

Завалина Е.А.,

Старший преподаватель кафедры гидравлики

водоснабжения и водоотведения

Воронежский государственный архитектурно-строительный

университет

Россия, г. Воронеж

Степанова Т.В.,

Ассистент кафедры водоснабжения и водоотведения

Воронежский государственный архитектурно-строительный

университет

Россия, г. Воронеж

ДЕФОРМАЦИОННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРЯМОЛИНЕЙНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ ПОД ВЫСОКИМ ДАВЛЕНИЕМ

Аннотации: В статье рассматриваются причины колебаний трубопроводов при давлении, а также причины возникновения высокого давления в трубопроводах.

Ключевые слова: Деформация, Вибрация в трубопроводах, Высокое давление.

DEFORMATIONAL CONDITION OF RH LINEAR PIPE PROFESSIONS UNDER HIGH PRESSURE

Annotation: The cause of pipeline oscillations at pressure. Causes of high pressure in pipelines.

Keywords: Deformation, Vibration in pipelines, High pressure.

Основная причина колебаний является аэродинамические и акустические силы действующих пульсаций давления и температуры газа. В связи с этим борьба с вибрациями нагнетательных машин и присоединенных трубопроводов осуществляется способами, не отличающимися от обычно применяемых в других машинах и сооружениях, а именно устройство упругих опор, упругих прокладок, упругих подвесок, а также увеличение массы фундамента с целью изменения частоты собственных колебаний агрегата. Однако устройством сложных статических и динамических амортизаторов и массивных фундаментов можно только частично устранить вибрации трубопроводов и нагнетательных установок. Трубопроводы коренным образом отличаются от любых обычных конструкций, подверженных вибрации. Они имеют специфический источник вибраций в виде пульсирующего потока газа или жидкости в трубах. Кроме того, при устройстве эластичных опор вибрации трубопроводов могут даже увеличиться. Это связано со сложностью определения места расположения упругих опор и способом крепления трубопровода к опорам. Следует иметь в виду, что если применение того или другого способа крепления может значительно уменьшить или даже погасить колебания самих трубопроводов, то величина пульсации газа в трубах после этих мероприятий остается неизменной. Пульсирующий поток по-прежнему будет вызывать потерю мощности агрегатов вследствие высоких мгновенных давлений и температур, оказывать разрушительное действие на цилиндры компрессоров и измерительную аппаратуру, создавать погрешности в измерениях.

Основным источником вибраций трубопроводов нагнетательных установок в большинстве случаев является пульсирующий поток газа. При одновременной асинхронной работе нескольких машин часто возникают мгновенные высокие давления на выходе цилиндров.

Высокие давления наблюдаются при крутых углах поворота трубопроводов с пульсирующим потоком. Пульсация давления газа снижает пропускную способность трубопровода, что уменьшает производительность установок. Пульсация газа в нагнетательном трубопроводе может привести к

увеличению расхода мощности агрегата, поскольку образуются стоячие волны, увеличивается среднее давление в момент выброса очередной порции газа из цилиндра компрессора. Возникающая неравномерная работа клапанов приводит к ускоренному их износу. Стоячие волны создаются при отражении периодических импульсов газа от переходов, отводов, тройников, колен и т. п. Эти импульсы особенно опасны в условиях акустического резонанса, когда число импульсов от компрессора в секунду находится в таком соотношении с длиной участка трубопровода между компрессором и плоскостью отражения, что на нем укладывается целое число четвертей длины волны давления. Пульсации давления газа в трубопроводе приводят к преждевременному износу контрольно-измерительной аппаратуры и нарушению точности ее показаний. Погрешность показаний расходомеров, как и манометров, нередко достигает значительных величин. Пульсации газа оказывают прямое влияние на прочность компрессора, присоединенных к ним конструкций и оборудования: газоочистителей, теплообменников, змеевиков холодильников, строительных конструкций. Пульсации газа в ряде случаев приводят к возникновению недопустимых вибрации надземных трубопроводов.

Определим изменение радиуса тонкостенной оболочки под давлением. Для этого запишем окружную (тангенциальную) деформацию оболочки, равную относительному изменению длины окружности:

$$\varepsilon_t = \frac{2\pi(r + \Delta r) - 2\pi r}{2\pi r} = \frac{\Delta r}{r}.$$

Краевой эффект

Рассмотрим длинную цилиндрическую трубу, две части которой соединены жестким фланцем. Если бы фланцев не было, то под действием давления в трубе ее диаметр увеличился бы по всей длине одинаково. Но фланец жесткий. Его радиус не изменяется, поэтому вблизи фланца оболочка изгибается (рис. 1). Это явление называется *краевым эффектом*.

