

## ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДОВ

А.Х.Габбасова, М.А.Шаталина, С.В.Журавлев

Технологические трубопроводы являются неотъемлемой частью нефтехимических предприятий, так как являются единственными транспортерами углеводородного сырья на установках. По данным Башкирского управления Госгортехнадзора РФ, 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.

Технологические трубопроводы представляют собой совокупность плотно соединенных между собой труб, фасонных деталей и различной арматуры, обеспечивающих взаимосвязь между отдельными единицами оборудования,

снабженными первичными контрольно-измерительными приборами, а также вспомогательными крепежными устройствами.

Насыщенность предприятий трубопроводами различна и зависит от специфики самого предприятия.

Объем монтажа трубопроводов обычно превышает половину всех монтажных работ, производимых при сооружении нефтеперерабатывающего завода, а стоимость монтажа трубопроводов среди общего количества оборудования достигает 65%.

Общая протяженность трубопроводов одного нефтеперерабатывающего или нефтехимического предприятия, как правило, достигает 2,0-2,5 тысяч километров. Из них протяженность межцеховых трубопроводов составляет около 1,2–1,7 тысяч километров, внутриустановочных – около 0,8 тысяч километров /4/.

Таким образом, трубопроводные системы, связывая агрегаты и оборудование в единый производственный комплекс, занимают значительное место в оснастке нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий и представляют собой сооружения, особенности которых позволяют выделить их в отдельный класс конструкций, которым присущи специфические принципы формообразования. Определяющим критерием эффективности их работы является надежность.

Одним из основных факторов, влияющих на надежность работы технологических трубопроводов, и одновременно определяющих уровень эксплуатационных расходов, является их техническое состояние.

Как показал анализ информации из сферы эксплуатации и ремонта уфимских нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий, физический износ на трубопроводном транспорте приближается к 90% /1, 2/. Существуют такие технологические установки, 95% трубопроводов которых введены в эксплуатацию в 1950-е годы.

Доля ремонтных работ трубопроводов нефтеперерабатывающих предприятий по данным 1996-2000 гг., составляет 40-70 % от ремонта основного оборудования /4/.

Таким образом, сложное современное состояние технологических систем нефтеперерабатывающих и нефтехимических установок, значительный их физический износ, не отвечающие современным требованиям уровень технической оснащённости и качество, повышают требования к их надёжности. Возникает необходимость проведения всестороннего анализа конструктивных элементов, уточнения расчетных схем и совершенствования методов повышения долговечности.

В настоящее время практически единственным методом расчета долговечности действующих технологических трубопроводов и оценки их напряженно-деформированного состояния является контроль их прочности и жесткости. Специфика проекторочного расчета технологических трубопроводов определяется тем, что необходимо вычислить и оценить максимальные напряжения и усилия при всех возможных комбинациях его нагружения.

Оценка прочности производится по различным нормативным документам в зависимости от области применения. Но, 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 /3/:

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

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

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

Однако наблюдения 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 сегодня существует методика расчета долговечности /1, 4/, в основе которой лежит гипотеза об

участии энергии упругой деформации трубопровода в развитии дефектов в результате высвобождения ее при остановах. Недостатки этих методов заключаются в невозможности предсказания и развития типа и точного места расположения дефекта.

Авторами было исследовано 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.

Анализ реальных технического состояния, условий эксплуатации и режимов работы трубопроводов 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. В соответствии с основным нормативным документом /6/, определяющим безопасную эксплуатацию и надзор за технологическими трубопроводами:

- трубопроводы, подверженные вибрации, а также фундаменты под опорами и эстакадами для этих трубопроводов в период эксплуатации также должны тщательно осматриваться с применением приборного контроля над амплитудой и частотой вибрации;

- сроки осмотров в зависимости от конкретных условий и состояния трубопроводов устанавливаются не реже одного раза в 3 месяца;

- максимально допустимая амплитуда вибрации технологических трубопроводов составляет 0,2 мм при частоте вибрации не более 40 Гц /6/.

