

П. Д. ВИЛЬНЕР, Н. С. КОНДРАШОВ

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ДОВОДКИ ПРОЧНОСТИ ТРУБОК ГТД

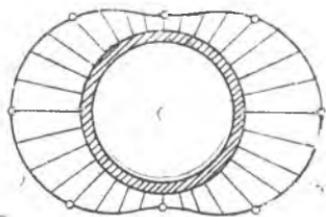
Поломка трубки в полете может вызвать пожар, разрушение основных подшипников двигателя и ряд других дефектов, приводящих к серьезной аварии самолета.

Между тем вопросам доводки трубок уделяется недостаточное внимание. Частично это объясняется возможностью замены их непосредственно на испытательном стенде и внешней простотой конструкции.

Доля усталостных поломок трубок в сумме усталостных дефектов всех деталей ряда двигателей в процессе доводки составляет 20 ÷ 25%.

Поломки трубок, как правило, происходят в местах приварки или припайки ниппелей или рядом со швами, в месте перехода конуса в цилиндр для соединений типа «Паркер», а также под зажимами.

Для выяснения причин поломок проводилось тензометрирование на работающем двигателе. Тензодатчики наклеивались у ниппелей и у зажимов. В каждом сечении трубки наклеивалось четыре датчика, но в отдельных случаях их число увеличивалось до восьми. Типичная эпюра распределения напряжений по окружности трубки, построенная по показаниям восьми датчиков показана на фиг. 1. Очевидно, что в большинстве случаев можно наклеивать 4 тензодатчика через 90°, а запись вести по двум, расположенным рядом.



Фиг. 1.

Стандартное расположение датчика в сечении: для прямых трубок — в плоскости разъема зажимов и перпендикулярно ей; для изогнутых трубок — в плоскости ближайшего изгиба и перпендикулярно ей.

Программа тензометрирования, кроме записи на стационарных оборотах и режимах обязательно включала в себя запись непрерывным кадром запуска и пробы приемности от малого газа до максимально-возможного режима при малой скорости пленки. Это требование обусловлено остротой резонансов большинства трубок, иначе возможны случаи, когда резонанс или максимальные напряжения окажутся не записанными.

Параллельно с тензометрированием обязательно проводилось вибрографию какой-нибудь контрольной точки корпуса двигателя рядом с трубкой или агрегатом, к которому она подсоединена и результаты тензометрирования сопоставлялись с вибрацией.

Применяемая аппаратура: датчики сопротивления с базой 5 мм из константановой проволоки диаметром 0,02 мм; сопротивление датчиков 75 ÷ 80 Ом, чувствительность 2; усилитель ТП-4 с потенциометрическим входом; осциллограф МПО-2 со шлейфами 1-го типа; вибродатчики МВ-21, усилитель АВ-43 (при необходимости с РС — фильтрами низких частот); трехшлейфовый осциллограф Сименса со шлейфами 1-го типа.

Высокие переменные напряжения в трубке являются следствием резонанса трубки или значительной деформации трубки, вызванной колеблющимся местом ее подсоединения, например, агрегатом. В случаях поломок напряжения достигают $\sigma_v = \pm 12 \div 19$ кг/мм² (по результатам тензометрирования). При ряде поломок были замерены и меньшие напряжения ($\sigma_v = \pm 5 \div 10$ кг/мм²), но этим поломкам обычно сопутствовали значительная асимметрия цикла, концентрация напряжений, повреждение трубки контактной коррозией и др.

РЕЗОНАНСНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ТРУБОК

Резонансные колебания трубок возбуждаются обычно первой гармоникой роторов, которая обусловлена их неуравновешенностью.

Напряжения в трубке в режиме резонанса:

$$\sigma_{\text{рез.}} = \alpha \sigma_{\text{возб.}}, \quad (1)$$

где $\alpha = \frac{\pi}{\delta}$ — коэффициент усиления;

δ — декремент колебаний;

$\sigma_{\text{возб.}}$ — напряжения в трубке от сил возбуждения, приложенных статически.

Для кинематического возбуждения заземленной трубки легко найти

$$\sigma_{\text{возб.}} = \frac{4,73^2 \pi n y k_1}{180} \sqrt{\frac{E \gamma}{g(1 + \bar{a}^2)}}, \quad (2)$$

где n — собственная частота трубки, кол/мин;

y — амплитуда колебаний мест крепления;

E — модуль упругости;

γ — удельный вес материала трубки;

g — ускорение силы тяжести;

d — отношение внутреннего диаметра трубки к наружному;

$$k_1 = \sqrt{\frac{\gamma_1 \bar{d}^2 + \gamma (1 - \bar{d}^2)}{\gamma (1 - \bar{d}^2)}}, \quad (3)$$

— коэффициент, учитывающий заполнение трубки маслом или топливом;

γ_1 — удельный вес заполняющей трубку жидкости.

