

На правах рукописи

ГАББАСОВА АЙГУЛЬ ХАЙРИВАРОВНА

**ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДОВ
С УЧЕТОМ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ**

Специальность 05.02.13 - Машины, агрегаты и процессы
(машиностроение в нефтеперерабатывающей промышленности)

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Уфа 2002

Работа выполнена на кафедре "Машины и аппараты химических производств" Уфимского государственного нефтяного технического университета.

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор И.Р.Кузеев.

Официальные оппоненты: доктор технических наук
Р.С.Абдуллин;
кандидат технических наук
Д.С.Солодовников.

Ведущее предприятие: ЗАО "Системы экспресс-анализа" (г. Уфа).

Защита состоится 19 апреля 2002 г. в 15³⁰ в ауд. 1-359 на заседании диссертационного совета Д 212.289.05 в Уфимском государственном нефтяном техническом университете (УГНТУ) по адресу: 450062, Уфа, ул. Космонавтов, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке УГНТУ.

Автореферат разослан 19 марта 2002 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
доктор технических наук, профессор

И.Г.Ибрагимов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность исследования

Транспортировка углеводородного сырья на нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятиях осуществляется с помощью трубопроводных систем. По данным Госгортехнадзора Башкирского округа, физический износ технологических трубопроводов на предприятиях нефтехимической промышленности приближается к 90%. Принимая во внимание тот факт, что технологические трубопроводы являются транспортерами взрыво- и пожароопасных сред, эксплуатация таких систем создает угрозу безопасному функционированию предприятий. Недостаток свободных оборотных средств не позволяет своевременно обновлять существующие трубопроводные системы, повышая тем самым риск возникновения аварий.

Неполная загрузка технологических установок, обусловленная изменением структуры потребления сырья на предприятиях, приводит к изменению режимов нагружения оборудования и увеличению его простоев. На фоне этих проблем стали возникать дефекты, характер которых не находит объяснения. В большей степени это относится к технологическим трубопроводам, обвязывающим насосно-компрессорное и реакторное оборудование, которое имеет нестационарное изменение напряженного состояния. Традиционный подход к расчету долговечности технологических трубопроводов становится недостаточным, так как не позволяет учесть такие факторы, как влияние динамики транспортируемой среды, нагрузки от сопряженного оборудования и реальное техническое состояние системы. В связи с вышеизложенным, особое значение приобретает такой подход к обеспечению долговечности технологических трубопроводов, который позволил бы учесть весь необходимый комплекс оценочных характеристик.

Цель работы

Оценка суммарного влияния накопленной энергии упругой деформации и вынужденных колебаний трубопроводов, сопряженных с насосно-компрессорным оборудованием, на их долговечность.

Задачи исследований

1 Провести анализ влияния напряженно-деформированного и дефектного состояния технологических трубопроводов, сопряженных с насосно-компрессорным оборудованием, на выход их из строя в реальных условиях эксплуатации.

2 Разработать метод интерпретации частотных спектров вынужденных колебаний технологических трубопроводов и элементов их конструкций.

3 Разработать методику расчета долговечности технологических трубопроводов с учетом влияния на образование и развитие трещин распределения потенциальной энергии упругой деформации и вынужденных колебаний.

Научная новизна

1 Установлена корреляция между реальной скоростью роста дефектов технологических трубопроводов, сопряженных с насосно-компрессорным оборудованием и скоростью роста дефектов, рассчитанной с учетом влияния вибрационных нагрузок на реализацию накопленной энергии упругой деформации.

2 Установлено, что наложение вибрационных нагрузок на оболочку трубопроводов, находящихся под действием технологических параметров, снижает их долговечность в 1,5...4,0 раза в зависимости от значения напряжения, создаваемого вынужденными колебаниями.

Практическая ценность

1 Разработана методика расчета долговечности технологических трубопроводных систем, сопряженных с насосно-компрессорным оборудованием, с учетом суммарного влияния вибрационных нагрузок и распределения энергии упругой деформации.

2 Разработанная автором методика расчета долговечности технологических трубопроводов используется в научных исследованиях, проводимых по заказам нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий АО "Башнефтехим", а также в УГНТУ при проведении теоретических и практических занятий по дисциплине "Безопасность и надежность оборудования нефтегазопереработки" студентов специальности 17.17.00 "Оборудование нефтегазопереработки".

Публикации и апробация результатов работы

По теме диссертации опубликовано 5 работ (общим объемом 5,9 печатного листа). Основные положения доложены на международных научно-технических конференциях.

Структура и объем работы

Диссертация состоит из введения, 4 разделов, 110 страниц текста, 16 таблиц, 22 рисунков, 101 источника использованной литературы и 2 приложений.

ОБЩЕЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность проблемы, цели и задачи исследований, приведена краткая характеристика работы.

В первом разделе определена значимость трубопроводов в технологической системе нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий, отмечена их сложная многосвязная конфигурация. Рассмотрено современное техническое состояние технологических трубопроводов. Указан срок службы трубопроводных систем на предприятиях АО "Башнефтехим". Особое внимание уделено классификации дефектов элементов трубопроводных конструкций. Доля ремонтных работ трубопроводов, по данным 1996-2000 гг. с нефтеперерабатывающих предприятий, составляет 40-70 % от ремонта основного оборудования. Приведена также классификация исследованных трубопроводов по максимальной наработке на отказ, определяющая степень риска эксплуатации каждого из них.

В разделе представлен обзор и анализ существующих методов расчета долговечности технологических трубопроводов, в результате чего установлено, что долговечность технологических трубопроводов (как свойство надежности) определяется прочностью и жесткостью конструкции.

Специфика проектировочного расчета технологического трубопровода определяется необходимостью вычисления и оценки максимальных напряжений и усилий при всех возможных комбинациях его нагружения. Если условия прочности не выполняются, практически всегда возможно несколько изменить схему трубопровода, расположение и характер работы опор, не нарушая требований технологии.

Оценка прочности производится по различным нормативным документам в зависимости от области применения. Независимо от условий работы и конструктивных особенностей оборудования в основу его расчета на прочность закладываются некоторые предельные напряжения $\bar{\sigma}_{\text{пр}}$ и коэффициент запаса прочности \bar{n} . В общем случае условие прочности записывается в следующем виде:

$$\bar{\sigma} \leq [\sigma] = \frac{\bar{\sigma}_{\text{пр}}}{\bar{n}}, \quad (1)$$

где $\bar{\sigma}$ - параметр, характеризующий интенсивность напряженного состояния в опасном сечении;

$[\sigma]$ - допускаемое значение параметра $\bar{\sigma}$.

Однако проведенный автором анализ работы трубопроводных систем выявляет случаи периодического возникновения дефектов, которые невозможно объяснить с помощью стандартных расчетных схем, принятых при проектировании. Для объяснения возникновения подобного рода дефектов приводится принцип методики расчета долговечности, в основе которой лежит гипотеза об участии энергии упругой деформации трубопровода в развитии дефектов в результате высвобождения ее при остановах.