Однако приведенные в /6/ требования явно не достаточны ни для получения достоверной картины о техническом состоянии подверженного вибрации трубопровода, ни для установления порядка измерений вибрации, а также вызывают следующие вопросы:

- на основании чего выбрана за критерий для трубопроводов равная 0,2 мм величина амплитуды вибрации, причем, вне зависимости от технического состояния трубопровода, от вязкости, температуры, давления и т.п. транспортируемой среды;

- значит ли, что в диапазоне частот свыше 40 Гц амплитуда не нормируется, то есть не является опасной даже при высоком ее уровне;

- требования проведения замеров не реже одного раза в 3 месяца в зависимости от состояния трубопровода, видимо, предполагает определение момента возникновения и развития дефектов в трубе, но не понятно по каким признакам.

Кроме того, стоит отметить, что в данном документе /6/ отсутствуют какие-либо сведения и требования к методике определения вибрации трубопроводов, как то: количество и места проведения замеров, направление замеров, требования к приборному обеспечению.

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 авторами проведен сравнительный анализ характеристик 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 виброперемещений в диапазоне от 10 до 1000 Гц с числом линий в спектре 1600. Среднеквадратичное 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 /6/. 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. Установлено, 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 ее во времени. Изменение вибрации наблюдались не только вследствие возникновения дефектов, но и при изменении режимов, а также при переходных процессах на неустановившихся режимах (запуски-остановы).

Рассмотрим оценку характера деформирования и нагружения технологических трубопроводов по стандартной методике на примере расчета трубопроводной линии транспортировки углеводородных газов при  $P=0,35$  МПа и  $T=130$  °С одного из уфимских нефтеперерабатывающих предприятий, дефекты которого носят повторяющийся характер. В таблице 1 приведена статистика отказов.

Таблица 1 - Статистика отказов в период 1990-2000 гг. по участкам трубопровода нагнетания газа с I ступени компрессоров в емкость

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).

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:

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

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 был проведен расчет потенциальной энергии упругой деформации  $U$  по методике, разработанной в /4/. Эпюры распределения энергии, построенные по результатам расчетов, представлены на рисунке 6. Результаты расчета потенциальной энергии, в целом, коррелируют со статистикой отказов: большинство повторяющихся дефектов возникают в областях наибольшего скопления энергии.





