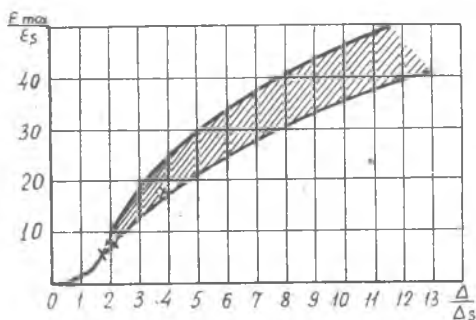


С. И. ИВАНОВ, С. М. ЛЕЖИН

МОНТАЖНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ТРУБОПРОВОДАХ АВИАЦИОННЫХ СИСТЕМ ПРИ СЛОЖНОМ СОПРОТИВЛЕНИИ

Смонтированные трубопроводы испытывают начальные напряжения, которые являются результатом монтажа с неточностями. Монтажные напряжения, даже при сравнительно небольших неточностях, превышают предел текучести и заметно снижают сопротивление трубопровода изгибным вибрациям.



Фиг. 1.

В наших предыдущих исследованиях [1] рассматривалась задача об упруго-пластических деформациях плоских трубопроводов при монтаже с неточностями.

Выбор неточностей происходил за счет изгиба трубки в своей плоскости.

Результаты исследования для трубок из IX18H9T представлены на фиг. 1.

Здесь ϵ_{\max} — наибольшая относительная деформация в опасном сечении трубопровода;

$\epsilon_s = \frac{\sigma_s}{E}$ — относительная деформация, соответствующая пределу текучести.

Δ — любая простая неточность при монтаже трубопровода [1];

Δ_s — значение неточности, приводящее после монтажа к начальным напряжениям, наибольшее значение которых достигает предела текучести (σ_s).

Зависимость, изображенная на фиг. 1, практически одинакова для всех диаметров, длин и конфигураций трубки.

При монтаже трубопровода с пространственной осью выбор неточностей происходит за счет изгиба с кручением. Изгиб с кручением может быть и при монтаже плоских трубок, когда перемещения при выборе неточностей не лежат в плоскости оси трубки. Возникает вопрос о возможности использования приведенной выше зависимости в этом более сложном случае.

На основании физических соображений, которые разбираются в работе [1], на этот вопрос можно ответить утвердительно.

В настоящей статье эти соображения подкрепляются результатами расчетного исследования, которое заключалось в разборе нескольких численных примеров.

§1. Исходные данные для расчета

В примерах рассматривалась трубка из IX18H9T диаметром 20×22 мм. Для расчетов необходимо располагать зависимостями:

$$\frac{z}{z_s} = f_1(M_{изг}, M_{кр}) \quad \text{и} \quad \frac{\Theta}{\Theta_s} = \bar{f}_2(M_{изг}, M_{кр}),$$

где z — кривизна изогнутой оси трубки;

z_s — кривизна, при которой, в случае только изгиба $\sigma_{max} = \sigma_s$;

σ_s — предел текучести;

Θ — относительный угол закручивания;

Θ_s — относительный угол закручивания, при котором, в случае только кручения, $\tau_{max} = \tau_s$;

$M_{изг}$ — изгибающий момент в исследуемом сечении;

$M_{кр}$ — крутящий момент в том же сечении.

Указанные зависимости можно получить, используя гипотезу плоских сечений, которая и при упруго-пластических деформациях остается достаточно точной [2].

На основании этой гипотезы

$$\gamma = \Theta r \quad \text{и} \quad \varepsilon = z z, \quad (1)$$

где γ — угловая и ε — линейная деформация в точке поперечного сечения с координатами z, y (фиг. 2).

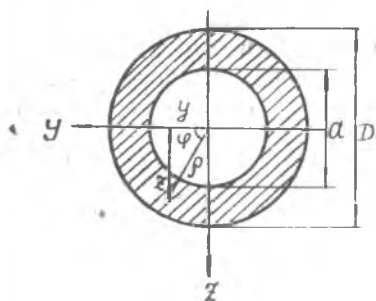
На фиг. 3 изображено напряженное состояние в любой точке трубки.

