

## ЛИТЕРАТУРА

1. Могиленко, А. Д. Централизованное теплоснабжение от биогазовой ТЭЦ в Финляндии / А. Д. Могиленко // Энергетика и промышленность России. – 2012. – № 2. – С. 5–7.
2. Федеральный закон «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» от 23 ноября 2009 г. № 261 – ФЗ.

## СНИЖЕНИЕ МАТЕРИАЛОЕМКОСТИ БАРАБАНА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА REDUCTION OF MATERIAL DIFFERENCE OF THE BALLOON DRUM CONVEYOR

**В. В. Ковшик**  
**V. Kovshik**

*Белорусский государственный университет, МГЭИ им. А. Д. Сахарова БГУ,  
г. Минск, Республика Беларусь  
mir-oleg@tut.by  
Belarusian State University, ISEI BSU, Minsk, Republic of Belarus*

Проанализированы пути снижения затрат при производстве барабанов машин непрерывного действия на основе радиальных и касательных нагрузок. Проведены исследования нагрузок, действующих на обечайку приводного барабана, сил, вызывающих изгиб вала барабана, моментов, оказывающих влияние на угол поворота подступичной части вала барабана.

In the paper, ways to reduce costs in the production of continuous drum drums on the basis of radial and shear loads are analyzed. Investigations of the loads acting on the casing of the drive drum, the forces causing the bending of the drum shaft, the moments influencing the angle of rotation of the under-run portion of the drum shaft are carried out.

*Ключевые слова:* барабан ленточного конвейера, обечайка приводного барабана, изгиб вала приводного барабана, угол поворота среднего сечения подступичной части вала барабана, радиальные и касательные нагрузки.

*Keywords:* drum conveyor belt, the shell of the drive drum, the bend of the shaft of the drive drum, the angle of rotation of the middle section of the drum part of the drum, radial and tangential loads.

Пути снижения затрат при производстве барабанов ленточных конвейеров рассмотрим на основе нагрузок (радиальных и касательных), действующих на приводные и неприводные барабаны ленточных конвейеров. Их действие на обечайку приводного барабана можно представить в виде рядов:

$$z(\alpha, \beta) = - \left[ \frac{S_{CB} e^{\mu\beta_0} sh(n\beta)}{\pi\mu LR} + \sum_{n=0}^{\infty} z'_n \cos(n\beta) + z''_n \sin(n\beta) \right]; y(\alpha, \beta) = -\mu z(\alpha, \beta),$$

где  $\alpha, \beta$  – безразмерные координаты;  $S_{CB}, S_{HB}$  – натяжение сбегающей и набегающей ветви ленты;  $\mu$  – коэффициент сцепления;  $n$  – число нагруженных узлов на образующей обечайки;  $R$  – радиус окружности срединной поверхности обечайки;  $X, Y, Z$  – положительные направления поверхностных сил.

Для неприводных барабанов  $\mu=0$ ;  $S_{CB}=S_{HB}=S$ ;  $y(\alpha, \beta)=0$ .

Изгиб вала приводного барабана при угле обхвата ленты  $2\beta_0 = \pi$  вызван силами

$$P = \frac{1}{2} S_{CB} (e^{2\mu\beta_0} + 1) \sin \beta_0; P' = \frac{1}{2} S_{CB} (e^{2\mu\beta_0} - 1) \cos \beta_0,$$

действующими соответственно в плоскостях  $\beta = 0$  и  $\beta = \pi/2$  в местах посадки лобовин. В указанных сечениях со стороны лобовин на вал передаются моменты, которые определяются из условия равновесия диска:

$$\text{в плоскости } \beta = 0; M = \frac{4\pi D_d}{R} A, \text{ в плоскости } \beta = \pi/2; M = \frac{4\pi D_d}{R} A',$$

Углы поворота среднего сечения подступичной части вала в плоскостях  $\beta = 0$  и  $\beta = \pi/2$  соответственно равны

$$\varphi_0 = - \left( \frac{PI^2}{2EI} + \frac{ML}{2EI} \right); \varphi'_0 = - \left( \frac{P'I^2}{2EI} + \frac{M'L}{2EI} \right),$$

где  $I = \frac{\pi d^4}{64}$  – осевой момент инерции сечения вала на участке;

$P = \frac{1}{2} S_{CB} \sqrt{e^{4\mu\beta_0} - 2e^{2\mu\beta_0} \cdot \cos(2\beta_0) + 1}$  – радиальная нагрузка на один подшипник;

$D_d$  – диаметр барабана.