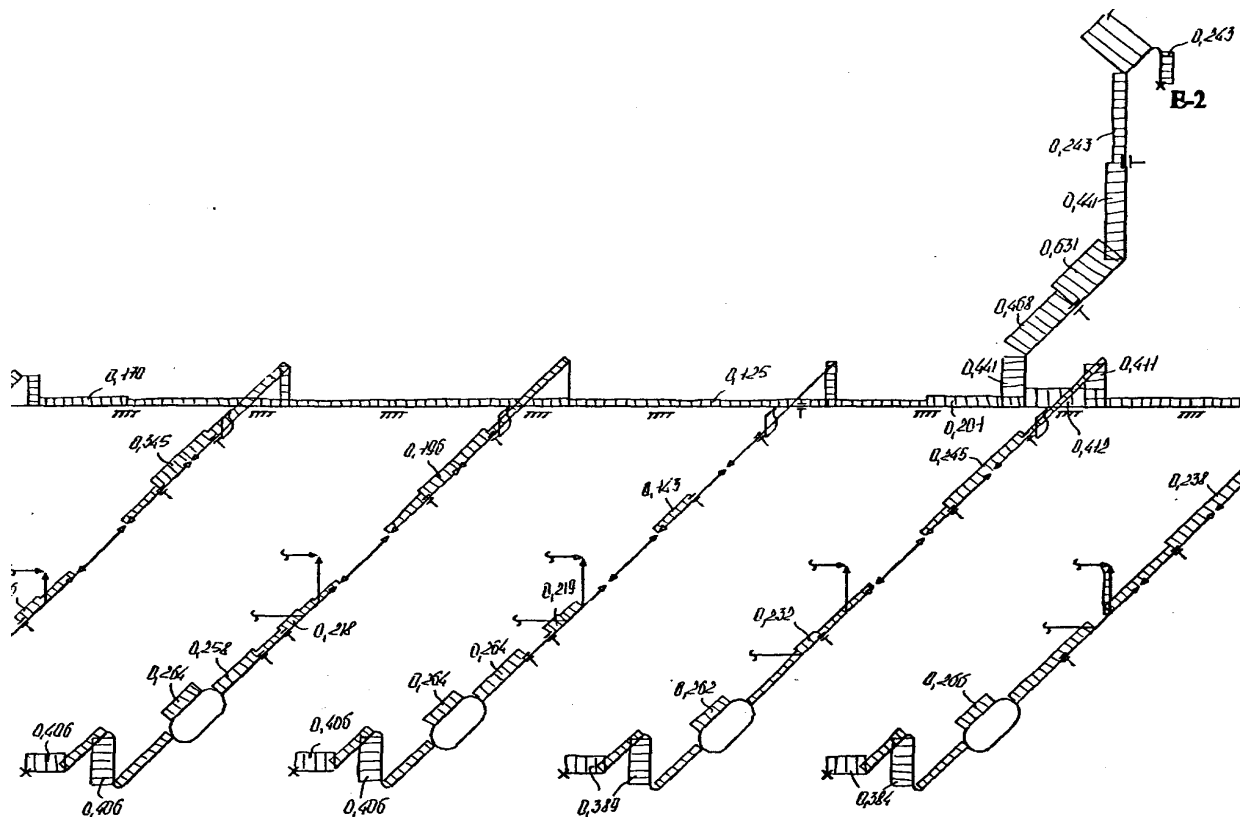


Рисунок 3 – Усилия в рабочем состоянии от всех воздействий,  $10^4$  Н

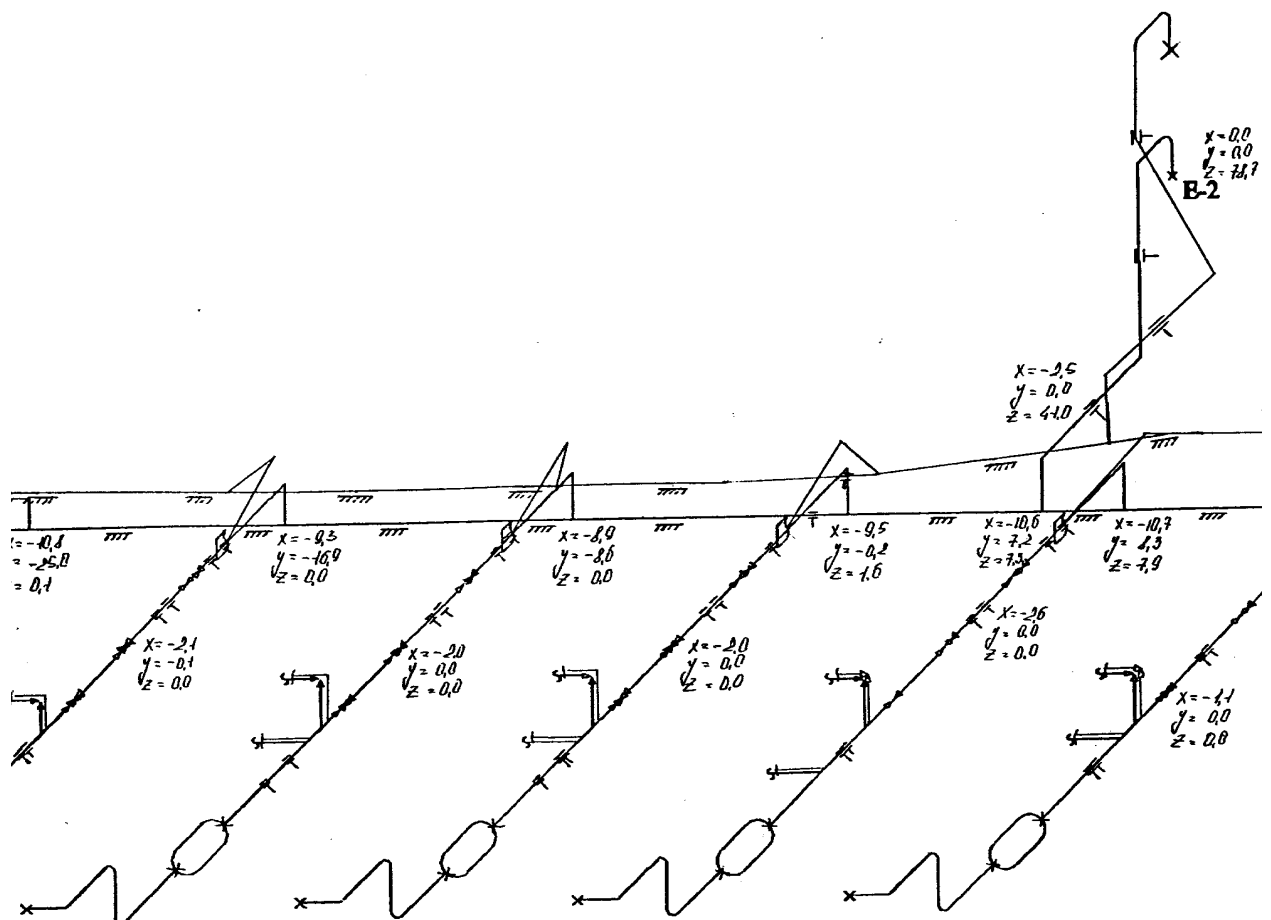


Рисунок 4 – Перемещения в узлах в рабочем состоянии, мм



Однако имеются энергетически нагруженные области трубопроводной системы, дефекты на которых не возникают.

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.

К примеру, долговечность, рассчитанная с учетом энергии упругой деформации, на участке 153-154-155, составляет

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

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

Таким образом, 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 запусках-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 рассмотрим также на примере трубопроводной линии транспортировки углеводородных газов.

Частотные спектры некоторых участков трубопровода приведены на рисунке 7.

Авторами 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.

В результате 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.

