

С. М. ЛЕЖИН

ВЛИЯНИЕ СПОСОБА ВОЗБУЖДЕНИЯ ТРУБОПРОВОДА НА ВЕЛИЧИНУ СРЕДНИХ ДЕФОРМАЦИЙ И НАПРЯЖЕНИЙ

При монтаже трубопроводов авиационных систем возникают монтажные напряжения, которые часто превышают предел текучести.

Оценку влияния монтажных напряжений на сопротивление трубопроводов изгибным вибрациям можно провести по результатам усталостных испытаний с монтажными напряжениями.

Усталостные испытания соединений трубопроводов с монтажными напряжениями можно проводить при различных способах создания переменных напряжений.

При испытаниях на вибрационных стендах переменные напряжения создаются за счет изгибных колебаний трубопровода на резонансном режиме. В дальнейшем этот способ возбуждения будем называть динамическим.

Возможна схема испытания, при которой переменные напряжения в опасном сечении создаются перемещением одного из концов трубопровода. При этом испытания ведутся в дорезонансном режиме с коэффициентом усиления колебаний $\beta \cong 1$. Этот способ возбуждения будем называть квазистатическим. Способ возбуждения не влияет на результаты испытаний при симметричном цикле или при наличии монтажных напряжений, которые в сумме с амплитудными не превышают предела текучести.

Наличие максимальных напряжений, превышающих предел текучести, приводит к изменению средних деформаций и напряжений в опасном сечении за первые циклы вибраций. Это объясняется различием в законах нагрузки и разгрузки в пластической области. Величина изменения средних деформаций и напряжений зависит от способа возбуждения, амплитудного значения напряжений и от величины начальных неточностей при монтаже.

На реальных изделиях есть трубопроводы, работающие как при динамическом, так и при квазистатическом возбуждении. Поэтому может возникнуть необходимость пересчета результатов испытаний с одного вида возбуждения на другой. Для этого рассмотрим работу опасной точки опасного сечения трубки при различных способах возбуждения. Все последующие расчеты выполнены для трубок из нержавеющей стали.

Работа трубки на установке для усталостных испытаний [квазистатическое возбуждение]

Для определения средних деформаций в процессе работы трубки используется зависимость $\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s} = f\left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)$ [3],

где ε_{\max} — наибольшая относительная деформация в опасной точке опасного сечения;

ε_s — относительная деформация при пределе текучести;

Δ — исходная неточность монтажа;

Δ_s — неточность в том же направлении, при которой появляются первые пластические деформации.

Эта зависимость для градиентов изгибающего момента, имеющих место на установке для усталостных испытаний, представлена на рис. 1.

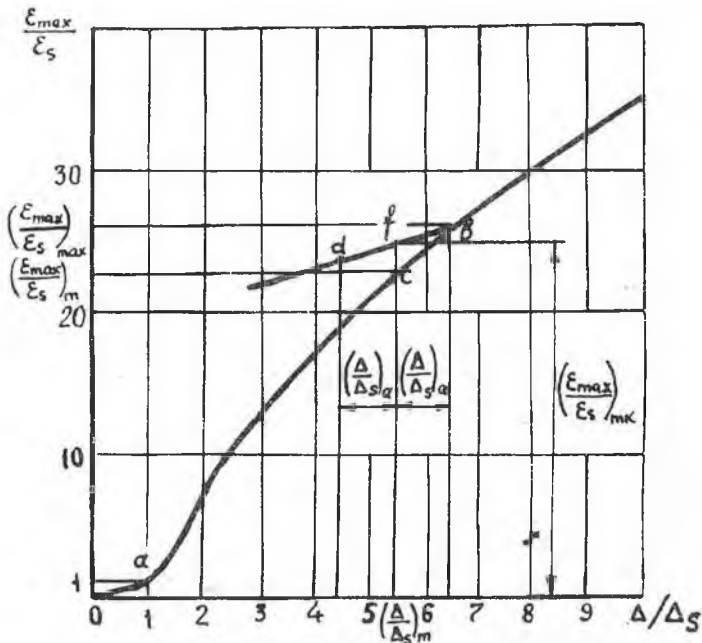


Рис. 1. Расчетная зависимость $\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s} = f\left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)$ для нержавеющей стали.

Предположим, что при монтаже трубопровода была выбрана неточность $\left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)_m$. Относительная средняя деформация $\left(\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s}\right)_m$ в опасном сечении может быть определена по кривой на рис. 1. Пусть после монтажа один конец трубки перемещается на $\left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)_a$ (на установке для испытаний эта величина определяется эксцентрикром). Предположим, что вначале движение конца трубки происходит в сторону увеличения деформации в опасном сечении. В конце первой четверти цикла полное перемещение конца трубки составит $\left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)_m + \left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)_a$. При этом деформация в опасном сечении будет $\left(\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s}\right)_{\max}$.

