый алгоритм β -метода Ньюмарка. На каждом шаге решается система алгебраических уравнений вида:

$$[\hat{C}_{i+1}]\{q_{i+1}\} = \{\hat{F}_{i+1}\}. \quad (26)$$

Таким образом, в каждый момент времени $t_i + \Delta t$ выполняется расчет параметров ударных волн: возмущений давления $p_{k,i+1}$ и скорости $v_{k,i+1}$, где i — номер временного слоя, k — номер координаты x_k ($0 \leq x_k \leq L$). Затем формируются эффективная матрица жесткости $[\hat{C}_{i+1}]$ и эффективный вектор нагрузки $\{\hat{F}_{i+1}\}$. Для решения (26) применяется метод квадратных корней по схеме Халецкого. Используется профильная схема хранения чисел: элементы ленточных матриц $[M]$, $[B]$ и $[\hat{C}_{i+1}]$ размещаются по столбцам и представляются в виде одномерных массивов.

Дан расчет трубопровода с трубой $L=2,21$ м. При этом время пробега ударной волной полной длины трубы (полуфаза гидроудара) $\tau = L/c_0 = 1,94 \cdot 10^{-3}$ с. Характерное время возмущения $t_* \geq 8 \cdot 10^{-3}$ с. В виду того, что $t_* \gg \tau$, считаем — ударное давление одновременно поднимается по длине трубы (волновыми эффектами в жидкости пренебрегаем).

Расчеты показывают, что первые шесть собственных частот трубопровода целиком как связанной оболочечно-стержневой системы расположены в диапазоне от 34 до 176 Гц (соответственно периоды колебаний — от $2,78 \cdot 10^{-2}$ до $5,76 \cdot 10^{-3}$ с.). В то же время, собственные частоты отдельно взятого КЭ лежат выше 2270 Гц (периоды колебаний составляют менее $4,4 \cdot 10^{-4}$ с.).

Таким образом, относительно стержневых форм ударное давление ($t_* \geq 8 \cdot 10^{-3}$ с.) рассматриваем как динамическую нагрузку, относительно оболочечных форм, включая радиальные и изгибные колебания стенки (последние связаны с начальными геометрическими неправильностями), — как квазистатическую нагрузку. Расчетное НДС представляется в виде суперпозиции стержневых (балочных) и оболочечных форм.

Исследована точность интегрирования дифференциальных уравнений (25) и установлен рациональный временной шаг: для

динамических перемещений $\Delta t \leq T_1/10$, для динамических усилий и напряжений $\Delta t \leq T_1/20$ (где T_1 — период основной формы колебаний).

Рассмотрено влияние длительности нарастания давления t_r на расчетные параметры НДС. Показано, что при $t_r/T_j > 1$ (где T_j — период j -ой формы, определяющей значение расчетного параметра) амплитуды параметров НДС приближаются к их статическим значениям. В этом случае динамическими эффектами можно пренебречь и для расчета использовать статические модели.

Как отношение максимальной величины динамического параметра к его статическому значению рассчитаны динамические коэффициенты k_d . При $t_r = 8 \cdot 10^{-3}$ с. для виброперемещений $k_d = 1,77$, для вибронпряжений $k_d = 1,08$. При $t_r = 1,6 \cdot 10^{-2}$ с. для виброперемещений $k_d = 1,48$, для вибронпряжений $k_d = 1,04$. Таким образом, каждый параметр НДС характеризуется своим динамическим коэффициентом.

Представлена динамическая реакция трубопровода (рис. 5) с трубой $L=70$ м, по которой под давлением $p_m=5$ МПа со скоростью $v_m=4$ м/с течет жидкость. Длительность торможения потока t , варьируется в интервале от 0 до τ , где $\tau = 6,33 \cdot 10^{-2}$ — полуфаза гидроудара.

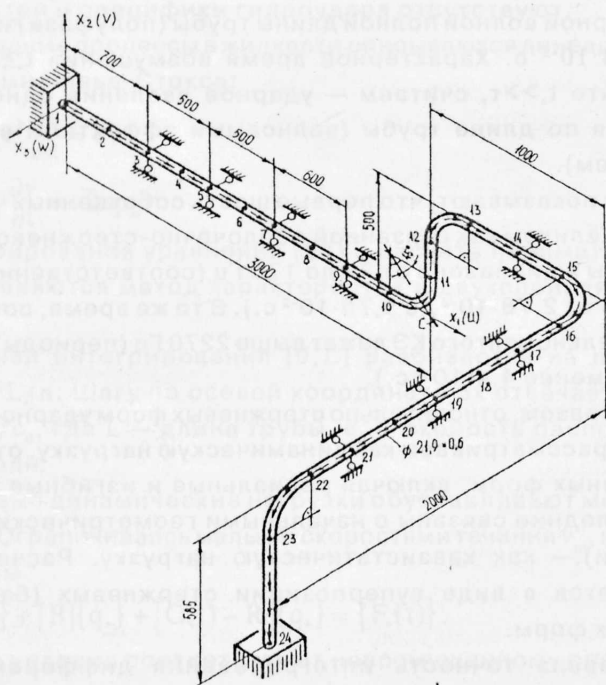


Рис. 5.