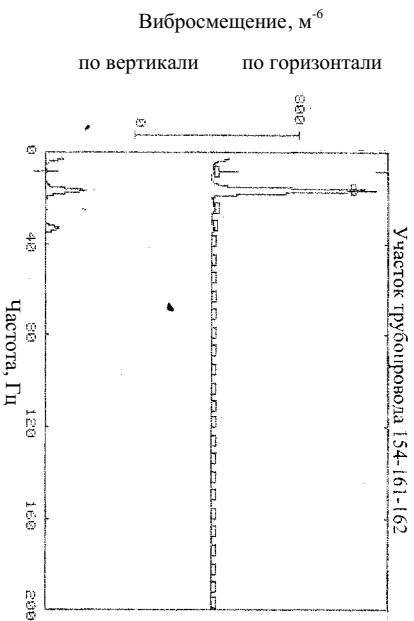
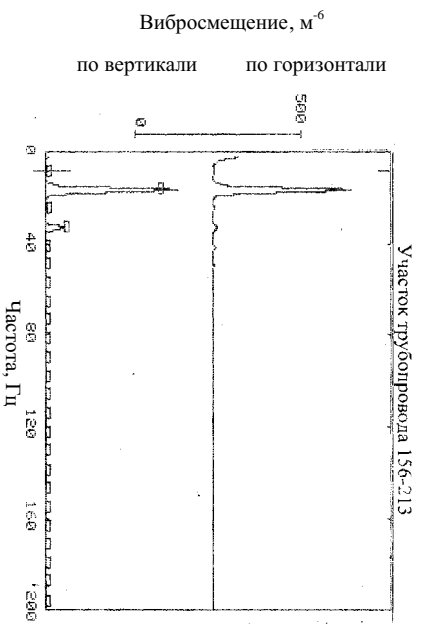
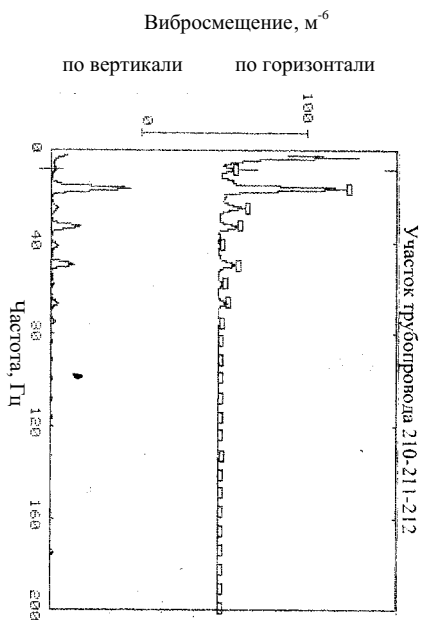
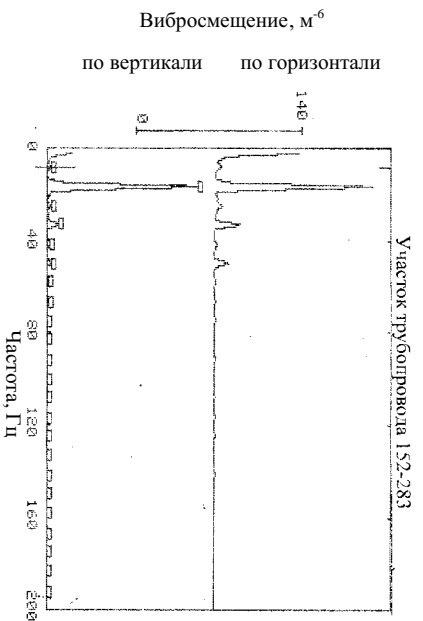
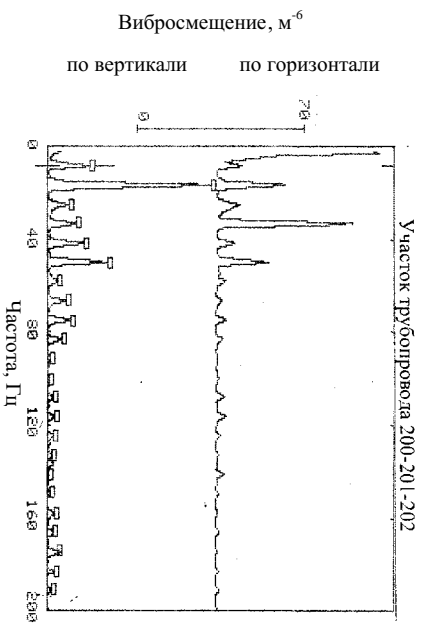
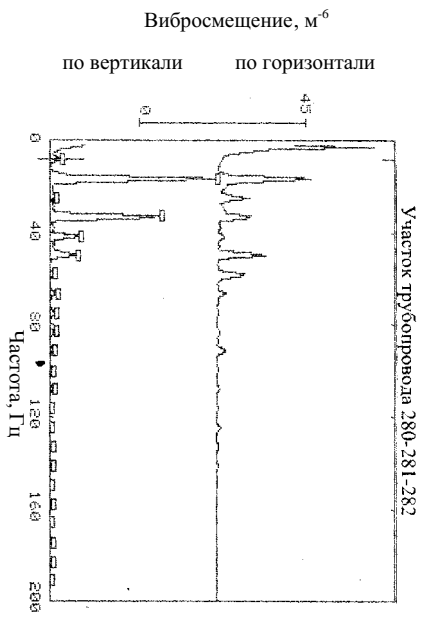
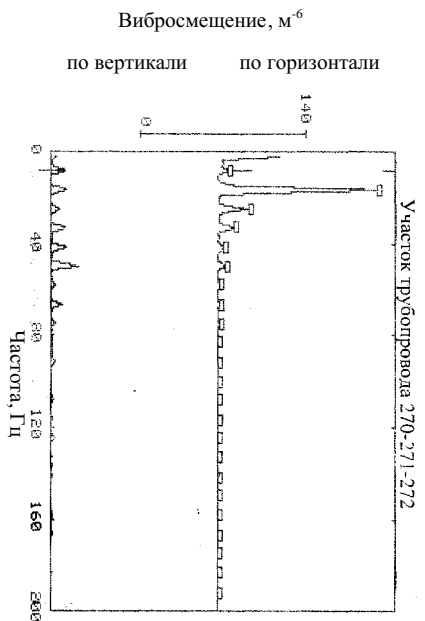