В диссертации отмечены основные недостатки традиционных расчетных проектировочных схем, которые сводятся к невозможности предсказания и развития типа и места расположения дефекта.

В заключении первого раздела сделаны выводы о необходимости разработки более эффективных методов определения долговечности технологических трубопроводов, позволяющих на ранней стадии обнаружить дефект и предотвратить его развитие.

Во втором разделе представлено описание исследованных в работе объектов - перечень более шестидесяти технологических трубопроводов с повторяющимися на одних и тех же участках однотипными дефектами без очевидных причин их возникновения. Приведены их полные характеристики, максимальный уровень вибропараметров.

В разделе также представлен перечень основных источников сведений о реальных техническом состоянии, условиях эксплуатации и режимах работы трубопроводов, анализ которых показал, что действующие технологические трубопроводные системы испытывают статические и периодически изменяющиеся нагрузки. Последние связаны как с нестабильностью режимов работы систем, так и с функциональными особенностями эксплуатации. Исследования выявили, что практически все они в той или иной степени подвержены вибрационным нагрузкам, особенно те трубопроводы, которые расположены в районе установки насосов и компрессоров.

В связи с этим предложено учитывать в расчетах долговечности технологических трубопроводов, кроме статических нагрузок и распределения энергии упругой деформации, вынужденные колебания.

Отмечено, что в настоящее время при определении вибрации трубопроводов принято определять только общий уровень. По нормативам максимально допустимая амплитуда вибрации технологических трубопроводов составляет 0,2 мм при частоте вибрации не более 40 Гц.

Подобные требования ни в коей мере не позволяют обеспечить надежную работу трубопроводов, которые работают в сложных условиях нестационарности, и, срок эксплуатации которых приблизился к критическому.

Однако не существует методик, позволяющих использовать разнообразные возможности существующей виброизмерительной аппаратуры для трубопроводных систем.

Предлагается измерять вибрационную нагруженность трубопроводов, для чего приводятся сравнительные характеристики существующих на сегодняшний день виброанализаторов, их принцип работы, возможности, которые можно использовать для измерения вибрации не только для машинного оборудования, но и для их трубопроводной обвязки.

Установлено, что результаты таких измерений позволят получить более достоверную информацию о реальной нагруженности трубопровода.

В качестве диагностического параметра при измерении вибрации на исследуемых трубопроводах было принято среднеквадратичное значение вибропере-

мещений в диапазоне от 10 до 1000 Гц с числом линий в спектре 1600. Средне-квадратичное значение параметра вибрации сводит гармонические и более сложные колебания к одному энергетическому эквиваленту, позволяя их сравнивать.

Виброперемещение показывает максимальные границы перемещения контролируемой точки от одного крайнего положения до другого противоположного и характеризуется обычной двойной амплитудой. Значения виброперемещений пропорциональны возникающим в трубопроводах напряжениям и являются показателями их прочности.

Особенностью пространственных технологических трубопроводов как объектов для измерения их вибраций является сложность выбора мест и направлений для измерения вибраций. Анализ показал, что достаточно измерять вибрацию в двух сечениях трубопровода во взаимно перпендикулярных направлениях. Производились замеры вибросмещений на каждом участке трубопровода в двух осях (горизонтальной, вертикальной) каждые 3-5 суток в течение трех месяцев, а также внеплановые во время пусков-остановов трубопроводной системы. В общей сложности было снято около 6 тысяч спектров на каждом трубопроводе.

Кроме точек для контроля вибраций собственно трубопроводов в программу измерений было включено определение вибраций элементов технологического оборудования сопряженных машин, опор, арматуры, компенсаторов и т.п. По этим данным можно судить о взаимном влиянии элементов технологической системы.

Определение технического состояния по вибрационным параметрам производилось как по содержанию соответствующей информации в текущий момент времени, так и на основе анализа изменений её во времени. Изменение вибрации наблюдались не только вследствие возникновения дефектов, но и при изменении режимов, а также при переходных процессах на неустановившихся режимах (пуски-остановы).

В заключение приведена методика исследования и расчета долговечности технологических трубопроводов с учетом статических нагрузок и с учетом распределения энергии упругой деформации.

В третьем разделе показана оценка характера деформирования и нагружения технологических трубопроводов по стандартной методике на примере расчетов двух трубопроводных линий транспортировки углеводородных газов ОАО "Уфанефтехим", дефекты которых носят повторяющийся характер. Статистика отказов одного из них приведена в таблице 1.

Таблица 1 - Статистика отказов в период 1990-2000 гг. по участкам трубопровода нагнетания газа с I ступени компрессоров в емкость при $P=0,35$ МПа и $T=130$ °С

Номер участка	Дефект	Дата ремонта
150-151	Коррозия	11.05.90
151-152-153	Трещина	20.11.90
155-156-157	Трещина	01.05.92
154-161	Трещина	14.12.93
157-158	Коррозия	06.12.94
158-159-160	Трещина	07.09.95
156-213	Трещина	10.11.96
		15.04.97
152-283	Трещина	15.03.99
		24.05.00
270-271-272	Трещина	13.10.90
		26.11.92
199-200-201	Трещина	20.02.92
280-281-282	Трещина	15.02.99
210-211-212	Трещина	30.05.00
153-154-155	Трещина	11.05.90
		11.10.91
		01.05.92
		14.12.93
		06.12.94
		09.07.95
		10.11.96
		15.04.97
162-163	Коррозия Трещина	15.03.98
		30.09.99
		24.05.00

Для определения причин возникновения дефектов проведен первый этап оценки долговечности, а именно: стандартный статический расчет напряженно-деформированного состояния трубопровода на прочность и жесткость с учетом влияния сопряженных машин и аппаратов. Результаты статического расчета представлены в виде эпюр (рисунки 1-6).