Интенсивность деформаций в пластической зоне с учетом несжимаемости:

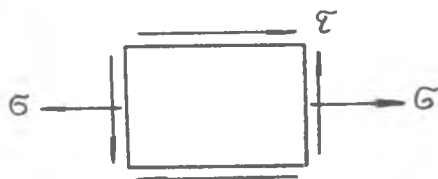
$$\varepsilon_i = \sqrt{\varepsilon^2 + \frac{1}{3} \gamma^2}$$

или, с учетом соотношений (1)

$$\varepsilon_i = \sqrt{x^2 z^2 + \frac{1}{3} \Theta^2 \rho^2} \quad (2)$$



Фиг. 2.

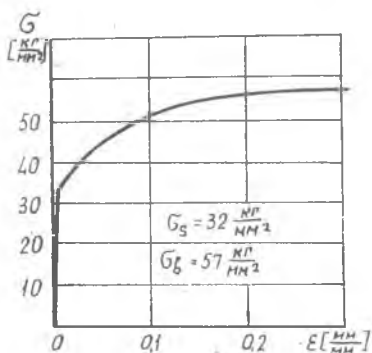


Фиг. 3.

Напряжения в пластической зоне:

$$\sigma = \frac{\sigma_i}{\varepsilon_i} \varepsilon \quad \tau = \frac{\sigma_i}{3\varepsilon_i} \gamma \quad (3)$$

При вычислениях по формулам (3) воспользуемся диаграммой напряжений (фиг. 4) и учтем, что при центральном растяжении в пластической области $\sigma_i = \sigma$ и $\varepsilon_i = \varepsilon$.



Фиг. 4.

Применяя параболическую аппроксимацию опытной кривой (фиг. 4) по трем точкам, получим:

$$\sigma_i = k + f\varepsilon_i + n\varepsilon_i^2 \quad (4)$$

где

$$k = 31,7 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}; \quad f = 197,5 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}; \quad n = -361 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}.$$

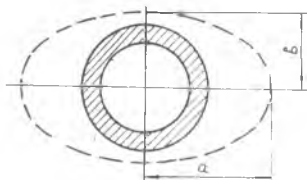
При сложном сопротивлении, в случае упруго-пластического изгиба с кручением, на границе между упругой и пластической зонами имеет место следующее соотношение:

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sigma_s, \quad (5)$$

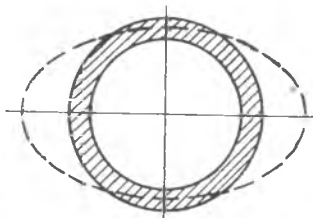
где

$$\sigma = E\epsilon z \text{ и } \tau = G\theta\rho. \quad (6)$$

Из соотношений (5) и (6) следует, что границей между упругой и пластической зонами является эллипс, большая ось которого перпендикулярна плоскости изгиба.



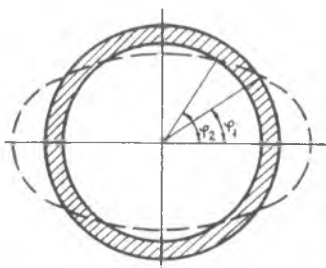
Фиг. 5.



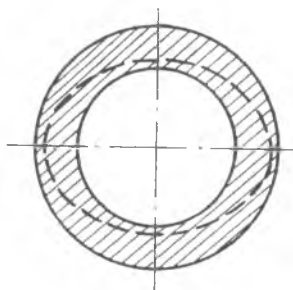
Фиг. 6.

Возможны шесть случаев положения этой границы, которая на последующих рисунках изображена пунктирной линией. В первом случае, показанном на фиг. 5, задача является упругой и, следовательно, имеют место следующие соотношения:

$$M_{изг} = EI\epsilon; \quad M_{кр} = GI\rho\theta. \quad (7)$$



Фиг. 7.



Фиг. 8.