Коэффициент усиления при резонансе можно принять приближенно $\alpha = 10 \div 25$.

Большие значения следует принимать для меньших напряжений и больших диаметров.

Из формул (1) и (2) видно, что резонансы трубок на более высоких частотах возбуждаются сильнее и поэтому они более опасны.

В случае, когда резонансы невозможно немедленно устранить, применяют резиновый демпфер (фиг. 2) между зажимом и трубкой, снижающий напряжения в 3–5 раз. Марка резины 9831 или 5Г-26. Трубки наиболее надежны, когда они отстроены от резонанса.

Собственная частота прямой защемленной трубки [1]

$$n = 9,55 \frac{\alpha^2}{l^2} \sqrt{\frac{EJg}{\gamma F}} \text{ кол/мин}, \quad (4)$$

где l — длина трубки;

J — экваториальный момент инерции сечения;

F — площадь сечения;

$\alpha = 4,73$ — коэффициент.

Если трубка из стали 1Х18Н9Т, то формула (4) легко преобразуется (для размеров, см) к виду;

$$n = 25,1 \cdot 10^6 \frac{D}{l^2} \sqrt{1 + \bar{d}^2} \text{ кол/мин}, \quad (5)$$

где D — наружный диаметр.

Формулу (5) следует поправить на заполнение трубки маслом или топливом и на податливость зажимов.

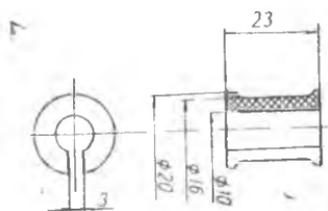
$$n = 25,1 \cdot 10^6 \frac{D}{l^2} \sqrt{1 + \bar{d}^2} \cdot \frac{k_2}{k_1}, \quad (6)$$

где k_1 берется по формуле (3). Для топлива или масла с удельным весом $(0,75-0,85) \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{см}^3}$ и стали с удельным весом $7,85 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{см}^3}$

получаются следующие значения поправочного коэффициента:

10—3865

145



Фиг. 2.

Диаметр, мм	6×4	8×6	12×10	16×14	22×20	27×25	34×32	43×40
$\frac{1}{k_1}$	0,96	0,94	0,90	0,87	0,82	0,78	0,75	0,77

Поправку на податливость зажимов можно определить из рассмотрения задачи о колебаниях балки с упругими опорами (фиг. 3) Решая ее методом Крылова [1], получим следующее уравнение частот для определения α :



Фиг. 3.

e — угловая податливость заделки;

$$\frac{h^2}{\alpha^2} D(\alpha) - 2 \frac{h}{\alpha} B(\alpha) = S_1(\alpha), \quad (7)$$

где $D(\alpha)$, $B(\alpha)$, $S_1(\alpha)$ — табулированные комбинации функций Крылова;

$$h = \frac{l}{EJ_e} \text{ — относительная жесткость заделки;}$$

$$\alpha^4 = \frac{\gamma EI^4 \omega^2}{gEJ};$$

ω — круговая частота колебаний.

Решая (7), найдем зависимость α (h) (фиг. 4). Угловую податливость зажима можно определить по Решетову [2] принимая, что при контакте двух тел A и B (фиг. 5) тело A смещается относительно тела B под действием приложенных сил P_N и P_τ за счет деформации поверхностей контакта на следующую величину:

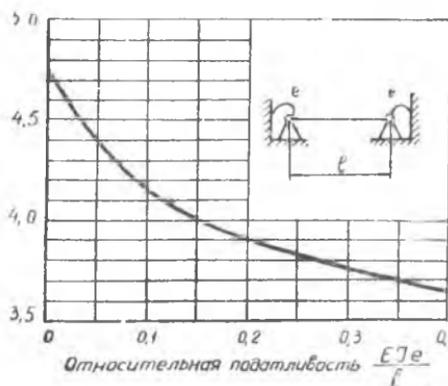
$$\left. \begin{aligned} y_N &= \frac{P_N}{F} e_N \\ y_\tau &= \frac{P_\tau}{F} e_\tau \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где: F — площадь поверхности контакта;

e_N , e_τ — удельные контактные податливости, нормальная и касательная соответственно.

В первом приближении можно принять их значения, полученные в [2]:

$$e_N = 5 \cdot 10^{-6}, \frac{\text{см}^3}{\text{кг}}$$



Фиг. 4.