Для определения изгибающего момента рассмотрим деформацию узкой полоски, вырезанной вдоль образующей оболочки вблизи жесткого фланца (рис.

2, а). Со стороны оболочки на вырезанную полоску действуют усилия $0,6AZ$, которые играют роль упругой реакции. Определим погонную реакцию оболочки q на единицу длины оболочки $AL = 1$ (рис. 2, б):

$$q = 2\sigma_t \delta \sin \frac{\Delta\alpha}{2}.$$

$$u^{IV} + \frac{kb}{EJ_z} u = \frac{q}{EJ_z},$$

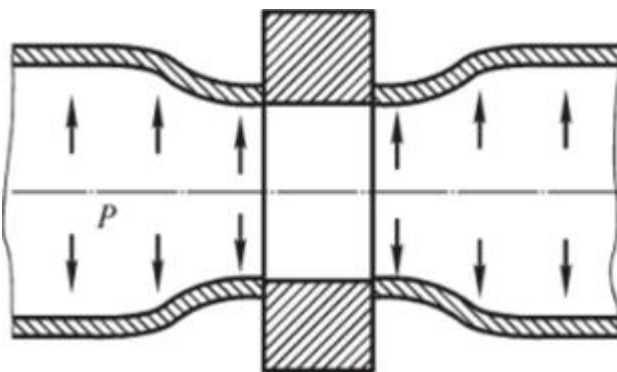


Рис. 1. Труба с жестким фланцем под давлением

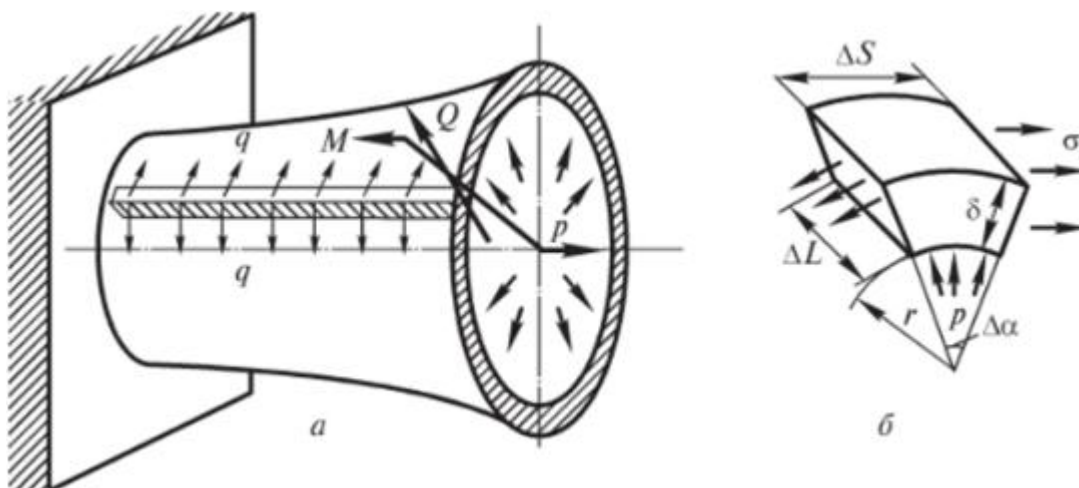


Рис. 2. К расчету краевого эффекта в цилиндрической оболочке

Решая это уравнение, определяем прогиб оболочки. Изгибающий момент пропорционален второй производной от прогиба: $M = EJ u''$.

Результаты расчета приведены на рис. 3. Вблизи жесткого фланца наблюдается резкий всплеск изгибающего момента и резкое

уменьшение прогиба до нуля (краевой эффект). Размер зоны краевого эффекта мал: при $z/b \sim 100$ и $\sim r_0/4$; при $r/b \sim 20$ и $\sim l_0/2$; при $r/b \sim 10$ и $\sim (3/4)r_0$.