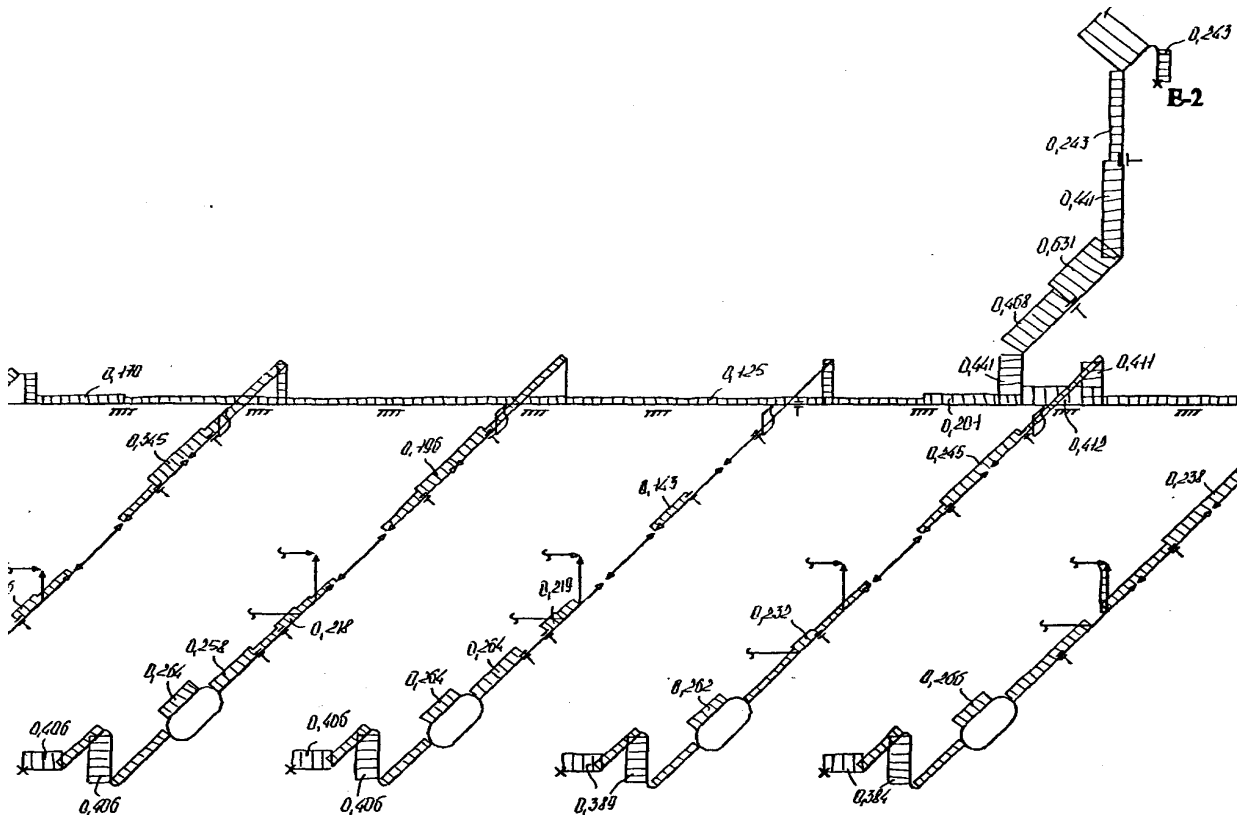


Рисунок 3 – Усилия в рабочем состоянии от всех воздействий, 10^4 Н

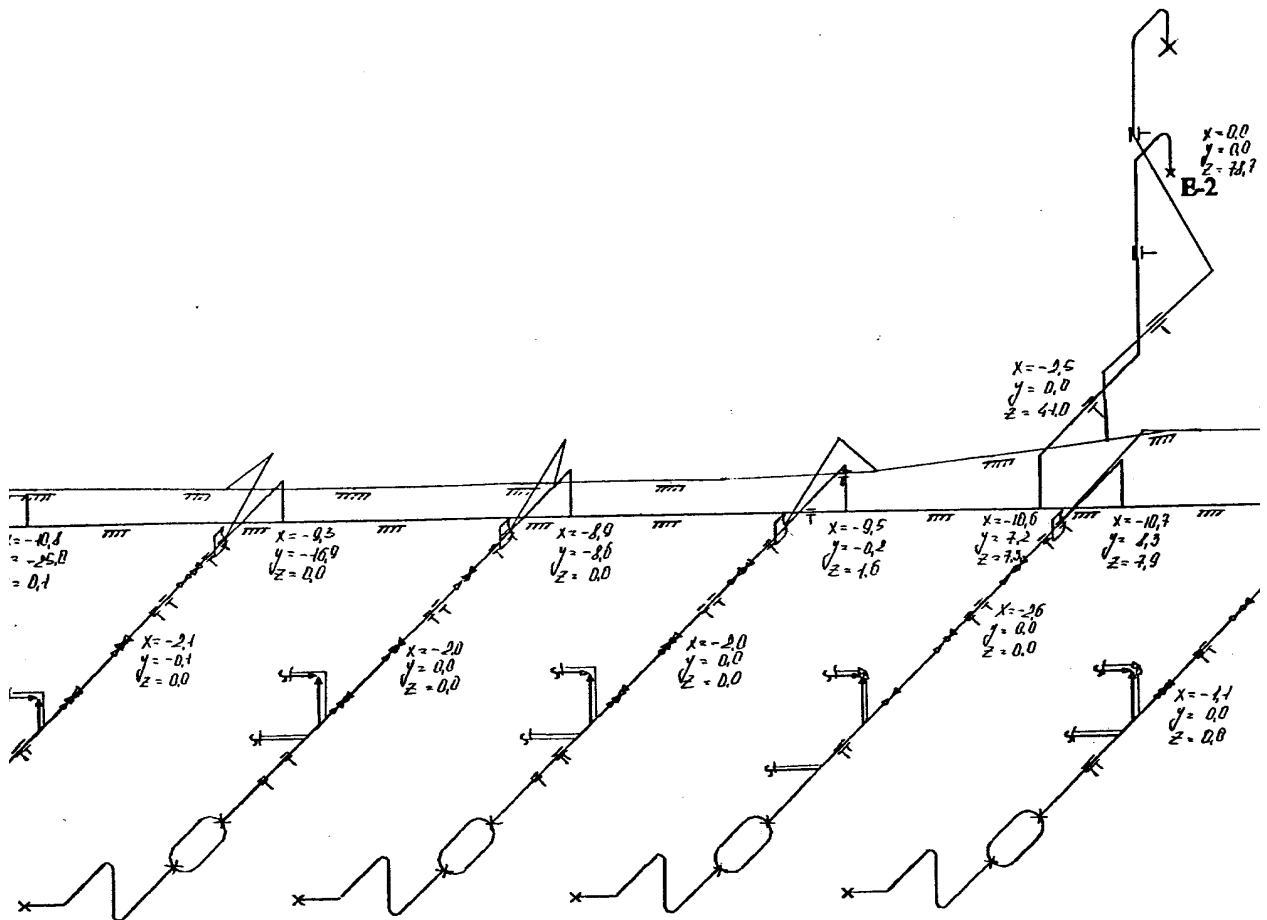


Рисунок 4 – Перемещения в узлах в рабочем состоянии, мм

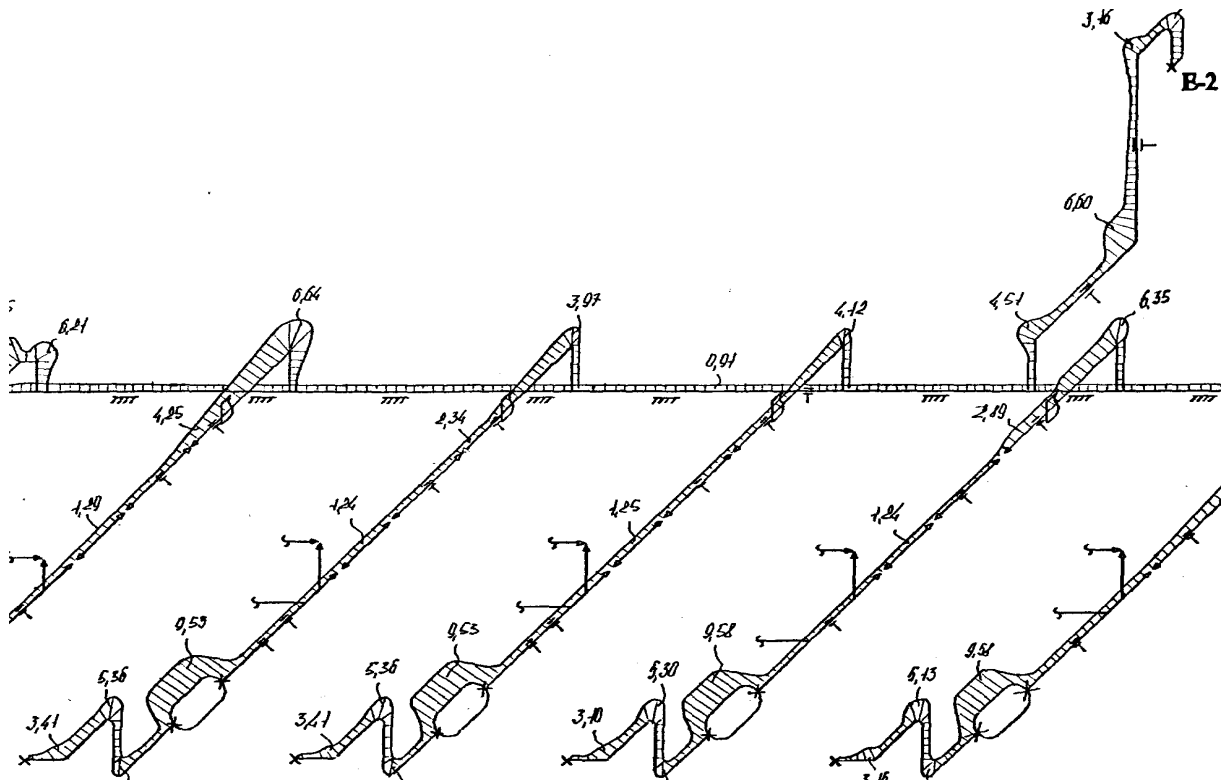


Рисунок 5 – Напряжения от всех воздействий в рабочем состоянии, кг/мм²

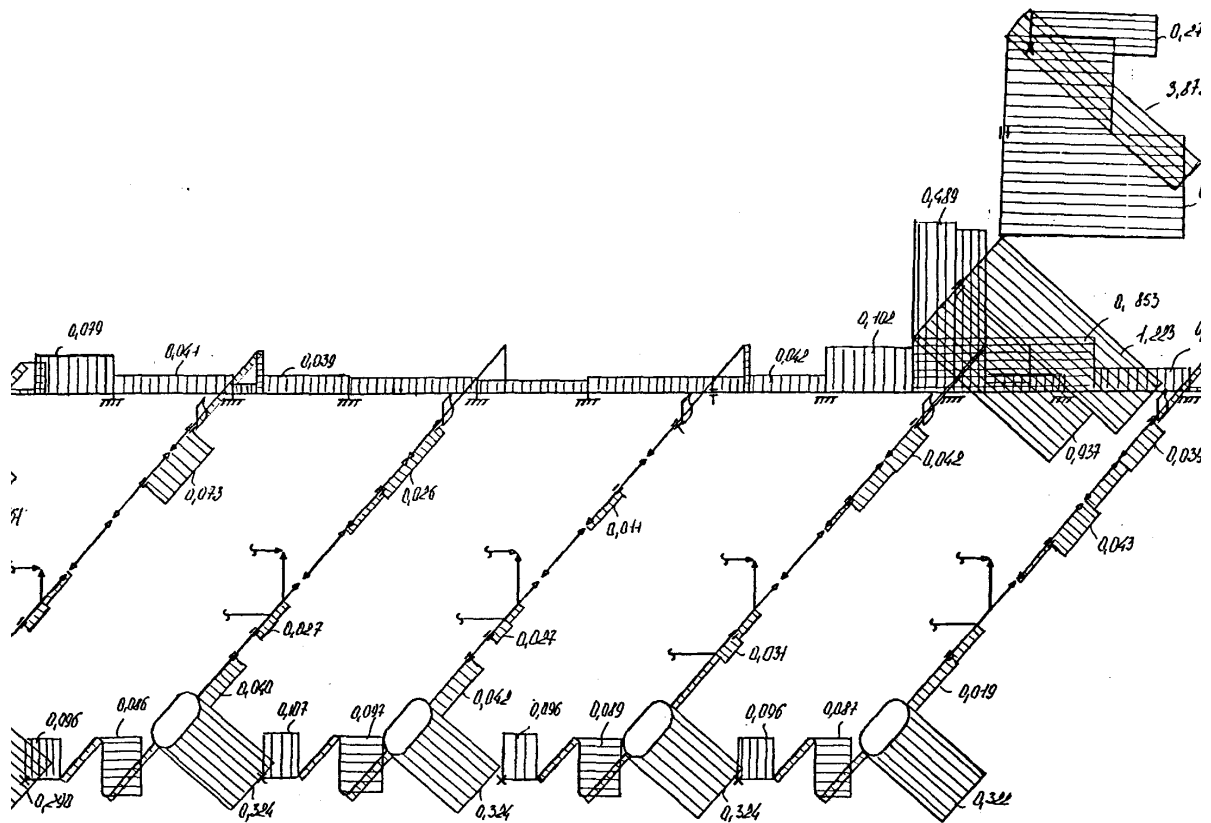


Рисунок 6 – Потенциальная энергия упругой деформации

Анализ результатов расчетов на прочность и жесткость позволил сделать следующие выводы:

- напряжения от всех воздействий в рабочем состоянии ни на одном участке трубопроводной системы не превышают допустимых нормативами пределов;
- наиболее нагруженными, т.е. имеющими максимальные значения напряжений, являются участки (см. рисунки 2, 5): 128-129; 221-222; 245-246; 269-270; 198-199; 176-177 и узлы: 140; 235; 188. Однако, как показывает статистика отказов (см. таблицу 1), данные участки не подвержены дефектам;
- дефекты в основном наблюдаются в местах присоединения к коллекторам, на самих коллекторах, на отводах. Причем возникают подобные дефекты на одних и тех же участках в короткое время после ремонта.

Кроме того, расчет числа циклов до возникновения отказа, проведенный по стандартной методике на некоторых участках, к примеру, 153-154-155, почти в 4 раза больше реального числа циклов работы трубопровода:

$$N_{\text{расч1}} = 596 \text{ сут} \approx 5 \cdot N_{\text{реал}} = 150 \text{ сут}, \quad (2)$$

где $N_{\text{расч1}}$ – число циклов до возникновения отказа, рассчитанное по стандартной методике;

$N_{\text{реал}}$ – реальное число циклов до возникновения отказа.