При движении конца трубки в противоположном направлении опасное сечение будет разгружаться. Разгрузка будет проходить по упругому закону, то есть процесс разгрузки из точки b будет идти по прямой, параллельной oa . Последующий процесс нагрузки и разгрузки опасного сечения в координатах $\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s} - \frac{\Delta}{\Delta_s}$ будет идти по прямой между точками d и b .

Если после нескольких циклов установку остановить, то средняя деформация в опасной точке будет $\left(\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s}\right)_{mk}$, причем $\left(\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s}\right)_{mk} > \left(\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s}\right)_m$. Для определения величины $\left(\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s}\right)_{mk}$ представим зависимость $\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s} = f\left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)$ аналитически. При $1 \leq \frac{\Delta}{\Delta_s} \leq 10$ зависимость имеет вид

$$\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s} = -0,289\left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)^2 + 6,855\left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right) - 6,056. \quad (1)$$

Уравнение прямой, проходящей через точки d и b , имеет вид

$$\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s} - \left(\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s}\right)_{\max} = \frac{\Delta}{\Delta_s} - \left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)_m - \left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)_a. \quad (2)$$

При $\frac{\Delta}{\Delta_s} = \left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)_m$; $\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s} = \left(\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s}\right)_{mk}$.

Подставляя эти значения в уравнение (2) и заменяя $\left(\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s}\right)_{\max}$ через $\left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)_m + \left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)_a$, из уравнения (1) после преобразований получим

$$\begin{aligned} \left(\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s}\right)_{mk} &= 6,855 \left[\left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)_a + \left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)_m \right] - \left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)_a - \\ &- 0,289 \left[\left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)_a + \left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)_m \right]^2 - 6,056. \end{aligned} \quad (3)$$

По формуле (3) для различных амплитуд переменных напряжений (σ_n) построены кривые, представленные на рис. 3.

Приведенные выше результаты справедливы при условии, что разгрузка в течение первого цикла происходит в упругой области без появления вторичных пластических деформаций. При определенных условиях может оказаться, что при разгрузке в опасном сечении появятся вторичные пластические деформации. Однако, используя теорему о разгрузке А. А. Ильюшина [2] и исследования В. В. Москвитина [4], можно показать, что в рассматриваемом нами диапазоне изменения $(\frac{\Delta}{\Delta_s})_m$ и $(\frac{\Delta}{\Delta_s})_a$ этого не произойдет.

Следует иметь в виду, что за первый цикл нагружения изменяется не только средняя деформация, но и среднее напряжение. При монтаже с неточностью $(\frac{\Delta}{\Delta_s})_m$ напряжение в опасном сечении равно σ_m .

К концу первой четверти цикла напряжение увеличится до σ_{\max} , которое можно вычислить по $(\frac{\Delta}{\Delta_s})_{\max} = (\frac{\Delta}{\Delta_s})_m + (\frac{\Delta}{\Delta_s})_a$, определив вначале $(\frac{\epsilon_s^{\max}}{\epsilon_s})_{\max}$ по рис. 1, а затем σ_{\max} по диаграмме напряжений материала трубки. Далее можно вычислить среднее напряжение трубки

$$\sigma'_{mp} = \sigma_{\max} - \sigma_a.$$

Очевидно, что $\sigma'_{mp} < \sigma_m$, то есть в процессе работы среднее напряжение существенно меньше напряжений после монтажа. Так, например, при $(\frac{\Delta}{\Delta_s})_m = 2$ среднее напряжение $\sigma_m = 35 \text{ кг/мм}^2$. При испытаниях с $\sigma_a = 16 \text{ кг/мм}^2$ среднее напряжение уменьшается до 21 кг/мм^2 .

Работа трубки при динамическом возбуждении

Пусть при монтаже трубки была выбрана неточность $(\frac{\Delta}{\Delta_s})_m$. Выбор такой неточности приводит к появлению в опасном сечении деформации $(\frac{\epsilon_s^{\max}}{\epsilon_s})_m$, определяемой из зависимости $\frac{\epsilon_s^{\max}}{\epsilon_s} = f(\frac{\Delta}{\Delta_s})$ (рис. 1).

Для дальнейших расчетов необходимо иметь диаграмму изгиба трубки. Методика построения диаграммы и сама диаграмма приведены в статье [3].