В случаях, изображенных на фиг. 6—9, задача является упруго-пластической и формулы для вычисления внутренних усилий имеют следующий вид:

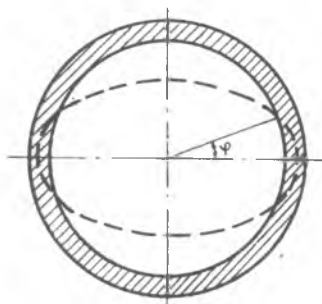
$$\left. \begin{aligned} M_{изг} &= \int_{F_{упр}} \sigma z dF + \int_{F_{пл}} \sigma z dF \\ M_{кр} &= \int_{F_{упр}} \tau \rho dF + \int_{F_{пл}} \tau \rho dF \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

В последнем случае, показанном на фиг. 10, все сечение охвачено пластическими деформациями.

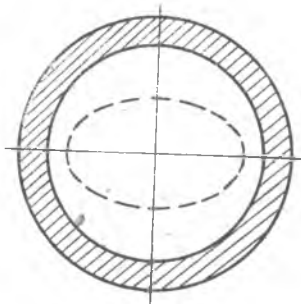
Для вычисления внутренних усилий будем иметь:

$$M_{изг} = \int_F \sigma z dF; \quad M_{кр} = \int_F \tau \rho dF. \quad (9)$$

Вычисление внутренних усилий проводим в следующей последовательности.

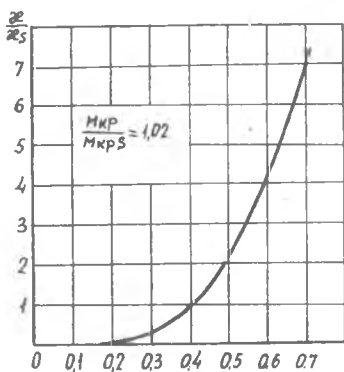


Фиг. 9.

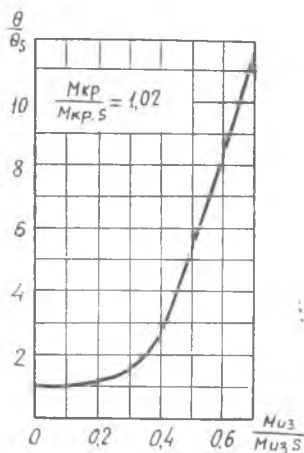


Фиг. 10.

Задавшись значениями Θ и χ , по формулам (1) находим значения деформаций в различных точках сечения. Далее, вычисляем $\frac{\sigma_i}{\sigma_s}$ по формуле (2) и, используя равенство (4), находим отношение $\frac{\sigma_i}{\sigma_s}$ и подставляем его в формулы (3) для определения напряжений в пластической зоне. Напряжения в упругой зоне определяем по формулам (6). Граница между упругой и пластической зонами определяется по соотношению (5).



Фиг. 11.



Фиг. 12.

В результате расчетов получаем следующие частные зависимости:

$$\frac{\alpha}{\alpha_s} = \varphi_1 \left[\frac{M_{\text{изг}}}{M_{\text{изг}\cdot s}} \right] \quad \text{и} \quad \frac{\theta}{\theta_s} = \varphi_2 \left[\frac{M_{\text{изг}}}{M_{\text{изг}\cdot s}} \right]$$

при

$$\frac{M_{\text{кр}}}{M_{\text{кр}\cdot s}} = \text{const.}$$

Здесь $M_{\text{изг}\cdot s} = \sigma_s W_{\text{изг}}$ — изгибающий момент, при котором, в случае только изгиба, появляются первые пластические деформации. $M_{\text{кр}\cdot s} = \tau_s W_{\text{кр}}$ — крутящий момент, при котором, в случае только кручения, появляются первые пластические деформации.

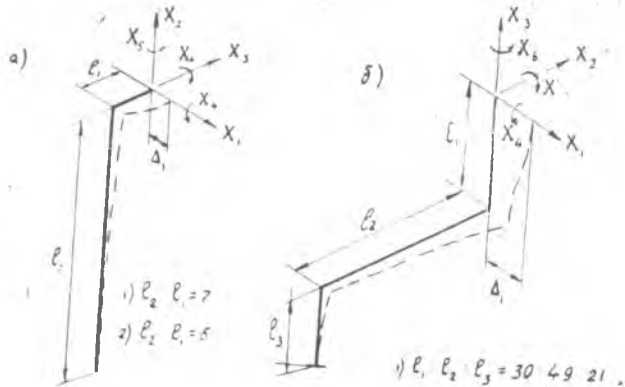
Необходимость только в частных зависимостях вызвана тем, что в рассматриваемых ниже задачах крутящий момент по длине участка трубопровода остается постоянным.