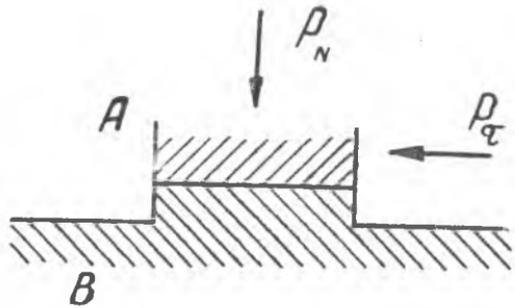
$$e_{\tau} = 20 \cdot 10^{-6} \frac{\text{см}^3}{\text{кг}}$$

Если учесть относительные перемещения поверхности трубки и цилиндрического зажима длиной b , то в соответствии с (8) получим

$$e = \frac{8e_{\tau}}{\pi D b} \times$$

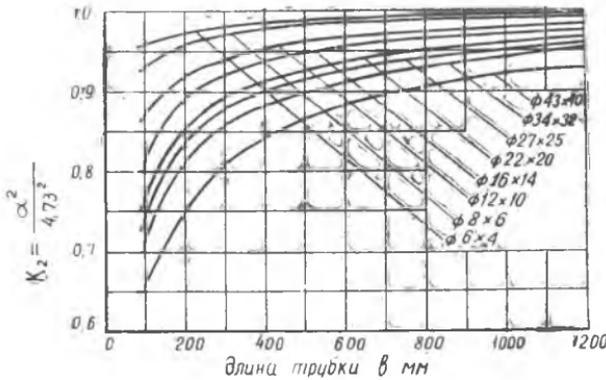
$$\times \frac{1}{\frac{b^2}{3} \left(1 + \frac{e_{\tau}}{e_N}\right) + D^2} \quad (9)$$

Подставив в (9) длину зажима $b = 1,6 \text{ см}$, значения e_{τ} , e_N и различные диаметры D , вычислим податливости зажимов. Подставляя их в график



Фиг. 5.

в графике фиг. 3, найдем соответствующие коэффициенты α в формуле 4. Отношения $\left(\frac{\alpha}{4,73}\right)^2$, представляющие собою коэффициенты снижения частоты k_2 за счет податливости зажимов, даны на фиг. 6 в зависимости от диаметра и длины трубки.



Фиг. 6.

Рассмотрим вибрацию трубки, изогнутой под прямым углом (фиг. 7) в плоскости, перпендикулярной плоскости изгиба. Это — колебание с самой низкой частотой.

Уравнения упругих линий первого и второго участков (длиною a и b) в функциях Крылова:

$$\left. \begin{aligned} y_1\left(\frac{x}{a}\right) &= A_1 S\left(\alpha_1 \frac{x}{a}\right) + B_1 T\left(\alpha_1 \frac{x}{a}\right) + C_1 U\left(\alpha_1 \frac{x}{a}\right) + D_1 V\left(\alpha_1 \frac{x}{a}\right) \\ y_2\left(\frac{x}{b}\right) &= A_2 S\left(\alpha_2 \frac{x}{b}\right) + B_2 T\left(\alpha_2 \frac{x}{b}\right) + C_2 U\left(\alpha_2 \frac{x}{b}\right) + D_2 V\left(\alpha_2 \frac{x}{b}\right) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где $A_1, B_1, C_1, D_1, A_2, B_2, C_2, D_2$ — произвольные постоянные;
 S, T, U, V — функции Крылова.

$$\alpha_1^4 = \frac{\gamma F a^4}{g E J} \omega^2; \quad \alpha_2^4 = \frac{\gamma F b^4}{g E J} \omega^2, \quad (11)$$

Краевые условия

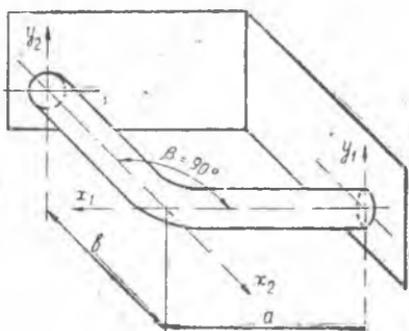
$$\begin{aligned} \frac{x_1}{a} = 0; & \quad \frac{x_1}{a} = 1; & \quad \frac{x_2}{b} = 1; & \quad \frac{x_2}{b} = 0; \\ y_1(0) = 0 & \quad y_1(1) = y_2(1); & \quad y_1'''(1) = y_2'''(1). & \quad y_2(0) = 0; \\ y_1'(0) = 0 & \quad y_1'(1) = -EJy_1''(1) \cdot e_2 - & & \\ & \quad y_2'(1) = -EJy_2''(1) \cdot e_1, & & \quad y_2'(0) = 0. \end{aligned} \quad (12)$$

В (12) обозначено:

$$e_1 = \frac{a}{2JG} \text{ — крутильная податливость участка длиной } a;$$

$$e_2 = \frac{b}{2JG} \text{ — крутильная податливость участка длиной } b;$$

G — модуль сдвига.