Используя диаграмму изгиба и учитывая, что $\frac{\chi}{\chi_s} = \frac{\epsilon_s^{\max}}{\epsilon_s}$, можно определять изгибающий момент в опасном сечении $(\frac{M}{M_s})_m$, где χ — кривизна изогнутой оси трубки, χ_s — кривизна, соответствующая

появлению первых пластических деформаций, M — изгибающий момент в опасном сечении, $M_s = \sigma_s \cdot W$, W — момент сопротивления сечения изгибу, σ_s — предел текучести.

Предположим, что трубопровод будет работать при напряжениях σ_a в опасном сечении. Для определения максимально возможного ухода средних деформаций за первые циклы вибраций рассмотрим случай, когда прямолинейная трубка после монтажа с

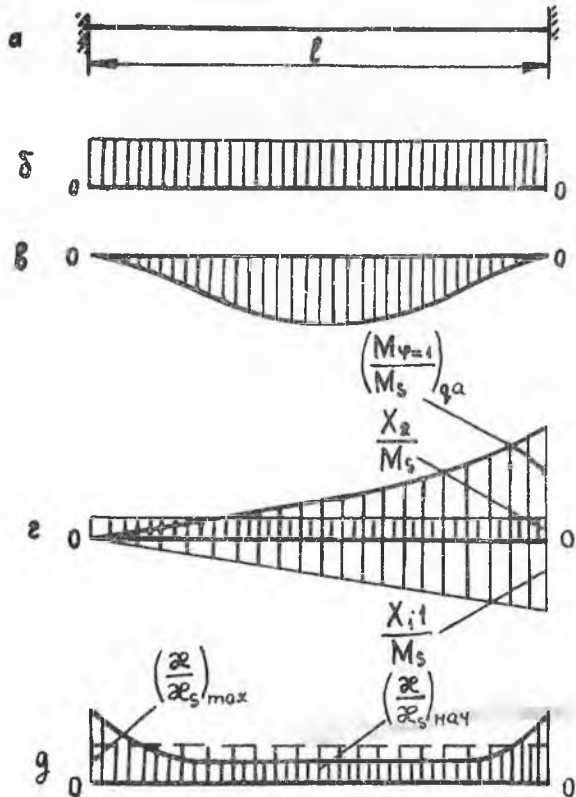


Рис. 2. Расчетная схема и эпюры к расчету средних деформаций и напряжений при динамическом возбуждении; а — расчетная схема; б — эпюра $\left(\frac{x}{x_s}\right)_{\text{нач}}$; в — эпюра распределения инерционной нагрузки; г — расслоенная эпюра изгибающего момента к концу первой четверти цикла колебаний; д — результирующая эпюра $\frac{x}{x_s}$

неточностями испытывает чистый изгиб. Расчетная схема и эпюра $\frac{x}{x_s}$ для случая чистого изгиба представлены на рис. 2а и 2б.

В этом случае уход средних деформаций будет наибольшим, так как при нагружении инерционными силами оба конца трубки деформируются пластически, а при поперечном изгибе пластически деформируется только один конец или оба, но в разной степени.

Для упрощения задачи предполагается, что выход трубки на режим работы с напряжениями осуществляется за первую четверть цикла. Для обоснования возможности такого допущения был проведен расчет при од-

ном значении $\left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)_{\text{м}}$

с нагрузкой ступенями. После добавки каждой ступени нагрузки следовала упругая разгрузка. Величина ухода средних деформаций в результате расчета совпала с величиной ухода, полученной

в предположении полного нагружения за первую четверть цикла. В расчетах рассматриваются колебания трубопровода по первой форме как наиболее опасные. В этом случае имеет место наибольший уход средних деформаций. Кроме этого, при колебаниях по первой форме наблюдается наибольшее число усталостных поломок на изделиях. Эпюра распределения инерционной нагрузки при первой форме колебаний приведена на рис. 2в.

Расслоенная эпюра приращения изгибающего момента за первую четверть цикла колебаний изображена на рис. 2г. Через X_1 и X_2 обозначены приращения реакций защемления при наложении переменных напряжений на монтажные. $(\frac{M}{M_s})qa$ — изгибающий момент в основной системе от инерционной нагрузки. Величина его определяется на основании уравнения упругой линии для первой формы колебаний балки, защемленной по концам [1],

$$y(\xi) = C \left[U(\alpha\xi) - \frac{T(\alpha)}{U(\alpha)} V(\alpha\xi) \right],$$

где U, V, T — функции Крылова;

$$\alpha = kl;$$

k — корень характеристического уравнения (для первой формы колебаний $\alpha = 4,73$);

$$\xi = \frac{x}{l};$$

x — текущая координата;

C — коэффициент, зависящий от размеров сечения, амплитудных напряжений, материала.