На фиг. 11 и 12 эти зависимости представлены графически. В дальнейших расчетах используется также диаграмма изгиба, приведенная в работе [1].

§ 2. Расчет монтажных напряжений при сложном сопротивлении (кручение с изгибом)

Рассматриваем три примера трубопровода (фиг. 13), два из них для схемы а и один — для схемы б.

Все неточности [1], кроме несоосности Δ_1 , отсутствуют.



Фиг. 13.

Выбор неточности Δ_1 , происходит при сложной деформации трубопровода (изгиб с кручением).

При определении усилий, действующих на смонтированную трубку, воспользуемся тем, что все перемещения монтируемого сечения,

кроме Δ_1 и Δ_6 , равны нулю, а также установленным опытным путем равенством $X_6 \cong 0$.

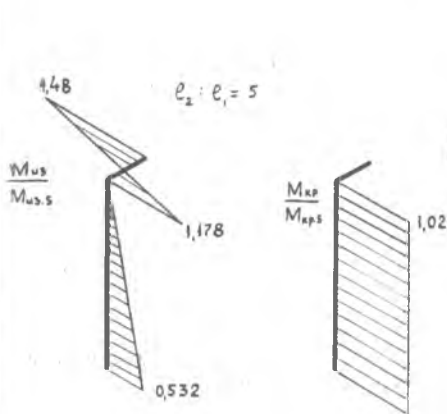
Можно показать, что в этом случае $X_2 = X_3 = X_4 = 0$. Для определения X_1 и X_5 используем соотношения:

$$\int_l X \bar{M}_{из3} ds + \int_l \Theta \bar{M}_{кр1} ds = \Delta_1, \quad (10)$$

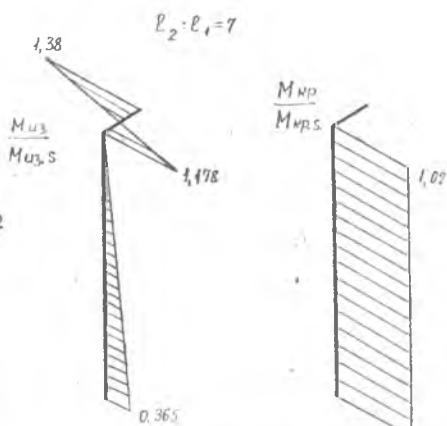
$$\int_l X \bar{M}_{из6} ds + \int_l \Theta \bar{M}_{кр6} ds = 0. \quad (11)$$

Здесь $\bar{M}_{из.i}$ и $\bar{M}_{кр.i}$ — изгибающий и крутящий моменты от единичного силового фактора соответствующего усилию X_i .

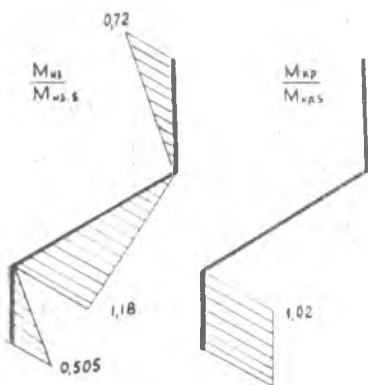
Практически, методом подбора устанавливаем значения X_1 и X_5 , удовлетворяющие уравнению (11), а затем по соотношению (10) определяем соответствующее им значение Δ_1 . Результаты решения.



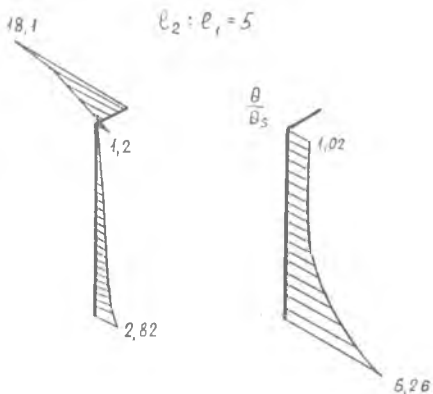
Фиг. 14.



