

УДК 622.673.1

*к.т.н. Рутковский М. А.*  
*(Государственное ВУЗ «НГУ», г. Днепрпетровск, Украина),*  
*к.т.н. Рутковский А. Ю.*  
*(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В БАРАБАНЕ ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

*В работе проведено теоретическое исследование влияния геометрических и жесткостных характеристик барабана шахтной подъемной машины на характер изменения его напряженно-деформированного состояния под действием канатной нагрузки с учетом влияния ослабления натяжения от навитых витков каната.*

*Ключевые слова:* шахтная подъемная машина, барабан, расчетные нагрузки, напряжения.

### **Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.**

В настоящее время существуют два основных подхода при проектировании канатных барабанов шахтных подъемных машин (ШПМ). Зарубежные фирмы-производители изготавливают барабаны с толстыми обечайками толщиной до 160 мм и без подкреплений. Отечественные заводы-производители изготавливают барабаны с тонкой обечайкой толщиной до 55 мм с различными видами подкреплений. За счет того, что толщина обечайки барабанов отечественных производителей значительно меньше, чем у западных аналогов, первые имеют конкурентное преимущество - их масса меньше западных аналогов в 2–2,5 раза. Но с другой стороны, большое количество подкреплений в барабане ШПМ ухудшает ее эксплуатационные характеристики. Поэтому корректная установка подкреплений в барабане ШПМ представляет собой актуальную техническую задачу, с которой постоянно сталкиваются проектировщики на этапе проектирования.

Сложность расчета барабанов ШПМ заключается в необходимости учета влияния геометрических и жесткостных характеристик конструкции на расчетные нагрузки и напряженно-деформированное состояние (НДС) барабана. Существующий на сегодняшний день метод расчета конструкций

барабанов ШПМ [1] при использовании метода конечных элементов (МКЭ) отличается большой трудоемкостью и необходимостью при незначительном изменении расчетной модели повторно проводить серию численных экспериментов.

**Цель работы.** Определение влияния геометрических и жесткостных характеристик подкрепленной конструкции барабана на характер изменения его напряженно-деформированного состояния под действием канатной нагрузки с учетом влияния ослабления натяжения от навитых витков каната.

**Изложение материала и его результаты.** Для решения поставленной задачи был разработан метод определения канатных нагрузок [2], заключающийся в том, что намотка каната моделируется процессом последовательного надевания - снятия на барабан предварительно растянутых гладких упругих колец с жесткостью, эквивалентной продольной жесткости каната, а цилиндрический барабан представляется в виде подкрепленной осесимметричной конструктивно-ортотропной оболочки, параметры которой определяются на основе полуэмпирического подхода. Расчетный случай для определения напряженно-деформированного состояния барабана выбирается из вариантов нагружения, соответствующих различным положениям подъемных сосудов в стволе.

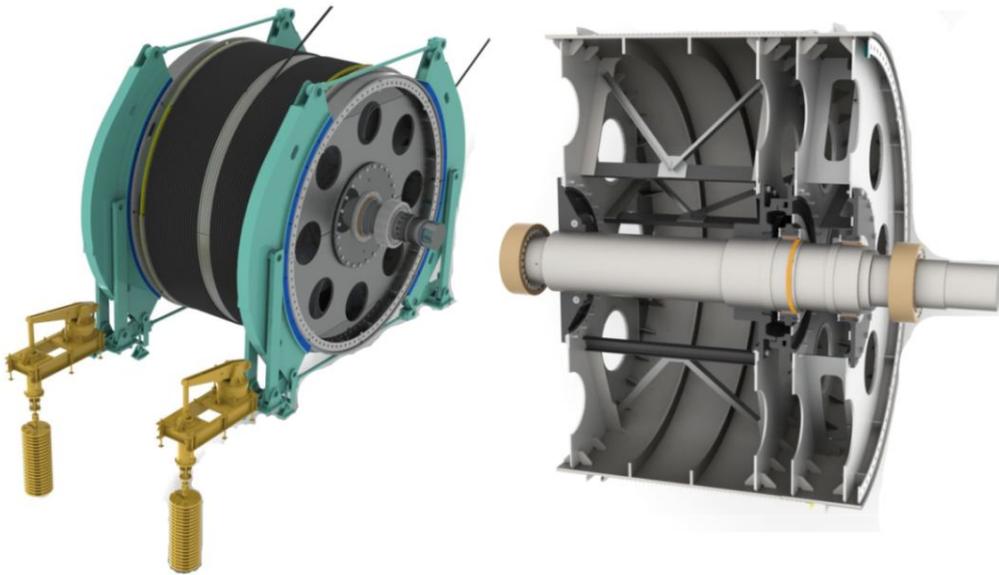
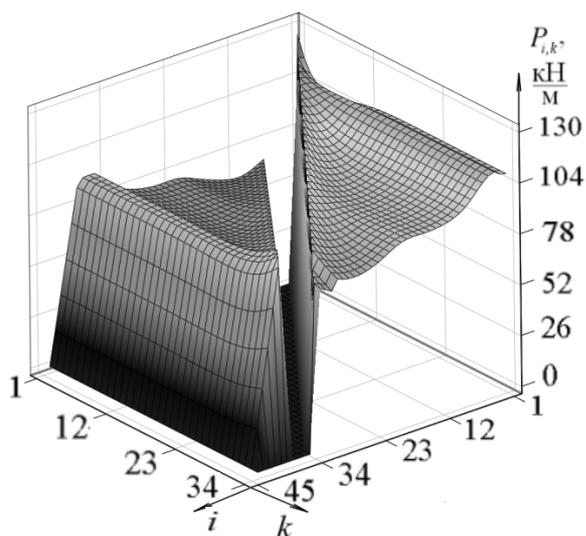


Рисунок 1 — Барабан ШПМ ЦР – 6х3,4/0,6

В качестве примера применения метода определения канатных нагрузок рассмотрим процесс намотки каната на заклиненную часть ШПМ ЦР – 6х3,4/0,6 (рис. 1), как наиболее общий случай, в котором присутствует одновременная смотка и намотка канатов на барабан. Диаграмма распределения усилий взаимодействия между витками каната и барабаном приведена на рисунке 2.

