

ОЦЕНКА НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ КАНАТНОГО БАРАБАНА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМАХ НАГРУЗКИ

1. Введение

При расчете крановых барабанов толщину стенки определяют из расчета на прочность по условиям сжатия. Максимальные напряжения сжатия внутри толстостенного цилиндра, нагруженного равномерным внешним давлением, определяют по формуле Ламе:

$$\sigma_{сж} = \frac{S_{\max}}{t\delta} \quad (1)$$

где $S_{\max}$ – максимальное статическое натяжение каната;

t – шаг нарезки барабана;

δ – толщина стенки барабана.

Проверка устойчивости стенки барабана проводится крайне редко. Это вызвано тем, что при принимаемых значениях толщин стенок, радиусов (R) и длин обечаек (L) для крановых барабанов потеря устойчивости обечайки практически невозможна, хотя очевидно, что цилиндрическая оболочка, нагруженная равномерно внешним давлением и не имеющая дополнительных подкрепляющих элементов жесткости (таких, как ребра и кольца), может выйти из строя вследствие потери устойчивости при высоких значениях $\frac{R}{\delta}$ и $\frac{L}{R}$.

2. Основная часть

На несостоятельность расчетов по формуле [1] указывает и тот факт, что эта зависимость была получена для бесконечной трубы, поэтому при такой постановке задачи не учитывается ни длина барабана, ни заделка обечайки. Как

показали приведенные нами исследования, влияние этих факторов на величину критической нагрузки достаточно велико (рис.1).

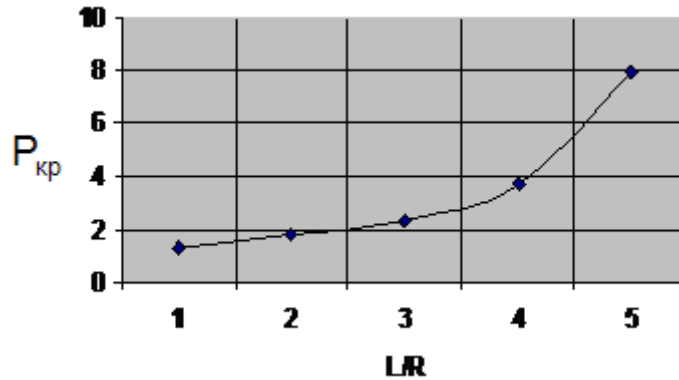


Рис. 1 – Влияние длины оболочки на величину критического давления

Влияние заделки обечайки барабана на величину критического давления можно оценить коэффициентом Θ , который будет равен

$$\Theta = \pi^4 \sqrt{\frac{\psi_0^2 + 0,9\psi_0 + 1,5}{\psi_0^2 + 0,9\psi_0 + 0,21}}, \quad (2)$$

где

$$\psi_0 = 2,66 \cdot C \cdot \sqrt{\frac{R}{\delta_n}} \left(\frac{\delta}{\delta_n} \right)^3 \quad (3)$$

$$C = \frac{1 - \frac{r^2}{R^2}}{1 + \nu + (1 - \nu) \frac{r^2}{R^2}} \quad (4)$$

R – радиус обечайки r – радиус ступицы;

δ_n – толщина торцевой стенки;

ν – коэффициент Пуассона.

Для случая внешнего давления по всей поверхности оболочки критическое давление определяется по формуле:

$$P_{кр} = \frac{D(n^2 - 1)}{R^3} \left[1 + \frac{\Theta^4 R^6 E \delta}{DL^4 n^4 (n^2 - 1)} \right], \quad (5)$$

где n – количество полуволн по окружности оболочки;

$$D = \frac{E \delta^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)} - \text{цилиндрическая жесткость.}$$

В случае неполного заполнения обечайки витками каната, т.е. когда давление распределено не по всей длине оболочки L , а только по величине B , и приложено на расстоянии l от конца оболочки, критическое давление будет равняться:

$$P_{кр} = \frac{\frac{D(n^2 - 1)}{R^3} \left[A + B \frac{R^4 E \delta}{DL^4 n^4 (n^2 - 1)^2} \right]}{C}, \quad (6)$$

где

$$A = \frac{l}{105} (56L^3 l^4 - 48L^2 l^5 + 7Ll^6 - 28L^5 l^2 + 8L^7);$$

$$B = 12L^3 - 24L^2 l + 12Ll^2;$$

$$C = Llb \left(\frac{5}{2} L^3 l^3 + \frac{3}{4} L^3 l^2 b + \frac{5}{24} L^3 l b^2 - 10L^2 l^4 - \frac{7}{2} L^2 l^3 b - \frac{25}{2} L^2 l^2 b^2 - \frac{l}{16} L^2 l b^3 - \right. \\ \left. - \frac{l}{80} L^2 b^4 + 15Ll^5 + 6Ll^4 b + \frac{16}{3} Ll^3 b^2 + \frac{l}{4} Ll^2 b^3 + \frac{l}{5} Ll b^4 - \frac{l}{64} Lb^5 - 10b^6 - \frac{9}{2} l^5 b - \right. \\ \left. - \frac{3l}{80} l^2 b^4 + \frac{l}{64} l b^5 \right) + l^4 b \left(\frac{5}{2} l^4 + \frac{5}{4} l^3 b + \frac{43}{24} l^2 b^2 + \frac{l}{8} l b^3 + \frac{3}{16} b^4 \right).$$

Расчеты обечаек крановых барабанов показывают, что при параметрах, принятых в современной практике, потере устойчивости отвечает значение $n=2:4$, причем основной массе конструкций соответствует $n=3$. При этом [5] переходит в

$$P_{кр} = 0,15E \left[4,89 \left(\frac{\delta}{R} \right)^3 + \frac{\delta}{R} \left(\frac{R}{L} \right)^4 \right] \quad (7)$$

или

$$\sigma_{кр} = P_{кр} \frac{R}{\delta} = 0,15E \left[4,89 \left(\frac{\delta}{R} \right)^2 + \frac{\delta}{R} \left(\frac{R}{L} \right)^4 \right] \quad (8)$$

Назначая $\sigma_{кр}$, мы получаем уравнение, связывающее параметры δ/R и R/L .