По натурным наблюдениям рассматриваемые трубопроводы выводятся из эксплуатации вне плановых остановок 3-4 раза в год, а в связи с недогрузкой сырья переключения сопряженных компрессоров производятся по 2-3 раза в сутки.

Таким образом, возникает необходимость учета факторов, влияющих на возникновение и развитие дефектов в реальных условиях нестационарной работы трубопроводов.

Далее в разделе проведен расчет потенциальной энергии упругой деформации U по методике, разработанной с участием автора. Эпюры распределения энергии, построенные по результатам расчетов, представлены на рисунке 6.

Отмечено, что результаты расчета потенциальной энергии, в целом, коррелируют со статистикой отказов: большинство повторяющихся дефектов возникают в областях наибольшего скопления энергии. Однако имеются энергетически

нагруженные области трубопроводной системы, дефекты на которых не возникают.

Долговечность, рассчитанная с учетом энергии упругой деформации, на примере участка 153-154-155, составляет

$$N_{\text{расч2}} = 243 \text{ сут} \approx 2 \cdot N_{\text{реал}} = 150 \text{ сут}, \quad (3)$$

где $N_{\text{расч2}}$ – число циклов до возникновения отказа, рассчитанное по методике с учетом энергии упругой деформации.

Результаты расчета показывают, что долговечность, рассчитанная с учетом распределения потенциальной энергии упругой деформации, более чем в 2 раза ближе к реальной в сравнении с долговечностью, рассчитанной по стандартной методике, т.е. с учетом только статических нагрузок.

Таким образом, показано, что стандартный расчет долговечности с учетом статических нагрузок носит ориентировочный приближенный характер.

Расчет долговечности с дополнительным учетом распределения энергии упругой деформации также недостаточен. Низкая степень его достоверности связана с тем, что расчетным путем затруднительно выявить момент и причину перехода материала конструкции из стадии накопления повреждений в результате реализации энергии при пусках-остановах системы в стадию разрушения. Кроме того, расчетным путем сложно выявить из целой области повышенного уровня накопленной энергии, включающей несколько участков, отдельные участки трубопровода, в которых зародившийся дефект точно приведет к разрушению.

В этой связи была выдвинута гипотеза о влиянии вынужденных колебаний трубопровода на реализацию потенциальной энергии упругой деформации.

Для возможности учета влияния на долговечность технологических трубопроводов вибрационных нагрузок необходима разработка метода интерпретации полученных на этапе сбора данных частотных спектров вибропараметров.

Решение этой задачи рассмотрено также на примере двух трубопроводных линий транспортировки углеводородных газов ОАО "Уфанефтехим". В работе приведены частотные спектры некоторых участков трубопроводов (рисунок 7).

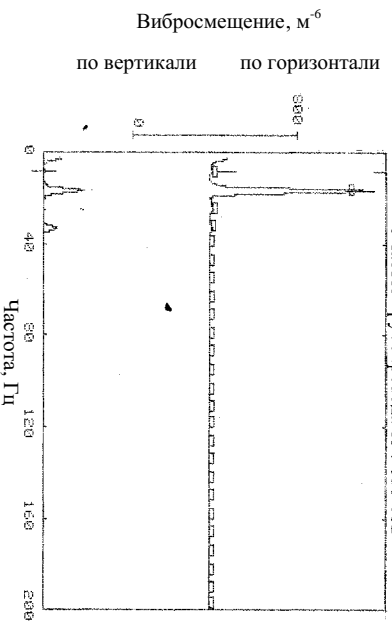
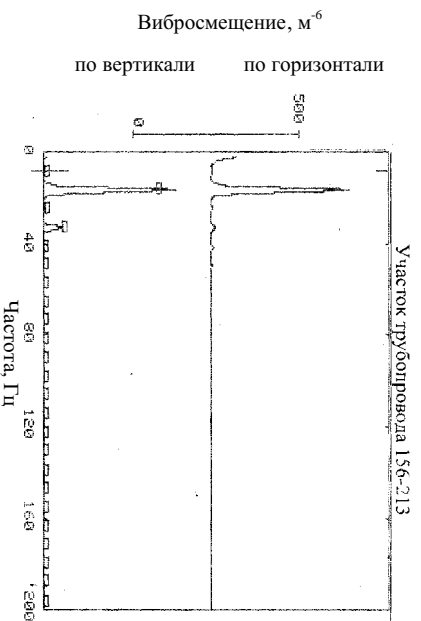
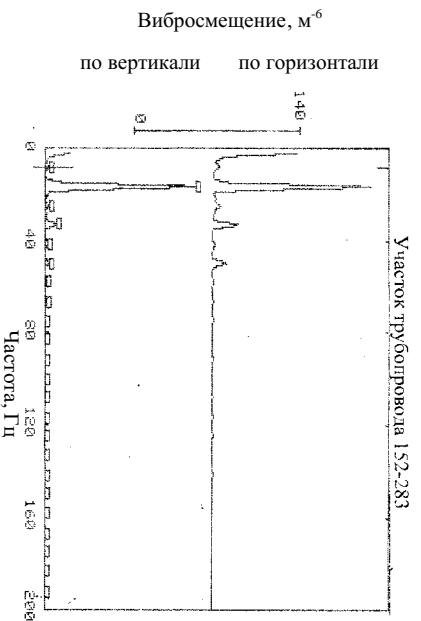
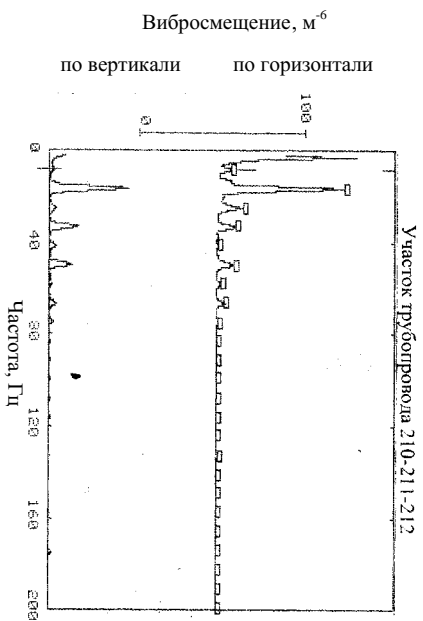
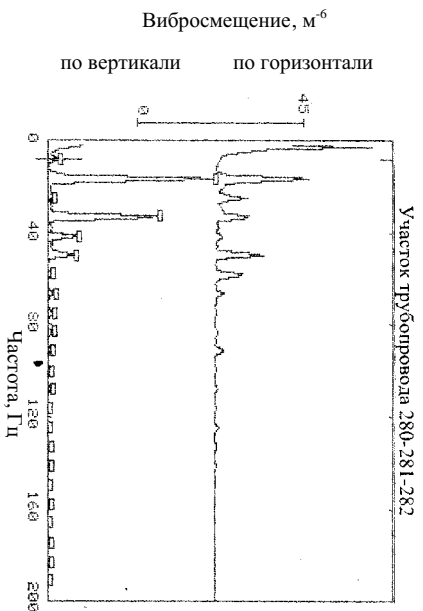
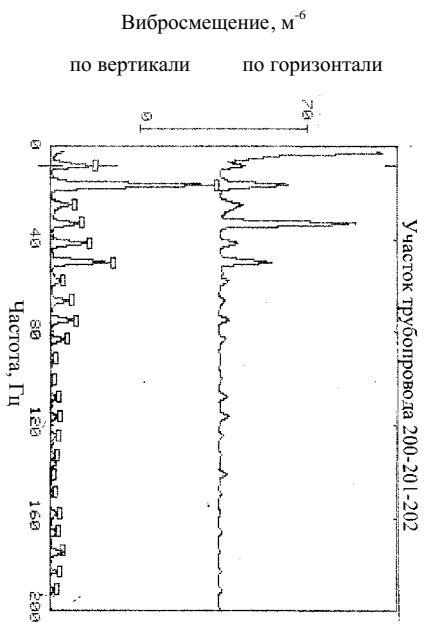
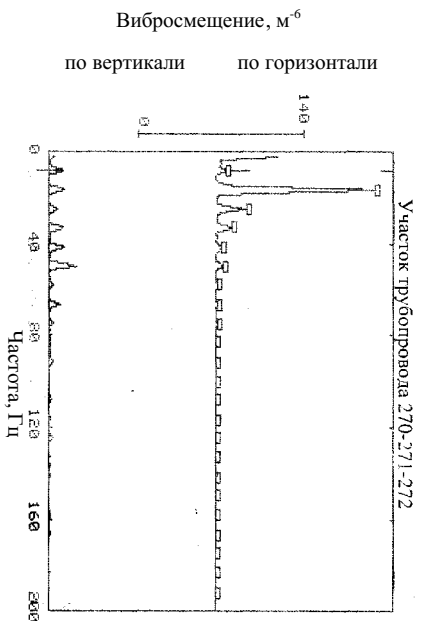