Фиг. 15.



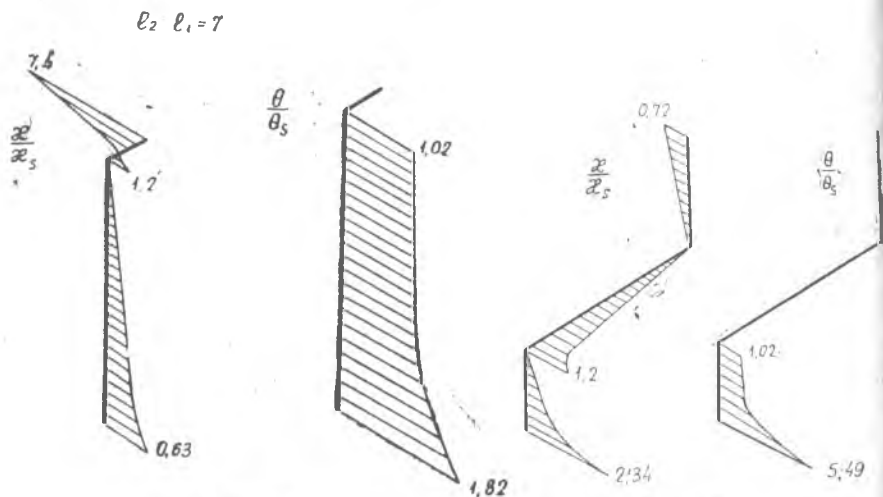
Фиг. 16.



Фиг. 17.

в виде эпюр $M_{из}$ и $M_{кр}$ представлены для случая *a* на фиг. 14 и 15 и для случая *б* на фиг. 16. На фиг. 17, 18, и 19 изображены эпюры деформаций.

При кручении с изгибом оценку монтажных напряжений следует производить по интенсивности деформаций ϵ_i , которая вычисляется по формуле (2).



Фиг. 18.

Фиг. 19.

В первых двух случаях $\epsilon_{i \max}$ имеет место в монтируемом сечении, где трубка испытывает простую деформацию изгиба.

Однако, на одном из участков происходит изгиб с кручением, что характерно для трубопроводов с пространственной осью.

В третьем случае $\epsilon_{i \max}$ находится на защемленном конце, где трубка испытывает сложную деформацию кручения с изгибом.

Следовательно, в этом примере воспроизводятся более общие условия, характерные для трубопровода с пространственной осью.

В таблице 1 приведены результаты расчета.

Таблица 1

		$\frac{\Delta}{l} \cdot 10^4$	$\frac{\Delta_s}{l} \cdot 10^4$	$\frac{\Delta}{\Delta_s}$	$\frac{\epsilon_{i \max}}{\epsilon_s}$
Схема <i>a</i>	$l_2 : l_1 = 7$	0,545	0,257	2,12	7,4
	$l_2 : l_1 = 5$	0,953	0,249	3,83	18,1
Схема <i>б</i>		0,574	0,327	1,75	5,3

l — общая длина трубки.

После нанесения расчетных точек на график зависимости $\frac{\epsilon_{\max}}{\epsilon_s} = f\left(\frac{\Delta}{\Delta_s}\right)$ (расчетные точки отмечены на фиг. 1) можно видеть, что они попадают в область, полученную при расчете плоских трубопроводов, испытывающих простую деформацию изгиба.

Следовательно, полученную нами зависимость (фиг. 1) для определения монтажных напряжений по исходным неточностям можно применять в самом общем случае, когда трубопровод имеет произвольную конфигурацию.

ЛИТЕРАТУРА

1. С. И. Иванов, С. М. Лежин. «Монтажные напряжения в трубопроводах авиационных систем при упруго-пластических деформациях. «Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей», труды КуАИ, выпуск XIX, 1965.
 2. Ю. А. Раковщик. «Совместный изгиб и кручение круглого стержня за пределом упругости», Известия АНССР «Механика и машиностроение», № 3, 1959.
-