Рисунок 7 – Спектры вибросмещений некоторых участков трубопровода  
нагнетания газа с I ступени компрессоров в емкость

К примеру, на приведенных на рисунке 7 спектрах, наибольшие вибросмещения  $\Delta_f$  наблюдаются при частоте  $f = 17$  Гц. Исследуемые трубопроводы обвязывают компрессоры производительностью  $0,333 \text{ м}^3/\text{с}$ , число оборотов  $500 \text{ об/мин}$  ( $8,333 \text{ Гц}$ ). 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.

Напряжения  $\sigma_a$ , возникающие на участках трубопровода в результате вибросмещения, определяются:

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

где  $M$  – изгибающий участок трубопровода момент, МПа;

$W_x$  – осевой момент сопротивления сечения трубопровода,  $\text{м}^3$ .

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

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

Разработка методики расчета долговечности технологических трубопроводов с учетом суммарного влияния распределения энергии упругой деформации и вынужденных колебаний диктует необходимость адекватного математического описания совместного влияния на долговечность всех факторов: статических и вибрационных нагрузок, а также потенциальной энергии упругой деформации.

Реальная эксплуатационная нагруженность конструкций может быть адекватно описана различными моделями случайных процессов. 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 [7]. 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 8) 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 8) 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  $\sigma_s$  и частоту  $n_s$  процесса б, при котором он будет приводить к усталостным повреждениям, равным повреждениям, накапливаемым при нагружении процессами а и с.