Фиг. 7.

В формулах (10) и (12) не учитывается инерция вращения трубки вокруг собственной оси, что существенно упрощает дальнейший расчет.

Подставив (10) в краевые условия (12), получим систему однородных уравнений относительно произвольных постоянных, равенство нулю определителя которой дает частотное уравнение:

$$\begin{aligned} & \left[A(\bar{a}x) + \frac{E}{2G} \bar{b} \alpha E(\bar{a}x) \right] \left[D(\bar{b}x) - \right. \\ & \quad \left. - \frac{E}{2G} \bar{a} x B(\bar{b}x) \right] + \\ & + \left[A(\bar{b}x) + \frac{E}{2G} \bar{a} x E(\bar{b}x) \right] \left[D(\bar{a}x) - \frac{E}{2G} \bar{b} x B(\bar{a}x) \right] = 0, \end{aligned} \quad (31)$$

где обозначено:

$$A(\bar{a}x), A(\bar{b}x), B(\bar{a}x), B(\bar{b}x), D(\bar{a}x);$$

$D(\bar{b}x), E(\bar{a}x), E(\bar{b}x)$ — табулированные комбинации функций Крылова [1];

$$\bar{a} = \frac{a}{a+b}; \quad \bar{b} = \frac{b}{a+b} = 1 - \bar{a}; \quad \alpha^4 = \omega^2 \frac{\gamma F (a+b)^4}{gEJ}.$$

Решение уравнения дано на фиг. 8 сплошной линией.

Влияние заполнения трубок маслом можно учесть, как и раньше, коэффициентом κ_1 . Влияние податливости опор приближенно можно учесть коэффициентом κ_2 , т. к. из фиг. 8 следует, что собственные частоты трубок, изогнутых различным образом, отличаются не более, чем на 30%.
148

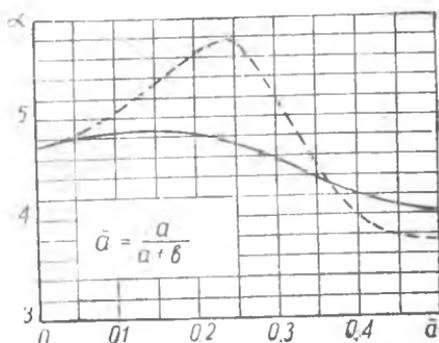
Следовательно, можно вычислять собственные частоты изогнутых под прямым углом трубок по формуле (6), умножая результат на поправочный коэффициент.

$$k = \left(\frac{\alpha}{4,73} \right)^2, \quad (14)$$

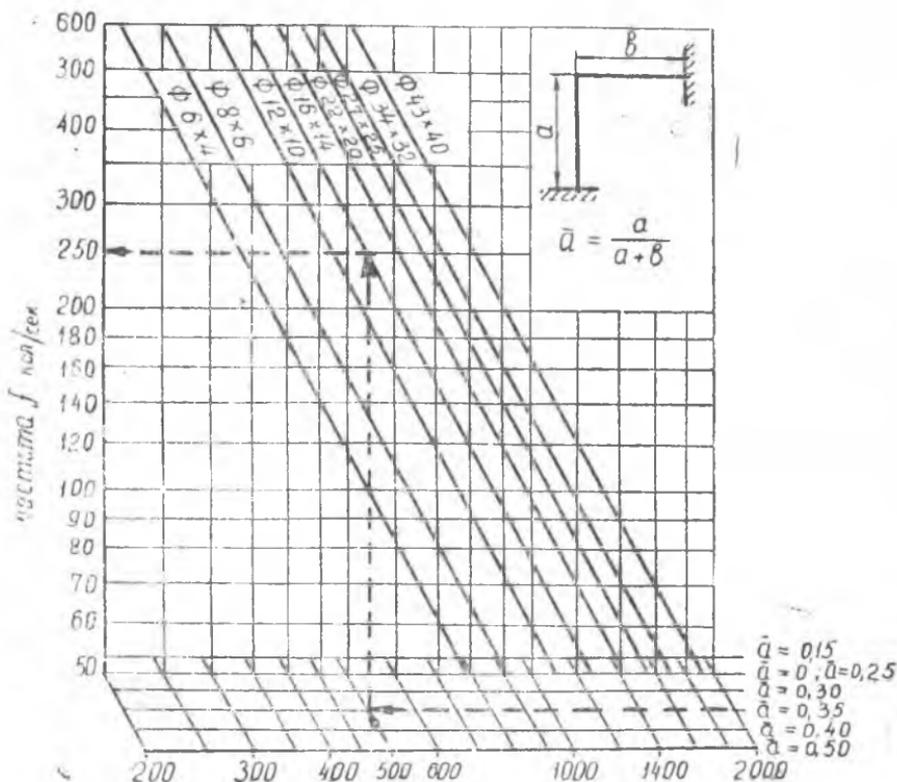
причем, значение $\alpha \left(\frac{a}{a+b} \right)$ брать с графика фиг. 8.