Таким образом, касательные и радиальные нагрузки, действующие на обечайку барабана, зависят от изгиба вала, углов поворота подступичной части вала, радиальной нагрузки, действующей на подшипник, и могут быть снижены в 1,1...1,2 раза, что приводит к снижению материалоемкости барабана примерно на 30 %, а это экономия материалов и снижение затрат на производство барабанов машин непрерывного действия.

## **ПОВЫШЕНИЕ МАТЕРИАЛОЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИ РАСЧЕТАХ ЭЛЕМЕНТОВ БАРАБАНА МАШИН НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ**

### **IMPROVING MATERIAL EFFICIENCY IN CALCULATIONS OF DRUM COMPOSITIONS OF MACHINES OF CONTINUOUS ACTION**

**О. Л. Миранович**  
**O. Miranovich**

*Белорусский государственный университет, МГЭИ им. А. Д. Сахарова БГУ,  
г. Минск, Республика Беларусь  
mir-oleg@tut.by  
Belarusian State University, ISEI BSU, Minsk, Republic of Belarus*

Проведена оценка расчета прочности элементов барабана ленточного конвейера. Рассмотрены возможные варианты методов расчета элементов барабана ленточного конвейера с целью снижения материалоемкости конструкции.

The evaluation of the strength calculation of the elements of the drum of the belt conveyor is carried out. Possible variants of methods for calculating the elements of a drum of a belt conveyor with the purpose of reducing the material capacity of a structure are considered.

*Ключевые слова:* машина непрерывного действия, обечайка барабана, коэффициент запаса статической прочности, эквивалентное напряжение, устойчивость обечайки барабана, лобовина барабана.

*Keywords:* continuous machine, drum shell, safety factor of static strength, equivalent voltage, stability of drum shell, a lobe of the drum.

При расчете на прочность напряжения вычисляются в 20 точках обечайки, 20 точках лобовины и в наиболее нагруженных точках ступицы барабана ленточного конвейера. Коэффициенты запаса вычисляются для наиболее нагруженных точек. Заданные коэффициенты запаса статической прочности должны быть 1,5–2,0, а усталостной прочности 1,8–2,5. Кроме того, заданный коэффициент запаса статической прочности умножается на коэффициент динамичности  $k_d = 1,3$  и коэффициент  $k_g = 1,1$ , учитывающий смещение ленты на барабане.

Обечайка рассматривается как тонкая цилиндрическая оболочка, закрепленная в местах соединения с лобовинами и нагруженная распределенными усилиями  $P_1$  и  $P_3$ . Представление усилий  $P_1$  и  $P_3$  в виде ряда Фурье приводит к необходимости отдельного расчета обечайки при действии каждой гармоники нагрузки и суммирования вычисленных напряжений.

На основании суммарных напряжений вычисляют величину наибольшего эквивалентного напряжения. Среднее и амплитудное значение эквивалентного напряжения вычисляются при суммировании осесимметричных и неосесимметричных напряжений соответственно.

Устойчивость обечайки проверяется как устойчивость оболочки средней длины с учетом возможного приращения подпорных колец и износа и коррозии поверхности. При этом проверяется наибольшее давление на обечайку и сравнивается с допустимым для данного типа ленты.

Лобовина рассматривается как кольцевая пластина постоянной и переменной толщины, закрепленная на ступице. На основании принципа суперпозиций напряжения в лобовине от действия каждого нагружающего фактора вычисляются отдельно, а затем суммируются. Эквивалентное напряжение определяется также как и для обечайки.

В качестве нагружающих факторов рассматриваются следующие: радиальный изгибающий момент; крутящий момент; изгибающая сила; радиальное усилие.

Производятся следующие расчеты: при действии осесимметричных и крутящих моментов; при действии изгибающей силы; при действии радиального усилия; при перекосе вала.

Ступица при расчете рассматривается как толстостенный цилиндр. При этом определяются монтажные напряжения, возникающие при соединении ступицы и вала с натягом.

Исходя из вышеизложенного, приходим к выводу, что использование современных методов расчета позволит провести необходимые прочностные расчеты барабана ленточного конвейера.