Интенсивность инерционной нагрузки

$$q(\xi) = EI \frac{d^4 y}{d\xi^4} = EIC \left[\alpha^4 U(\alpha\xi) - \frac{T(\alpha)}{U(\alpha)} \alpha^4 V(\alpha\xi) \right].$$

Изгибающий момент в произвольном сечении

$$M(\varphi) = \int_0^{\varphi} q(\xi) l^2 (\varphi - \xi) d\xi.$$

Наложение переменных напряжений на постоянные (монтажные) приводит к тому, что часть трубки вблизи опор догружается, а средняя часть разгружается. Разгрузка происходит по упругому закону ($\frac{\epsilon_{\max}}{\epsilon_s} = \frac{M}{M_s}$). В той части трубки, где происходит догрузка, зависимость между изгибающим моментом и деформацией определяется по диаграмме изгиба. Задача о догрузке трубки инерционными силами является статически неопределимой. Для раскрытия статической неопределимости используется условие, что догрузка трубки инерционными силами не вызывает перемещений

концевых сечений балки ($\Delta_1=0$; $\Delta_2=0$). Перемещения определяются с помощью интеграла Мора

$$\Delta = \int_l x \overline{M} dS.$$

Задача решается методом попыток. Задавая значение σ_a и размерами трубки, определяем значение $\left(\frac{M}{M_s}\right)_{qa}$ при $\varphi = 1$. В этом сечении из условия симметрии

$$\left(\frac{M}{M_s}\right)_{qa} = \frac{X_1 l}{M_s}.$$

Это соотношение позволяет определить X_1 .

Далее методом попыток подбирается такое значение X_2 , при котором выполнялось бы условие $\Delta_1=0$. На рис. 2д показана также результирующая эпюра $\frac{x}{x_s}$.

Изгибающий момент в опасном сечении

$$\left(\frac{M}{M_s}\right)_{\max} = \left(\frac{M}{M_s}\right)_m + \frac{X_2}{M_s}.$$

Для полученного значения $\left(\frac{M}{M_s}\right)_{\max}$ по диаграмме изгиба определяется $\left(\frac{\epsilon_{\max}}{\epsilon_s}\right)_{\max}$.

За вторую четверть цикла опасное сечение будет разгружаться. Разгрузка происходит по упругому закону. Величина средних деформаций при этом может быть определена как разность между $\left(\frac{\epsilon_{\max}}{\epsilon_s}\right)_{\max}$

$$\text{и } \left(\frac{\epsilon_{\max}}{\epsilon_s}\right)_a = \frac{\sigma_a}{\sigma_s} :$$

$$\left(\frac{\epsilon_{\max}}{\epsilon_s}\right)_{mu} = \left(\frac{\epsilon_{\max}}{\epsilon_s}\right)_{\max} - \left(\frac{\epsilon_{\max}}{\epsilon_s}\right)_a.$$

По предложенной методике были просчитаны зависимости $\left(\frac{\epsilon_{\max}}{\epsilon_s}\right)_{mu} = f' \left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)_m$ для различных диаметров и различных амплитудных напряжений (рис. 3).

Следует остановиться также на поведении напряжений в процессе нагрузки и разгрузки при динамическом возбуждении. Предположим, что при монтаже с неточностью $\left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)_m$ в опасном сечении напряжения равны σ_m . После нагружения инерционными силами в конце первой четверти цикла напряжения увеличивались до σ_{\max} , которое можно определить по заданному $\left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)_m$, используя зависимость $\left(\frac{\epsilon_{\max}}{\epsilon_s}\right)_{mu} =$

$= f' \left(\frac{\Delta}{\Delta_s} \right)_m$ (рис. 3) и диаграмму напряжений. Для этого по заданному $\left(\frac{\Delta}{\Delta_s} \right)_m$ надо определить $\left(\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s} \right)_{mi}$ и $\left(\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s} \right)_{\max} = \left(\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s} \right)_{mi} + \frac{\sigma_a}{\sigma_s}$.