Собственные частоты прямых и изогнутых под прямым углом трубок, заполненных маслом, с учетом податливости зажимов можно определить по номограмме фиг. 9, пользование которой ясно из примера. Номограмма построена по формулам (6) и (13).

Для трубки с углом $\beta \neq 90^\circ$ (см. фиг. 6) задача очень громоздка. Но представление о влиянии угла можно получить, решив ее предварительно для $\beta = 180^\circ$. Частотное уравнение имеет вид:



Фиг. 8.

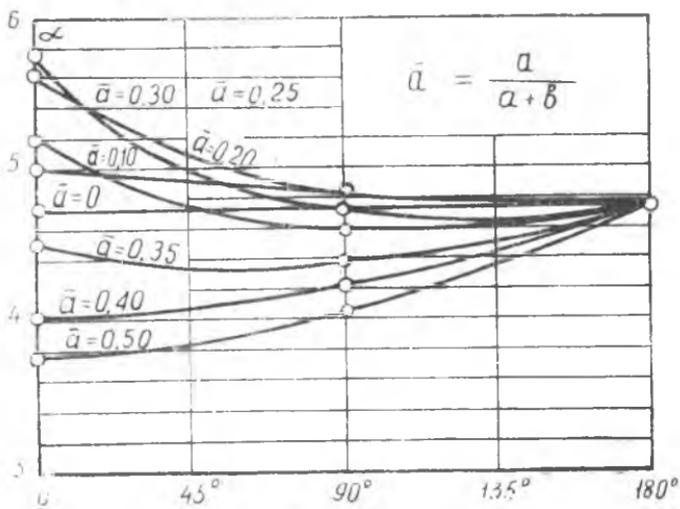


Фиг. 9.

$$A(\bar{a}x)B(\bar{b}x) + A(\bar{b}x)B(\bar{a}x) - D(\bar{a}x)E(\bar{b}x) - D(\bar{b}x)E(\bar{a}x) - \frac{1}{2}S_1(\bar{a}x)S_1(\bar{b}x) = 0, \quad (15)$$

где S_1 — также комбинация функций Крылова.

Корни уравнения (15) даны на фиг. 8 пунктиром. Имея решения уравнений (13) и (15) и формулу (4) можно графически построить решение для произвольного угла β путем интерполяции, что сделано на фиг. 10.



Фиг. 10.

Приведенных данных достаточно для приближенного вычисления собственных частот многих трубок и отстройки их от резонанса по расчетным данным. Отстройка $25 \div 30\%$, по-видимому, является достаточной.

В ряде случаев требуется учесть еще и сосредоточенную массу. Это можно сделать по справочнику Ананьева [1] или по формуле Дункерлея. Отстройка трубок должна проверяться экспериментально.

НАПРЯЖЕНИЯ В ТРУБКАХ ПРИ ЗАДАННЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЯХ

Оценка этих напряжений важна в двух случаях. Во-первых, как уже указывалось выше, точки подсоединения трубки могут иметь относительные перемещения со сравнительно низкими частотами. Резонанс при этом не возникает, но в трубке проявляются переменные напряжения, являющиеся достаточно высокими. Во-вторых, при монтаже трубок в случае их неточной подгонки или некоторых особенностей конструкции возникают значительные начальные напряжения, которые существенно снижают амплитуду разрушающих напряжений.

В обоих случаях наилучшим решением было бы введение упругого элемента типа сиффона. Из-за отсутствия удовлетворительно работающих в условиях вибрации упругих элементов приходится делать трубки такой конфигурации, чтобы перемещения их концов не создавали в них значительных напряжений и назначать более жесткие допуски на неточность изготовления.