Например, для барабанов из стали 20 с $\sigma_m = 240$ МПа принимаем $\sigma_{кр} = 200$ МПа, тогда из (8) при $E = 2,05 \cdot 10^5$ МПа следует

$$0,0065 = 4,89 \left(\frac{\delta}{R} \right)^2 + \left(\frac{R}{L} \right)^4. \quad (9)$$

Задаваясь приемлемым для крановых барабанов соотношением $L/R=4$, из (9) находим $R/\delta = 44$. На практике же принимается $R/\delta \leq 35$.

Любые геометрические неточности изготовления оболочек снижают критическое давление. Наиболее вероятными формами несовершенств обечаек крановых барабанов являются овальность и разностенность.

В первом приближении овальную в сечении цилиндрическую оболочку можно полагать эллиптической. Если рассматривать эллиптическую оболочку как цилиндрическую, принявшую одну из своих устойчивых форм под действием внешних сил, то устойчивость такой оболочки будет зависеть от степени ее сжатия, т.е. от величины $k=a/b$, где a — большая полуось эллипса, b — меньшая. Для оценки этого момента введем множитель $1/(2k - 1)$, тогда

$$P_{кр} = \frac{1}{2k - 1} \left[\frac{64D(n^2 - 1)}{b^3 \sqrt{(7k^2 + 2k + 7)^3}} + \left(\frac{\Theta}{L} \right)^4 \frac{E\delta b^3 \sqrt{(7k^2 + 2k + 7)^3}}{64n^4(n^2 - 1)} \right] \quad (10)$$

Расчет по этой формуле дает лучшее согласие с экспериментом, приведенным Яо и Дженкинсом, чем расчет американских авторов (см. рис. 2).

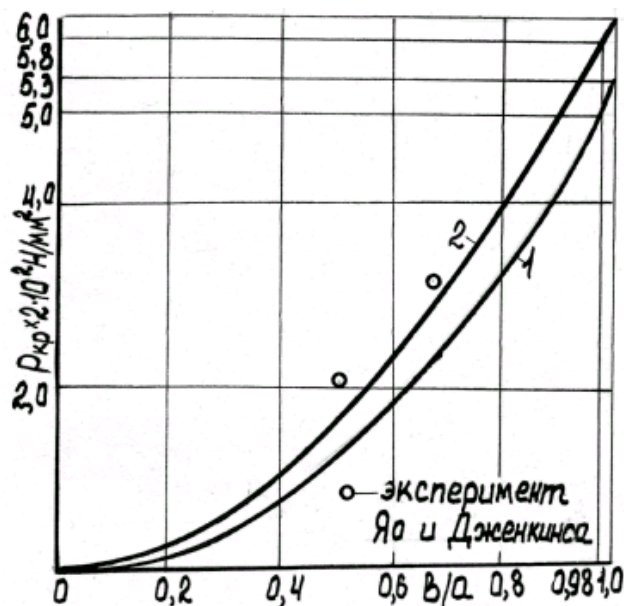


Рис. 2 – Влияние эллиптичности оболочки на критическое давление:

1 – по данным Яо и Дженкинса, 2 – расчет по (10).

Рассматривая влияние эллиптичности вблизи возможной для крановых барабанов области ($b/a=0,98$), видим, что изменение критической нагрузки не превышает 6% по формуле Яо и Дженкинса и 3% при расчете по (10).

Мы рассмотрели также влияние эксцентricности внутреннего диаметра этого барабана на устойчивость стенки, критическая нагрузка уменьшается не более, чем на 1,3%.

3. Вывод

Как видим, толщина обечайки кранового барабана берется неоправданно завышенной. Уменьшив ее до разумных пределов, мы обеспечим значительную экономию металла и снизим динамические нагрузки в приводе.

Список использованных источников

1. Фидровская Н. Н. Устойчивость стенки канатного барабана / Н. Н. Фидровская // Подъёмно-транспортное оборудование : респ. межвед. науч.-техн. сб. / Укр. заоч. политехн. ин-т. – К., 1986. – Вып. 17. – С. 46–48.
2. Яо Д. Выпучивание эллиптических цилиндров под нормальным давлением / Д. Яо, В. Дженкинс // Ракетная техника и космонавтика. – № 1. – С. 25–31.

Фидровская Н. Н. «Оценка нагрузочной способности канатного барабана при различных схемах нагрузки».

Толщина стенки кранового барабана должна определяться из расчета на устойчивость. В статье рассмотрено влияние геометрических отклонений на устойчивость.

Фідровська Н.М. «Оцінка навантажувальної здатності канатного барабана при різних схемах навантаження».

Товщина стінки кранового барабана повинна визначатись із розрахунку на

стійкість. В статті розглянутий вплив геометричних відхилень на стійкість.

Fidrovskaya N.N. “The assessment of the output capability of the rope drum under different loading conditions”.

The choice of thickness of a wall of a crane drum should be carried out at the rate of on stability. In clause the influence initial geometrical deviations on stability of an environment is considered.