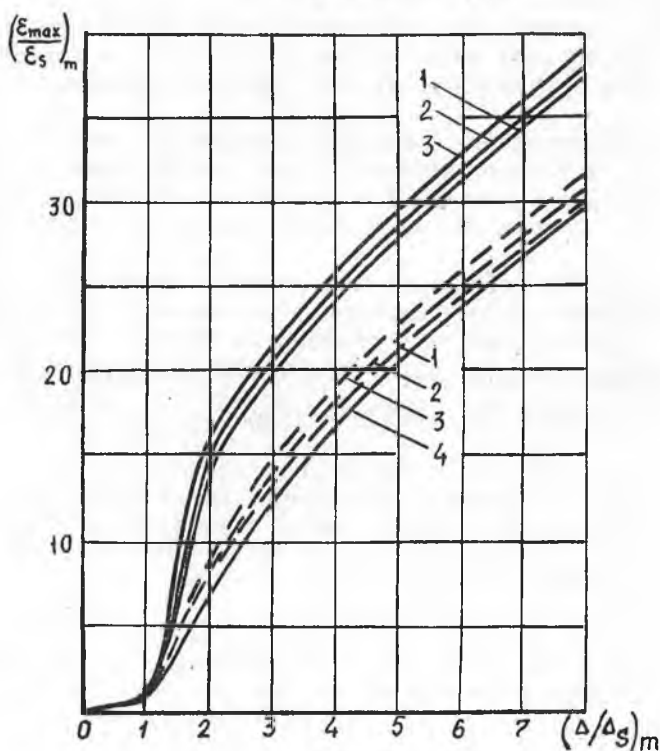


Рис. 3. Зависимость $\left(\frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_s} \right)_m = f' \left(\frac{\Delta}{\Delta_s} \right)_m$ при различных способах возбуждения
 — динамическое возбуждение
 - - - - - квазистатическое возбуждение
 1 — $\sigma_a = 12 \text{ кг/мм}^2$; 2 — $\sigma_a = 14 \text{ кг/мм}^2$; 3 — $\sigma_a = 16 \text{ кг/мм}^2$; 4 — $\sigma_a = 0$

Учитывая, что $\varepsilon_s = \frac{\sigma_s}{E}$, можно найти $(\varepsilon_{\max})_{\max}$, а по диаграмме напряжений — σ_{\max} . Среднее напряжение после первого цикла

$$\sigma_{mp} = \sigma_{\max} - \sigma_a.$$

Очевидно, что $\sigma_{mp} < \sigma_m$, то есть в процессе колебаний среднее напряжение уменьшается. Так, например, при $\frac{\Delta}{\Delta_s} = 2$ среднее напряжение $\sigma_m = 35 \text{ кг/мм}^2$. При испытании с $\sigma_a = 16 \text{ кг/мм}^2$ среднее напряжение уменьшается до 23 кг/мм^2 .

ВЫВОДЫ

При усталостных испытаниях с монтажными напряжениями, превышающими в сумме с амплитудными предел текучести, средние деформации в опасной точке опасного сечения увеличиваются, причем наибольший уход наблюдается при динамическом возбуждении. Поэтому этот способ возбуждения является наиболее тяжелым с точки зрения сопротивления трубки переменным напряжениям.

Средние напряжения в процессе испытаний уменьшаются, причем уход их в случае динамического и квазистатического возбуждения примерно одинаков. Это объясняется нелинейной зависимостью между напряжениями и деформациями в пластической области.

Учитывая, что собственно монтажные напряжения сравнительно слабо влияют на выносливость, при пересчетах результатов испытаний с одного вида возбуждения на другой изменение напряжений можно не учитывать и пересчет производить по $\frac{\max}{\sigma \sigma_s}$. Величина $\frac{\epsilon_{\max}}{\epsilon_s}$ определяет наклеп и повреждение соединения, от которых, в основном, зависит снижение выносливости.

Расчет ухода средних деформаций выполнен с допущениями, каждое из которых предусматривает наибольший из возможных на практике уход средних деформаций, т. е. рассматривается наиболее опасный случай.

Полученные зависимости $(\frac{\epsilon_{\max}}{\epsilon_s})_m = f'(\frac{\Delta}{\Delta_s})_m$ для различных способов возбуждения позволяют произвести пересчет результатов испытаний с одного вида возбуждения на другой.

ЛИТЕРАТУРА

1. И. М. Бабаков. Теория колебаний. ГИТТЛ, 1958.
2. А. А. Ильяшин. Пластичность. ГИТТЛ, 1948.
3. С. И. Иванов, С. М. Лежин. Монтажные напряжения в трубопроводах авиационных систем при упруго-пластических деформациях. Труды КуАИ, «Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей», выпуск XIX, 1965.
4. В. В. Москвитин. О вторичных пластических деформациях. ПММ, т. XVI, вып. 3, 1952.