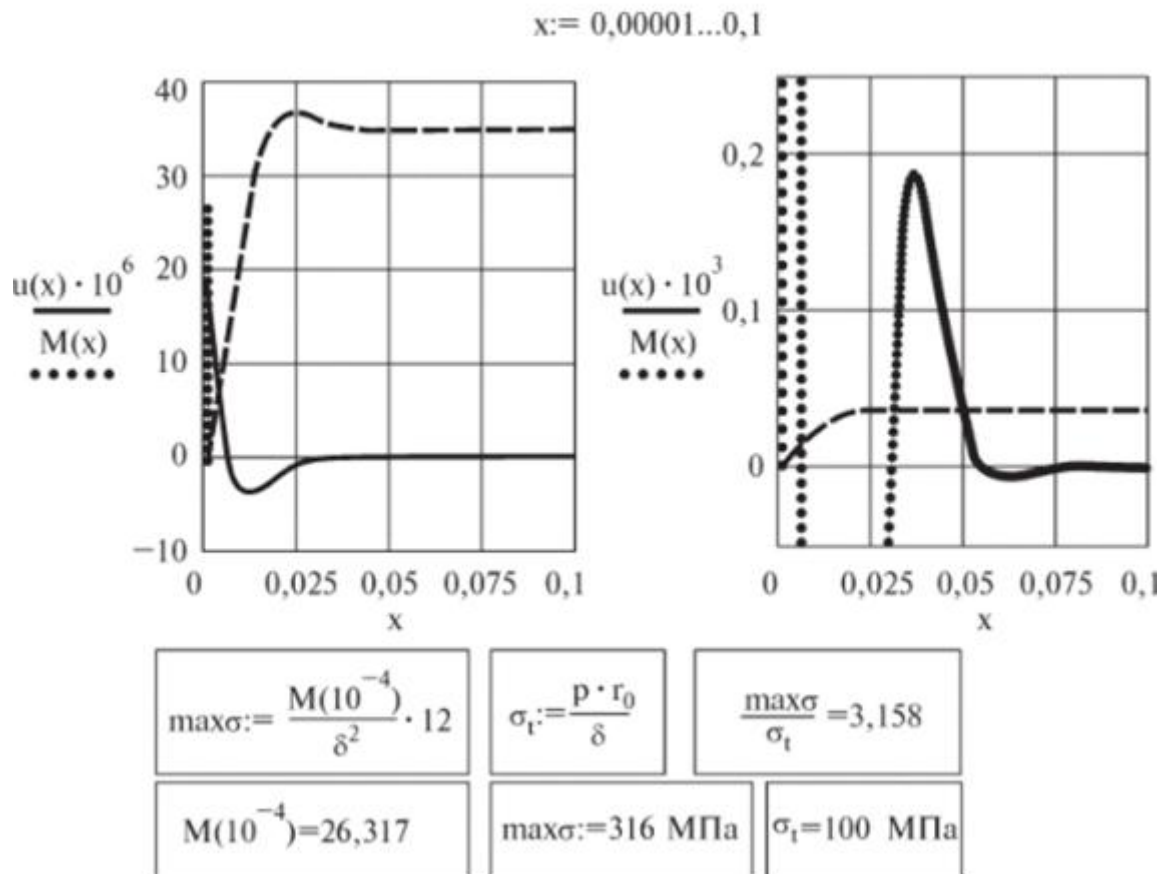


Рис. 3. Краевой эффект в оболочке с жестким фланцем

Функции прогиба и изгибающего момента имеют волновой быстро затухающий характер. Амплитуда каждой последующей полуволны примерно в 10 раз меньше амплитуды волны предыдущей. На рис 3 слева изображены полные графики прогиба и изгибающего момента M , справа — те же графики в увеличенном масштабе. При увеличении масштаба в 10 раз на графике появляется очередная полуволна. Внизу рисунка приведен расчет максимальных напряжений в месте соединения оболочки с фланцем. Они в три раза превышают напряжения вдали от края оболочки.

Следует отметить, что в этом расчете не учтено влияние меридионального напряжения, которое растягивает вырезанную из оболочки полоску. При этом поперечный размер полоски уменьшается, что эквивалентно уменьшению упругой реакции оболочки или, что то же самое, уменьшению давления в оболочке. Учет меридионального напряжения несколько уменьшает краевой эффект, но не меняет его характер.

ЛИТЕРАТУРА

1. Авлиякулов Н.Н., Сафаров И.И. Современные задачи статики и динамики подземных трубопроводов. — Т.: Фан ва технология, 2007. -306с. Агапкин В. М., Борисов С.Н., Кривошеин Б.Л., Справочное руководство по расчетам трубопроводов. — М.: Недра, 1987. -191с. (Дата обращения: 20.03.2019).
2. Авлиякулов Н.Н., Бакоев Б.Б., Хасанов Ж.О., Деформации технологических трубопроводов и оборудования нефтегазовых сооружений в процессе эксплуатации и методы их уменьшения // Молодой ученый. — 2016. — №8. — С. 168-170. — URL <https://moluch.ru/archive/112/28310/> (Дата обращения: 20.03.2019).
3. Сайт: https://studme.org/275905/tehnika/deformatsiya_truby_davleniem (Дата обращения: 20.03.2019).