Рассмотрим сначала прямую трубку, один конец которой поворачивается либо перемещается без поворота (фиг. 11 а, б).

Напряжения изгиба:

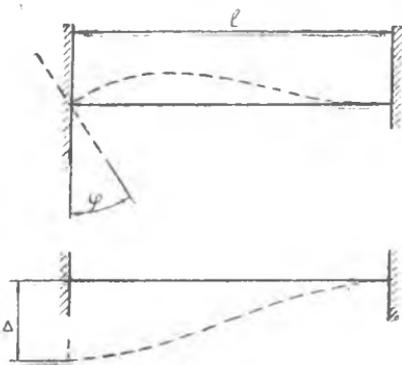
$$\sigma = \frac{2ED}{l} \varphi \text{ для случая а,}$$

$$\sigma = \frac{3ED}{l^2} \Delta \text{ для случая б.}$$

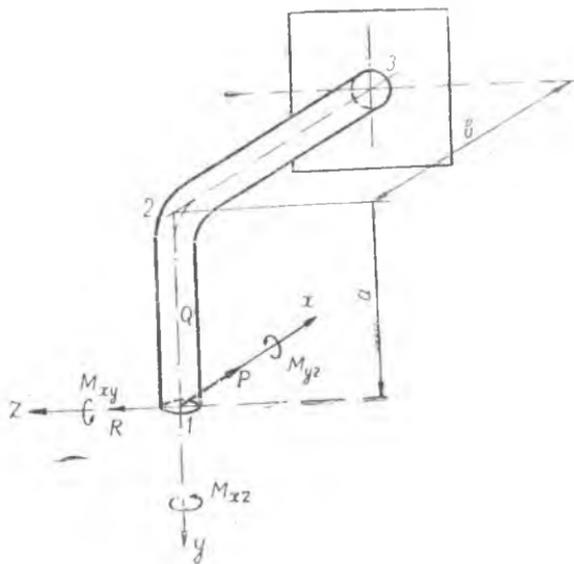
(16)

Ошибка при вычислении напряжений или при назначении допустимых неточностей изготовления по (16) идет в запас вследствие неучтенных податливостей контактов.

Более сложна задача о деформации Г-образной трубки. Рассмотрим трубку фиг. 12 под действием сил и моментов, приложенных к свободному концу. Перемещения и углы поворота точки 1 определяются по следующим формулам:



Фиг. 11.



Фиг. 12.

$$x = \frac{M_{xy}(a^2 + 2ab)}{2EJ} + \frac{Pa^3}{3EJ} - \frac{Qab^2}{2EJ}. \quad (17.1)$$

$$y = \frac{M_{xy}b^2}{2EJ} + \frac{Pab^2}{2EJ} - \frac{Qb^3}{3EJ}. \quad (17.2)$$

$$z = \frac{R(2kb^3 + 2ka^3 + 3a^2b)}{6EJk} - \frac{M_{yz}(ka^2 + ab)}{2EJk} - \frac{M_{xz}b^2}{2EJ}, \quad (17.3)$$

$$\varphi_{xy} = \frac{M_{xy}(a + b)}{EJ} + \frac{P(a^2 + 2ab)}{2EJ} - \frac{Qb^2}{2EJ}, \quad (17.4)$$

$$\varphi_{yz} = \frac{R(ab + ka^2)}{2EJk} - \frac{M_{yz}(b + 2ak)}{2EJk}. \quad (17.5)$$

$$\varphi_{xz} = \frac{Rb^2}{2EJ} - \frac{M_{xz}(2bk + a)}{2EJk}, \quad (17.6)$$

где

$$k = \frac{G}{E}.$$

Эта система уравнений распадается на две независимых системы: (17.1), (17.2), (17.4) и (17.3), (17.5); (17.6). Решая их, получим:

$$\left. \begin{aligned} M_{xy} &= EJ \frac{3ya^3b^2 - x(3ab^4 + 6a^2b^3) + \varphi_{xy}(4a^3b^3 + 3a^2b^4)}{a^3b^3(a + b)}, \\ P &= EJ \frac{-9ya^2b^2 + x(12ab^3 + 3b^4) - \varphi_{xy}(a^2b^3 + 3ab^4)}{a^3b^3(a + b)}, \\ Q &= EJ \frac{-y(3a^4 + 12a^3b) + 9xa^2b^2 - 3\varphi_{xy}a^3b^2}{a^3b^3(a + b)}, \\ M_{yz} &= 2EJ \frac{3za(b + ak)(a + 2bk) - \varphi_{yz}[(2kb^3 + 2ka^3 + 3a^2b) \times \\ &\quad \times (2bk + a) - 3kb^4] - 3\varphi_{xz}ab^2k(b + ak)}{2ab(a^3 + b^3)(1 + k^2) + k(4a^3b^2 + 4a^2b^3 + a^5 + b^5)}, \\ M_{xz} &= 2EJ \frac{3zb^2k(b + 2ak) - 3\varphi_{yz}ab^2k(b + ak) - \varphi_{xz}[(2kb^3 + \\ &\quad + 2ka^3 + 3a^2b)(b + 2ak) - 3a^2(b + ak)^2]}{2ab(a^3 + b^3)(1 + k^2) + k(4a^3b^2 + 4a^2b^3 + a^5 + b^5)}, \\ R &= 6EJ \frac{z(b + 2ak)(2bk + a) - \varphi_{xz}b^2k(b + 2ak) - \\ &\quad - \varphi_{yz}a(b + ak)(a + 2bk)}{2ab(a^3 + b^3)(1 + k^2) + k(4a^3b^2 + 4a^2b^3 + a^5 + b^5)}. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Если рассмотреть эту трубку при перемещении только в одном из направлений, т. е.

$$\left. \begin{aligned} 1. \quad &x = \Delta; \quad y = z = \varphi_{xy} = \varphi_{yz} = \varphi_{zx} = 0; \\ 2. \quad &y = \Delta; \quad x = z = \varphi_{xy} = \varphi_{yz} = \varphi_{zx} = 0; \\ 3. \quad &z = \Delta; \quad x = y = \varphi_{xy} = \varphi_{yz} = \varphi_{zx} = 0; \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

то наибольшие изгибающие моменты будут в сечениях 1 и 3:

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= M_{xy} \\ M_3 &= M_{xy} + Pa - Qb \\ M_1 &= M_{yz} \\ M_3 &= M_{yz} - Rb \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{для случаев 1 и 2;} \\ \text{для случая 3.} \end{array} \quad (20)$$

Учитывая, что напряжения изгиба $\sigma = \frac{MD}{2J}$,

где D — наружный диаметр трубки, получим для условий (19):
Случай 1. (перемещение только в направлении x)

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{\Delta DE}{2(a+b)^2} \cdot 3 \frac{1+\bar{a}}{\bar{a}^2}, \\ \sigma_3 &= \frac{\Delta DE}{2(a+b)^2} \cdot \frac{3}{\bar{a}}. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Случай 2. (перемещение только в направлении y)

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{\Delta DE}{2(a+b)^2} \cdot \frac{3}{1-\bar{a}}, \\ \sigma_3 &= \frac{\Delta DE}{2(a+b)^2} \cdot 3 \frac{2-\bar{a}}{(1-\bar{a}^2)}. \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Случай 3. (перемещение только в направлении z):

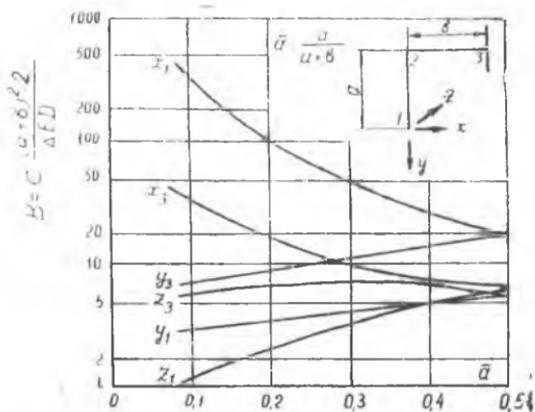
$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{\Delta DE}{2(a+b)^2} \cdot \frac{6\bar{a}[(1-\bar{a}) + \bar{a}k] [\bar{a} + 2k(1-\bar{a})]}{A} \\ \sigma_3 &= \frac{\Delta DE}{2(a+b)^2} \cdot \frac{6(1-\bar{a}) [\bar{a} + (1-\bar{a})k] [(1-\bar{a}) + 2k\bar{a}]}{A} \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

где $A = 2[\bar{a}(1-\bar{a})^4 + \bar{a}^4(1-\bar{a})] (1+k^2) + k[4\bar{a}^3(1-\bar{a})^2 + 4\bar{a}^2(1-\bar{a})^3 + \bar{a}^5 + (1-\bar{a})^5]$.

Вторые сомножители формул (21) — (23) построены на фиг. 13, где буквами x, y, z обозначено направление перемещений точки 1, а индексы при них указывают сечение трубки (1 или 3).

Из графика фиг. 13 видно, что перемещение в направлении z приводят к напряжениям по крайней мере в три раза меньшим, чем в направлениях x или y .