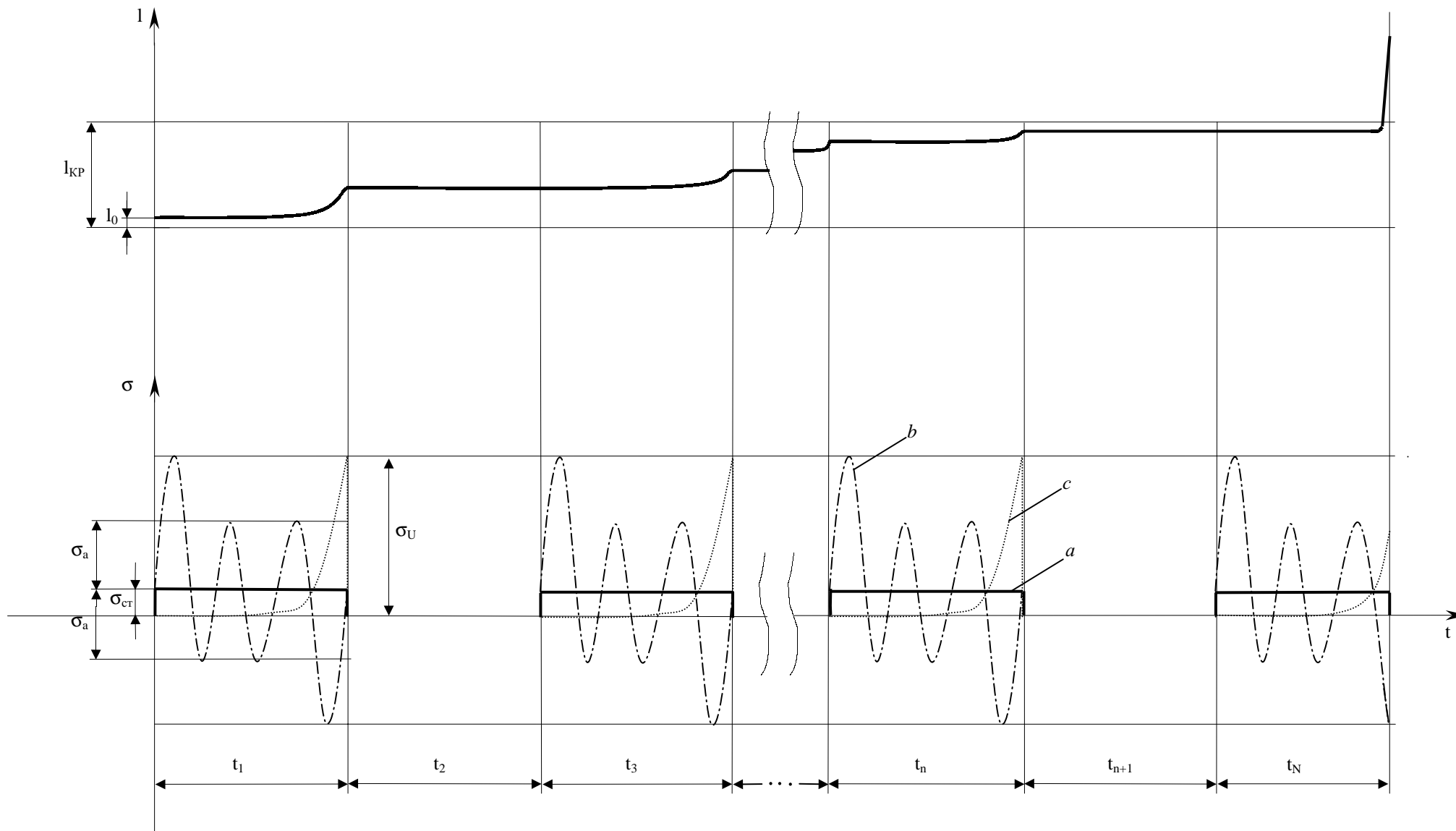


Рисунок 8 – Прирост трещины от суммарного влияния напряжений

Определенный таким образом процесс будем называть эквивалентным процессам а и с.

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 /7/:

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

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:

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

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

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

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

Долговечность для стадии роста усталостной трещины:

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

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:

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

Для участка трубопровода с трещиной скорость роста трещины описывается соотношением:

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

где  $\beta = \alpha \cdot c^n$ .

В результате расчетов установлено, что 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.

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

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

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

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  $K_B = 1,5 \dots 4,0$ .

На основе разработанной методики для исследуемых трубопроводов транспортировки углеводородных газов были предложены рекомендации по повышению долговечности. 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.

#### Список использованной литературы

1 Греб А.В. Повышение надежности трубопроводных коммуникаций технологических установок: Дисс. на соиск. уч. степени канд. техн. наук.– Уфа: УГНТУ, 1999. – 132 с.

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

3 Зайнуллин Р.С. Обеспечение работоспособности оборудования в условиях механохимической повреждаемости. - Уфа: МИБ СТС, 1997.

4 Закиров О.А., Греб А.В., Шаталина М.А., Габбасова А.Х. Расчет технологических трубопроводов как пространственных конструкций с учетом энергии упругой деформации / Препринт № 7. – Уфа: УГНТУ, 1999. – 32 с.

5 Правила устройства и безопасной эксплуатации технологических трубопроводов ПБ 03-108-96. - М.: НПО ОБТ Госгортехнадзора РФ, 1997.

6 Русов В.А. Спектральная вибродиагностика. - Пермь: Вибро-центр, 1996. - №1. – 175 с.

7 Гусев А.С., Светлицкий В.А. Расчет конструкций при случайных воздействиях. – М.: Машиностроение, 1984. – 240 с.