В виду того, что $t \leq \tau$, в расчет принимается конечное время передачи возмущения. Решение (24) записывается в виде суперпозиции двух встречных пульсовых волн. Вынужденные параметрические вибрации трубопровода описываются системой 132 дифференциальных уравнений (25). Интегрирование выполняется в 120 временных точках. Расчетный интервал интегрирования $T=0,72$ с. соответствует 3-4 периодам колебаний давления. Машинное время расчета на ПЭВМ типа IBM-386 — 1 ч. 12 мин.

Двенадцать первых собственных частот трубопровода как связанной оболочечно-стержневой системы расположены в диапазоне от 1,6 до 19,5 Гц (соответственно периоды колебаний — от $6,25 \cdot 10^{-1}$ до $5,13 \cdot 10^{-2}$ с.).

На основании анализа результатов устанавливаются следующие особенности.

С одной стороны, кратковременное изменение внутреннего давления обуславливает ударное нагружение конструкции. Серия периодических ударов приводит к последовательному возбуждению различных собственных форм. Поэтому динамическая реакция трубопровода носит выраженный нестационарный характер.

С другой стороны, в результате взаимодействия ударных волн имеют место глубокие пульсации потока, которые поддерживают одновременно и силовое и параметрическое возбуждение колебаний.

Исследовано влияние параметрических воздействий на расчетные параметры НДС (исследование включало и область резонансных частот). Установлено, что в начале переходного процесса ($t \leq 6\tau$) параметрическое усиление амплитуд колебаний незначительно и составляет менее 1,5%. Поэтому при выполнении практических расчетов параметрическими воздействиями можно пренебречь. В результате затраты машинного времени сокращаются в 2,5 раза и составляют 28 мин.

Показано, что с увеличением длительности торможения потока с $t \approx 0,3\tau$ до $t \approx \tau$ наибольшее отклонение ударного давления от номинала падает на 24%; амплитуды виброперемещений уменьшаются на 17,7% (соответственно расчетные динамические коэффициенты $k_d=1,62$ и $k_d=1,34$); интенсивность амплитуд вибронпряжений — на 11,4% (соответственно $k_d=1,85$ и $k_d=1,65$). Длительность переходного процесса зависит от сил трения жидкости о стенки трубы и внутреннего трения в материале (демпфирования).

Выводы

1. Теоретически обобщена и решена крупная научно-техническая проблема, имеющая важное народно-хозяйственное значение, связанная с комплексным теоретическим и экспериментальным исследованием динамики трубопроводов ЛА.

2. На основании систематического анализа современного состояния исследований по динамике и устойчивости труб с протекающей жидкостью предложена классификация трубопроводов. В качестве самостоятельного класса выделены трубопроводы с жестко закрепленными концевыми сечениями.

3. Для трубопроводов этого класса создана система расчетов на прочность с учетом вибронапряжений, характерных конструктивных и технологических факторов, совокупности реальных нагрузок:

- разработана расчетная динамическая модель и составлена разрешающая система уравнений;

- построена связанная оболочечно-стержневая модель НДС тонкостенной криволинейной трубы, плавно сопряженной на концах с прямыми трубами;

- с учетом начальных технологических неправильностей криволинейных участков составлен алгоритм расчета вектора нагрузок, эквивалентных температурным и гидродинамическим воздействиям;

- разработаны методы расчета трубопроводов при стационарных режимах нагружения, связанного с невозмущенным и пульсационным внутренними течениями;

- предложен метод расчета трубопроводов при нестационарных режимах силового и кинематического возбуждения;

- решена задача о механических вибрациях трубопроводов, сопутствующих гидравлическим ударам;

- на базе метода статической конденсации (суперэлементов) построена двухуровневая схема расчета трубопроводов;

- составлен итерационный алгоритм решения связанной задачи с односторонними внешними и (или) внутренними связями и трением в опорах скольжения.

4. Впервые поставлена и решена задача динамики тонкостенной криволинейной трубы с начальными технологическими неправильностями:

- построена расчетная динамическая модель и составлена система разрешающих уравнений;

— показано, что для частных задач составленная система разрешающих уравнений дает известные решения;

— дано решение симметричной задачи виброустойчивости криволинейной трубы под действием моногармонического внутреннего давления и установлены границы главных простых и комбинационных резонансов;

— исследована зависимость расположения резонансных полос от параметров трубы, внутреннего давления и демпфирования;

— в зависимости от начальных геометрических неправильностей построены точное и приближенное решения относительно установившихся амплитуд колебаний под действием давления пульсирующего потока жидкости;

— проанализированы зависимости расчетных амплитуд от параметрических воздействий и связанности обобщенных координат, найдены пределы применимости приближенных формул.