Рисунок 7 – Спектры вибросмещений некоторых участков трубопровода
нагнетания газа с I ступени компрессоров в емкость

Рассмотрен статистический метод распознавания частотных спектров машинного оборудования и проведен анализ возможности применения его для технологических трубопроводов. Так как трубопроводные системы технологических установок представляют собой чаще всего уникальные сооружения, сравнение вибрации по нормальным эталонным спектрам вибраций, полученным на основе статистического анализа для определенных режимов работы и определенных точек измерения практически не возможно. Разброс данных измерений обусловлен отклонениями в технологии монтажа и допусками на жесткости опор, геометрические размеры и трассировку трубопроводов, а также различиями в условиях эксплуатации и техническом состоянии. Применение статистического метода интерпретации результатов измерений вибрации для технологических трубопроводов не приемлемо.

Поскольку проявление дефектов в любой конструкции прямо или косвенно связано с действием напряжений, а напряжение является определяющим параметром и в расчетах долговечности, то представляется целесообразным интерпретировать частотные спектры, определяя напряжения от вибрации.

Для определения напряжений, вызываемых вибросмещениями за один цикл нагружения, необходимо принять адекватную расчетную схему трубопровода.

На основе сравнительного анализа различных расчетных схем выявлено, что более точную оценку вибрационных режимов большинства трубопроводов технологических установок можно получить с учетом изгибной жесткости трубопроводов, т.е. с применением расчетных схем в виде пространственных разветвленных систем, составленных из стержней различной жесткости. В качестве прогиба было принято значение вибросмещения.

В результате анализа полученных частотных спектров выявлены характерные для дефектных участков вибрационные моды: наибольший прогиб трубопроводов появляется при резонансных колебаниях, частоты которых совпадают с собственными частотами трубопровода. К примеру, на приведенных на рисунке 7 спектрах, наибольшие вибросмещения Δ_f наблюдаются при частоте $f = 17$ Гц. Исследуемые трубопроводы обвязывают компрессоры производительностью $0,333 \text{ м}^3/\text{с}$, число оборотов 500 об/мин (8,333 Гц). Таким образом, максимальные

вибросмещения наблюдаются при двойной оборотной частоте компрессоров, сопряженных с трубопроводами.

При этом колебания на различных частотах, сопровождаются вполне определенными напряжениями в трубопроводе, обусловленными интенсивностью реакции системы при данной форме колебаний. Смещения точки измерения вибрации участка трубы, вызванные силой F (или распределенной нагрузкой q), определяются в зависимости от схемы нагружения данного участка трубы. В разделе приведены силовые и геометрические параметры различных схем нагружения.

Напряжения σ_a , возникающие на участках трубопровода в результате вибросмещения:

$$\sigma_a = \frac{M}{W_x}, \text{ МПа}, \quad (4)$$

где M – изгибающий участок трубопровода момент, МПа;

W_x – осевой момент сопротивления сечения трубопровода, м^3 .

Напряжение σ_a – переменная во времени нагрузка и равна амплитуде переменного напряжения цикла. Максимальное напряжение цикла нагружения состоит из амплитуды переменного напряжения σ_a и напряжения $\sigma_{ст}$, определенного с учетом всех видов статических и основных циклических нагрузок вследствие давления, температуры, весовых нагрузок и т.д. (рисунок 8):

$$\sigma_{\max} = \sigma_a + \sigma_{ст}. \quad (5)$$

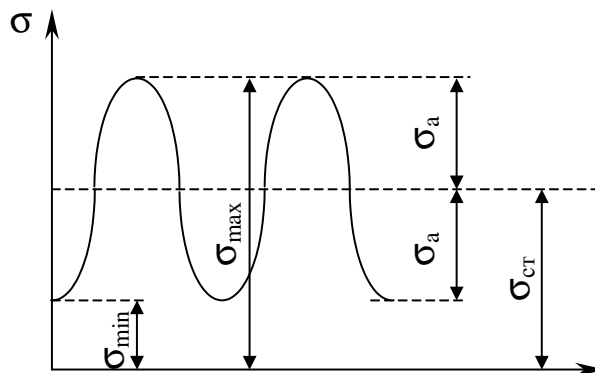


Рисунок 8 – Схема для расчета максимального напряжения цикла

В заключении третьего раздела сделан вывод о необходимости адекватного математического описания совместного влияния на долговечность всех факторов:

статических и вибрационных нагрузок, а также потенциальной энергии упругой деформации.

Четвертая глава посвящена разработке методики расчета долговечности технологических трубопроводов с учетом суммарного влияния распределения энергии упругой деформации и вынужденных колебаний.

Реальная эксплуатационная нагруженность конструкций может быть адекватно описана различными моделями случайных процессов. В этом случае возникает задача об установлении эквивалентности всех нагружений и соответствующего коэффициента перехода, возможности пересчета повреждающих воздействий, обусловленных различными процессами. В настоящее время применяется более десятка различных методов приведения. В работе даны некоторые из них.