Отсюда следует, что трубки, в которых задан-

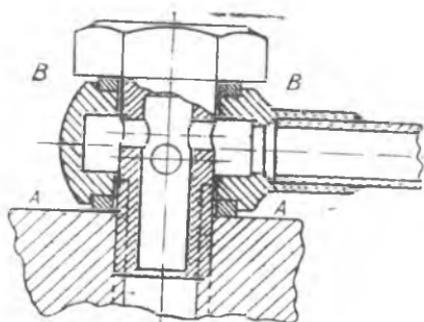


Амплитуда вибрации корпуса (мм)

Фиг. 13.

ные перемещения концов приводят к большим напряжениям, нужно изгибать так, чтобы они имели участки, работающие на кручение. Это неоднократно подтверждалось экспериментально.

При монтаже даже правильно подогнанной трубки также могут возникать очень большие начальные напряжения.



Фиг. 14.

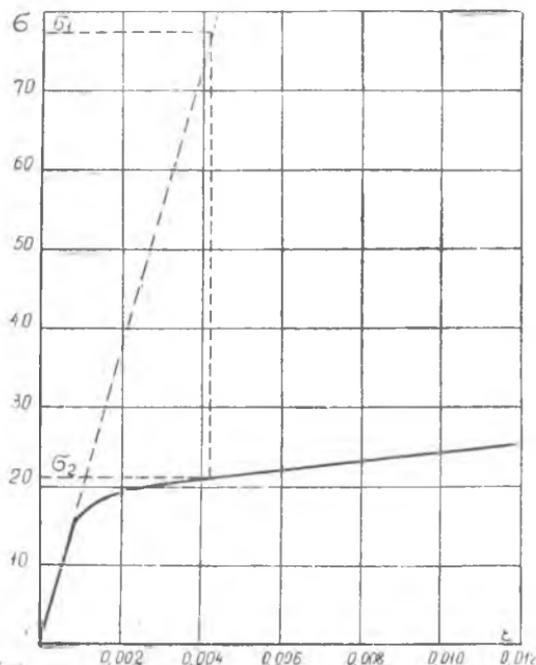
Рассмотрим, например, крепление трубки полым болтом (фиг. 14). При затяжке его момент трения передается от головки болта через шайбу на ниппель и далее, еще через одну шайбу на корпус. Часть момента воспринимается трубкой, что вызывает в ней напряжения. Они особенно велики при подтяжке полого болта в случае выявления течи, т. к. поверхность AA может оказаться смазанной, а поддержка ключом за лыски ниппеля не всегда эффективна, а иногда просто

невозможна. Ниже в таблице приводятся результаты одного из проведенных замеров. Длина трубки $l = 380$ мм диаметр 8×6 мм; полый болт с резьбой M12, затяжка моментом 5 кгм.

Замеренные напряжения условны, так как деформация переходит в пластическую область (фиг. 15).

Ниже представлены результаты тензометрирования для монтажа без поддержки ключем за лыски ниппеля.

Условия затяжки	Условные напряжения (кг/мм ²)
Поверхности AA и BB обезжирены	75
Смазан стык BB	38
Смазан стык AA	138
Смазаны оба стыка	64



Фиг. 15.

Из этих данных видно, что остаточные напряжения могут быть весьма значительны. Поэтому следует избегать применения таких соединений.

ВЫВОДЫ

1. Для устранения поломок вследствие резонанса можно успешно применять постановку в зажим демпфирующего элемента, но отстройка является более надежным средством. Для отстройки от резонанса трубок простой конфигурации можно воспользоваться графиками фиг. 9, где учтены заполнение трубок маслом или топливом и податливость зажимов, и фиг. 10.

2. Для уменьшения напряжений в трубках, подверженных заданной деформации за счет перемещений их концов, нужно наметить участок, работающий на кручение, который делает их более податливыми.

3. При разработке технических условий на монтаж трубок допуски на их подгонку следует назначать с учетом возможных напряжений в трубках. Для трубок простой конфигурации можно воспользоваться формулами (16) и фиг. 13.

4. При подсоединении трубопровода полым болтом в процессе монтажа и, особенно, при устранении течи подтяжкой полого болта, в трубке могут возникнуть значительные остаточные напряжения, понижающие предел их выносливости.

ЛИТЕРАТУРА

1. *И. В. Ананьев*, Справочник по расчету собственных колебаний упругих систем. ГОСТЕХИЗДАТ, М.-Л., 1946.

2. *Д. Н. Решетов, З. М. Левина*, Демпфирование колебаний в соединениях деталей машин. Вестник машиностроения № 12, 1956.