5. Проведено экспериментальное и расчетное обоснование эффективности разработанных моделей и алгоритмов расчета:

— исследована точность оболочечной модели тонкостенной криволинейной трубы;

— исследована точность стержневой динамической модели МКЭ и выработаны рекомендации по ее рациональному построению;

— дана оценка точности связанной оболочечно-стержневой модели тонкостенного трубопровода и показана ее эффективность по сравнению со стержневой;

— выполнен анализ влияния технологических факторов: овальности, разностенности, распределения начальных неправильностей формы поперечного сечения по длине криволинейного участка на манометрический эффект;

— дано обоснование постановки связанной задачи с односторонними связями и трением в опорах скольжения.

Сопоставление полученных результатов: упругих характеристик, собственных частот, коэффициентов увеличения гибкости, перемещений и напряжений с данными известных решений и прямого эксперимента, поставленного на моделях, показала их хорошее взаимное соответствие.

6. Расчет ряда конструкций труб и трубопроводов, включая реальные конструкции ЛА, позволил выявить следующие особенности:

— при взаимодействии с невозмущенным и пульсационным внутренними потоками расчетное НДС и вибропрочность конструкции

существенно зависят от начальных технологических неправильностей криволинейных участков;

— между характеристиками овальности и разностенности обнаружено соотношение, при котором отсутствует манометрический эффект.

— при высоких скоростях течения жидкости заметное влияние на НДС оказывают гидравлическое сопротивление и силы инерции, возникающие в местах поворота потока;

— постановка промежуточных опор на криволинейных участках трубопровода, проводящего жидкость, не способствует снижению уровня напряжений в трубах;

— сильфон следует рассматривать не только как компенсатор температурного расширения, но и как виброизолирующее устройство.

Между временем возмущения при гидроударе и периодом характерной собственной формы трубопровода установлено соотношение, при котором динамическими эффектами можно пренебречь и при оценке прочности конструкции ограничиться квазистатическим приближением.

7. Разработанная в диссертации система расчетов трубопроводов на прочность реализована в виде комплекса программ ASCP для ЕС ЭВМ и ПЭВМ типа IBM PC/XT/AT и их аналогов. Программы многократно апробированы при проектировании трубопроводов АЭС, топливных систем ЛА, гидравлических и воздушных систем самолетов ТУ-154М и ТУ-204.

Основное содержание диссертации отражено автором в следующих работах:

1. Куликов Ю.А., Стасенко И.В. Вычислительная система расчетов на прочность пространственных трубопроводов// Расчеты на прочность.— М., 1983.— Вып.24. —С.53-61.

2. Куликов Ю.А. Дискретизация пространственных опор и расчет монтажных напряжений в трубопроводах// Изв. вузов. Машиностроение.— 1985.— N 7. —С.3-6.

3. Куликов Ю.А. Численное исследование компенсирующей способности трубопроводов с сильфонными компенсаторами //Изв.вузов. Машиностроение.— 1986.— N 8. —С.22-25.

4. Куликов Ю.А., Молодецкий В.А., Стасенко И.В. Численный анализ НДС криволинейных тонкостенных элементов трубопровода при пространственном изгибе/ Мар. политехн. ин-т. Йошкар-Ола

//Деп. рук. ВИНТИ. — 1987. — N 5819-B87. — 32 с.

5. Куликов Ю.А. Анализ вынужденных колебаний трубопроводов при силовом и кинематическом возбуждении МКЭ// Изв. вузов. Машиностроение. — 1988. — N 10. — С.31-36.

6. Куликов Ю.А. Автоматизированная система расчета сложных пространственных трубопроводов на статические и динамические воздействия// Автоматизированное проектирование оборудования и трубопроводов нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств: Сб.статей. — М., 1988. — С.20-32.

7. Куликов Ю.А., Заплатин В.И. Применение конечноэлементной системы ASCP в проектировочных расчетах гидросистем ЛА. Анализ собственных и вынужденных колебаний трубопроводов с нестационарным внутренним потоком// Проблемы снижения материалоемкости силовых конструкций: Тез. докл. 2-ой Всесоюзн. конф. — Горький, 1989. — С.55.

8. Куликов Ю.А., Заплатин В.И. Расчет трубопроводов с односторонними связями, зазорами и трением в опорах скольжения при помощи конечноэлементной системы ASCP/ Мар. политехн. ин-т. Йошкар-Ола //Деп. рук. ВИНТИ. — 1990. — N 422-B90. — 36 с.