Из всех известных методов приведения процесса сложной структуры к процессу простой структуры выбирается такой метод приведения, который наиболее согласуется с имеющимися экспериментальными данными, например, метод полных циклов.

В нашем случае (рисунок 9) мы имеем три различных по структуре процесса нагружения $\sigma(t)$. Процесс а является статическим процессом нагружения, процесс б – процесс вынужденных колебаний трубопровода со сложной структурой, процесс с – процесс реализации потенциальной энергии упругой деформации.

Основная трудность, возникающая при решении поставленной задачи, заключается в том, что понятие цикла нагружения для данных процессов однозначно не определяется. К примеру, для процесса а за время t_1 (см. рисунок 9) совершается один цикл нагружения, тогда как для процесса б за то же время t_1 число циклов нагружения при максимальной частоте $f = 17$ Гц (см. рисунок 7) составит $0,7 \cdot 10^6$.

В связи с этим, использование в расчетах на долговечность информации о характеристиках сопротивления усталости материалов в виде кривых и поверхностей усталости, становится затруднительным.

Другая трудность заключается в том, что накопленные к некоторому моменту времени t усталостные повреждения при данных процессах реализуются с различной интенсивностью.

Требуется установить амплитуду σ_3 и частоту n_3 процесса b , при котором он будет приводить к усталостным повреждениям, равным повреждениям, накапливаемым при нагружении процессами a и c . Определенный таким образом процесс будем называть эквивалентным процессам a и c .

Когда процессы $\sigma_1(t)$ и $\sigma_2(t)$ не являются эквивалентными, коэффициент перехода от процесса $\sigma_1(t)$ к процессу $\sigma_2(t)$ определяется

$$K = \frac{n_2}{n_1} \cdot \frac{\int_0^{\infty} \frac{f_2(\sigma) d\sigma}{N(\sigma)}}{\int_0^{\infty} \frac{f_1(\sigma) d\sigma}{N(\sigma)}}, \quad (6)$$

где $f_1(\sigma)$, $f_2(\sigma)$ - плотности распределения амплитуд напряжений;

n_1 , n_2 – среднеквадратические частоты процессов.

Приведенное соотношение позволяет получить окончательное выражение для определения коэффициента перехода K .

Использование результатов проведенных измерений вибраций действующих трубопроводов для оценки долговечности возможно лишь при пересчете величин накопления усталостных повреждений, соответствующих различным по интенсивностям воздействия процессам нагружения. Приращение долговечности, обусловленное развитием трещины до полного разрушения конструкции, определяется из условия линейного суммирования повреждений. Тогда условие полного разрушения можно записать в следующем виде:

$$\frac{N}{\bar{t}} \int_{\sigma_*}^{\infty} \frac{f(\sigma) d\sigma}{N_2(\sigma) - N_1(\sigma)} = 1, \quad (7)$$

где N - время до разрушения, отсчитываемое от момента зарождения трещины;

\bar{t} - средний интервал времени между циклами нагружения;

$f(\sigma)$ – плотность распределения амплитуд напряжений.

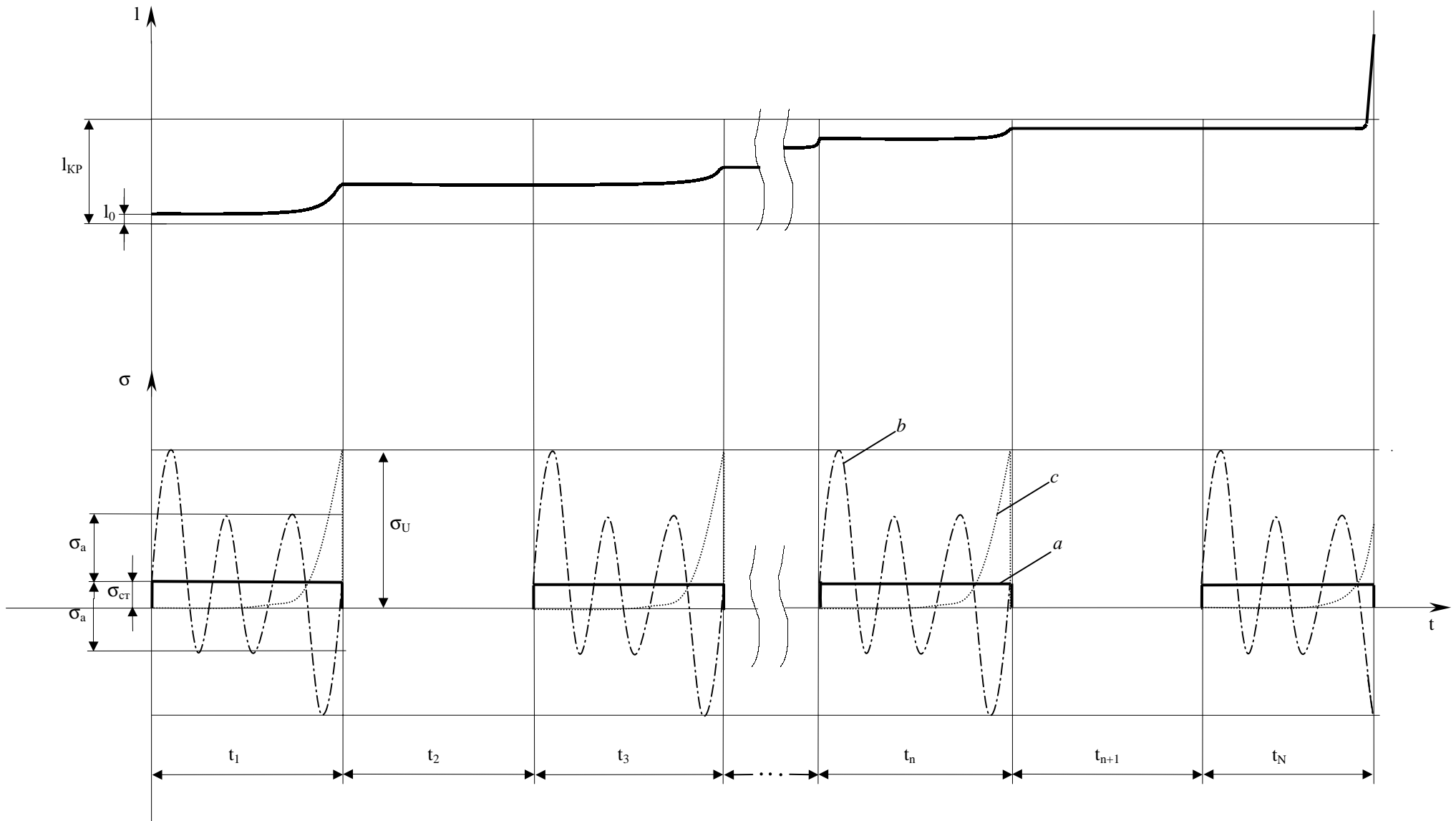


Рисунок 9 – Прирост трещины от суммарного влияния напряжений

Долговечность для стадии роста усталостной трещины:

$$N = \bar{t} \cdot \left(\int_{\sigma_*}^{\infty} \frac{f(\sigma) d\sigma}{N_2(\sigma) - N_1(\sigma)} \right)^{-1} \quad (8)$$

Процесс нагружения характеризуется плотностями распределений действующих напряжений и интервалов времени между нагружениями. В этом случае к моменту времени t произойдет ровно r нагружений, длина трещины будет равна:

$$l_r = \left(l_0^{2-n} + 0,5 \cdot \beta \cdot (2-n) \cdot \sum_{i=1}^{i=r} \sigma_i^n \right)^{2/(2-n)} \quad (9)$$

Для участка трубопровода с трещиной скорость роста трещины описывается соотношением:

$$\frac{dl}{dN} = \beta \cdot \sigma^n \cdot l^{n/2}, \quad (10)$$

где $\beta = \alpha \cdot c^n$ - параметр.