9. Расчет и проектирование технологических трубопроводов при помощи конечноэлементной системы ASCP/ В.И. Заплатин, Ю.А.Куликов, В.А.Молодецкий, И.В.Стасенко //Надежность трубопроводов электрических станций: Тез. докл. Всесоюзн. науч.-техн. совещ. — М., 1990. — С. 25-27.

10. Куликов Ю.А. Численное моделирование механических колебаний трубопроводов с протекающей жидкостью// Надежность трубопроводов электрических станций: Тез. докл. Всесоюзн. науч.-техн. совещ. — М., 1990. — С.36-38.

11. Куликов Ю.А. Расчет параметров свободных и вынужденных колебаний трубопроводов с пульсирующим потоком жидкости МКЭ // Расчеты на прочность. — М., 1990. — Вып. 32. — С.177-192.

12. Куликов Ю.А., Заплатин В.И. Расчетная оценка вибропрочности трубопровода гидравлической системы ЛА/ Мар. политехн. ин-т. Йошкар-Ола//Деп. рук. ВИНТИ. — 1991. — N 4209-B91. — 16 с.

13. Куликов Ю.А., Заплатин В.И. Расчеты на вибропрочность и виброустойчивость тонкостенной кривой трубы системы кондиционирования воздуха самолета ТУ-154М / Мар. политехн. ин-т. Йошкар-Ола//Деп. рук. ВИНТИ. — 1991. — N 4210-B91. — 20 с.

14. Куликов Ю.А. Динамика технологических трубопроводов с протекающей жидкостью// 7 Всес. съезд по теор. и прикл. мех.: Аннот. докл. М., 1991. —С.217.

15. Куликов Ю.А. Моделирование вибрационной надежности трубопроводов с пульсирующим давлением//Всесоюзн. конф. по вибрац. технике: Аннот. докл.—Тбилиси, 1991. —С.68.

16. Куликов Ю.А. Жидкостные трубопроводы. Численное исследование НДС, индуцированного стационарным внутренним потоком // Расчеты на прочность. —М., 1993. —Вып.33. —С. 119-131.

17. Куликов Ю.А. Виброустойчивость тонкостенной криволинейной трубы под действием пульсирующего внутреннего давления// Проблемы машиностроения и надежности машин. —1993. —N 3. —С.23-30.

18. Куликов Ю.А. Влияние начальных технологических неисправностей на вибрации тонкостенных криволинейных труб с пульсирующим внутренним давлением// Проблемы машиностроения и надежности машин. —1993. —N 6. —С.11-21.

19. Куликов Ю.А. Решение плоской задачи теории упругости методом конечных элементов: Учебное пособие. — Горький: Изд-во ГГУ им. Н.И. Лобачевского, 1980. — 68 с.

20. Расчет трубопроводов на ЭВМ методом конечных элементов: Отчет по теме № 7641/Мар. политехн. ин-т. Рук. темы Ю.А. Куликов.— N ГР 76091670, Инв. № Б647066. —Йошкар - Ола, 1977. —179 с.

21. Автоматизированная система расчета пространственных трубопроводов. Программа для ЭВМ БЭСМ-6 и ЕС ЭВМ: Отчет по теме № 8059/Мар. политехн. ин-т. Рук. темы Ю.А. Куликов.—N ГР80031424, Инв. № 0282.7029825. —Йошкар-Ола, 1981. —80 с.

22. Методика и рекомендации по расчету трубопроводов с комбинированными опорами при кинематических воздействиях: Отчет по теме № 8259 /Мар. политехн. ин-т. Рук. темы Ю.А. Куликов.— N ГР 01830005845, Инв. № 0283.0014794. —Йошкар-Ола, 1982. —28 с.

23. Вынужденные колебания трубопроводных систем: Отчет по теме № 8539 /Мар. политехн. ин-т. Рук. темы Ю.А. Куликов. — N ГР 01.85.0010901, Инв. № 0286.0089245. —Йошкар-Ола, 1986. —133 с.

24. Расчет собственных и вынужденных колебаний трубопроводов с нестационарным потоком жидкости МКЭ: Отчет по теме № 8639 /Мар. политехн. ин-т. Рук. темы Ю.А. Куликов.— N ГР 01870014030, Инв. № 0288.0077112. —Йошкар - Ола, 1988. —128 с.

ЛР № 02,03,02 от 28.11.91 г., ПЛД № 2018 от 5.10.94 г.
Подписано в печать 24.01.95 г. Формат 60x84/16. Усл. печ. л. 2,0.
Печать офсетная (ротапринт). Тираж 150 экз. Заказ № 1341.
Отдел оперативной полиграфии МарПИ им. А.М. Горького.
424006, Йошкар-Ола, ул. Панфилова, 17.