Реальная скорость роста трещины на участке трубопровода, сопряженного с насосно-компрессорным оборудованием коррелятивна скорости роста трещины, рассчитанной с учетом влияния вибрационных нагрузок на реализацию накопленной энергии упругой деформации (рисунок 10).

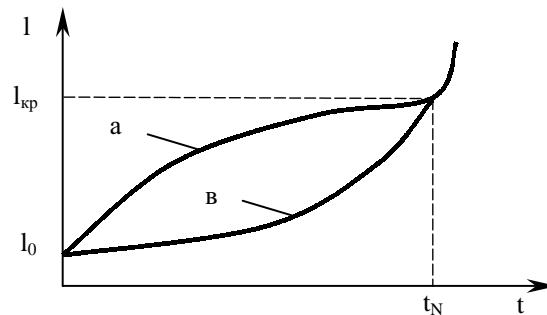


Рисунок 10 – Скорость прироста трещины

а, в – скорость прироста трещины, рассчитанная соответственно с учетом и без учета влияния вибрационных нагрузок на реализацию накопленной энергии упругой деформации

Учет суммарного влияния напряжений на процесс разрушения дает существенные поправки в расчетах долговечности.

Так, долговечность с учетом вынужденных колебаний на процесс реализации энергии упругой деформации в прирост трещины, на примере участка 153-154-155:

$$N_{\text{расч3}} \approx 161 \text{ сут} \approx N_{\text{реал}} = 150 \text{ сут}, \quad (11)$$

где $N_{\text{расч3}}$ – число циклов до возникновения отказа, рассчитанное по разработанной методике с учетом вынужденных колебаний и распределения энергии упругой деформации.

Анализ полученных результатов расчетов долговечности различных трубопроводов показал, что неучет снижения долговечности в результате реализации энергии упругой деформации в прирост трещины под действием вибрации завышает расчетное значение долговечности в 1,5...4,0 раза в зависимости от значения напряжения, создаваемого вынужденными колебаниями на данном участке трубы. Предлагается для упрощения учета снижения долговечности подверженных вибрационным нагрузкам трубопроводов, рассчитываемых по традиционным методикам, ввести коэффициент $K_B = 1,5...4,0$.

Во второй части раздела приведена собственно комплексная методика расчета долговечности технологических трубопроводов с учетом суммарного влияния распределения энергии упругой деформации и вынужденных колебаний.

Далее приводятся рекомендации по повышению долговечности исследуемых трубопроводов транспортировки углеводородных газов с использованием разработанной методики.

В заключение приведен экономический расчет эффективности принятых рекомендаций. Стоимость работ на внеплановые ремонты определена локальным ресурсным методом, включающим затраты на материалы, машины и механизмы, затраты труда, плановые начисления. Экономический эффект от проведенных мероприятий для всей линии транспортировки углеводородных газов с выкида I ступени компрессоров составил 77 000,20 руб. в год. Таким образом, результат подтверждает целесообразность использования предложенного подхода к расчету долговечности на практике.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1 На основе сравнительного анализа данных, полученных при исследовании качества функционирования действующих внутризаводских трубопроводов и оценке суммарного влияния накопленной энергии упругой деформации и вынужденных колебаний трубопроводных систем показано, что скорость роста дефектов технологических трубопроводов, рассчитанная с учетом влияния вибрационных нагрузок коррелятивна реальной скорости роста дефектов трубопроводов.

2 Изучена работа более шестидесяти трубопроводных систем, проведена классификация их дефектов, произведены замеры вибрационных нагрузок и предложен метод их интерпретации, в котором предполагается принять виброперемещения трубопроводных систем за прогибы стержневой системы, что дает возможность учета влияния напряжений от вибрационных нагрузок на долговечность технологических трубопроводов и элементов их конструкций.

3 Для упрощения учета снижения долговечности подверженных вибрационным нагрузкам трубопроводов, рассчитываемой по традиционным методикам, предложен коэффициент K_B , который для рассматриваемых сред и технологических параметров может изменяться в пределах 1,5...4,0 в зависимости от значения напряжения, создаваемого вынужденными колебаниями.

4 Разработанная методика расчета долговечности с учетом вынужденных колебаний использовалась при выявлении причин возникновения дефектов, повторяющихся на одних и тех же участках трубопроводов ОАО "Уфанефтехим", ОАО "Уфаоргсинтез", ОАО НУНПЗ (г. Уфа), ЗАО "Каустик" (г. Стерлитамак). Предложенные рекомендации по повышению долговечности трубопроводных систем приняты к внедрению.

5 Методика расчета долговечности с учетом влияния вибрационных нагрузок на прирост дефекта путем реализации накопленной энергии упругой деформации также нашла применение в УГНТУ при проведении теоретических и практических занятий по дисциплине "Безопасность и надежность оборудования нефтегазопереработки" студентов специальности 17.17.00 "Оборудование нефтегазопереработки".

По теме диссертации опубликованы следующие работы

1 Греб А.В., Закиров О.А., Габбасова А.Х. Проблемы повышения надежности технологических трубопроводов // Проблемы нефтегазового комплекса: Материалы международной конференции. - Уфа: Изд-во УГНТУ, 1998. - С. 26.

2 Закиров О.А., Шаталина М.А., Греб А.В., Габбасова А.Х. Исследование влияния гидродинамики на эксплуатационную надежность технологических трубопроводов. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 1999. - 55 с.

3 Закиров О.А., Шаталина М.А., Греб А.В., Габбасова А.Х. Расчет трубопроводов как пространственных конструкций с учетом энергии упругой деформации. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 1999. – 34 с.

4 Шаталина М.А., Габбасова А.Х., Нафиков А.Ф. К вопросу об исследовании технологических трубопроводов // Проблемы нефтегазовой отрасли: Материалы конференции. - Уфа: Изд-во УГНТУ, 2000. - С. 156.

5 Габбасова А.Х. Влияние вибрационных нагрузок на долговечность технологических трубопроводов // Проблемы нефтегазовой отрасли: Материалы конференции. - Уфа: Изд-во УГНТУ, 2000. - С. 148.

Соискатель

А.Х. Габбасова