Рисунок 2 — Зависимость усилия взаимодействия  $P$  от параметров  $i$  и  $k$ 

При построении диаграммы использовалась математическая модель намотки каната, приведенная в работе [3]. Представлено распределение усилий взаимодействия  $P$  как функция двух переменных:  $k$  — номер канавки, на которую наматывается виток и  $j$  — номер канавки, в которой определяется давление.

Как видно из рисунка 2, канатная нагрузка в области с 4–6 витки (зона лобовины) максимальна. Это связано с повышенной радиальной жесткостью лобовины и величиной натяжения в верхнем сечении головного каната. Характер изменения радиального давления навиваемого  $k$ -го витка в промежуточных положениях скипа в стволе соответствует характеру напряжений, приведенных на рисунке 3. Определение радиального давления для всего диапазона изменения номера навиваемого  $k$ -го витка необходимо для установления наиболее опасного расчетного случая, при котором в обечайке барабана возникают максимальные напряжения. Например, при анализе влияния шпангоута на работу конструкции необходимо найти такой вариант нагружения, при котором нагрузки на шпангоут будут максимальны.

Найдем зависимость максимальных осредненных напряжений в конструктивно-ортотропной оболочке от номера  $i$ -го навиваемого витка. Выражения для прогиба и кривизны  $k$ -го участка составной конструктивно-ортотропной оболочки имеют вид:

$$w_k(x) = e^{\beta_k \cdot x} \cdot (C_{4k-3} \cdot \sin(\beta_k \cdot x) + C_{4k-2} \cdot \cos(\beta_k \cdot x)) + e^{-\beta_k \cdot x} (C_{4k-1} \cdot \sin(\beta_k \cdot x) + C_{4k} \cdot \cos(\beta_k \cdot x)),$$

$$\kappa_k(x) = -2 \cdot \beta_k^2 \cdot \left[ \begin{aligned} & (C_{4k-1} \cdot e^{-\beta_k \cdot x_k} + C_{4k-3} \cdot e^{\beta_k \cdot x_k}) \cdot \cos(\beta_k \cdot x_k) + \\ & + (C_{4k-2} \cdot e^{\beta_k \cdot x_k} + C_{4k} \cdot e^{-\beta_k \cdot x_k}) \cdot \sin(\beta_k \cdot x_k) \end{aligned} \right],$$

где  $\beta_k = \sqrt[4]{\frac{B_k}{4 \cdot R^2 \cdot D_k}}$  — коэффициент затуханий перемещений;  $R$  — радиус срединной поверхности оболочки;  $x_k$  — длина  $k$ -го участка оболочки.

Исходя из того, что между двумя канавками профилированной обечайки размещены два участка составной конструктивно-ортотропной оболочки, существует связь между номером  $i$ -ой канавки и номером  $k$ -го участка, на левом конце которого расположена эта канавка,  $k = 2i - 1$ .

Значения осевых напряжений в верхних и нижних слоях конструктивно-ортотропной оболочки определим из выражений:

$$\sigma_{x\theta_i} = -\frac{E_{1k} \kappa_i h}{2(1-\mu^2)}; \quad \sigma_{x\eta_i} = \frac{E_{2k} \kappa_i h}{2(1-\mu^2)}$$

для соответствующих окружных напряжений:

$$\sigma_{\varphi\theta_i} = -\frac{E_{2k} w_i}{R} - \frac{E_{1k} \mu \kappa_i h}{2(1-\mu^2)}; \quad \sigma_{\varphi\eta_i} = \frac{E_{2k} w_i}{R} + \frac{E_{1k} \mu \kappa_i h}{2(1-\mu^2)}.$$

Интенсивность напряжений по критерию Мизеса:

- в верхних слоях конструктивно-ортотропной оболочки:

$$\sigma_{\theta_i} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{x\theta_i} - \sigma_{\varphi\theta_i})^2 + \sigma_{\varphi\theta_i}^2 + \sigma_{x\theta_i}^2};$$

- в нижних слоях:

$$\sigma_{\eta_i} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{x\eta_i} - \sigma_{\varphi\eta_i})^2 + \sigma_{\varphi\eta_i}^2 + \sigma_{x\eta_i}^2}.$$

На рисунке 3 приведены графики зависимостей напряжений в верхнем  $\sigma_{\theta}$  и нижнем  $\sigma_{\eta}$  слоях конструктивно-ортотропной оболочки от номера навиваемого  $i$ -го витка и номера  $j$ -й канавки.

Как видно из приведенных графиков, максимальные напряжения в верхнем (рис. 3, а) и нижнем (рис. 3, б) слоях конструктивно-ортотропной оболочки максимальны в зоне лобовины.

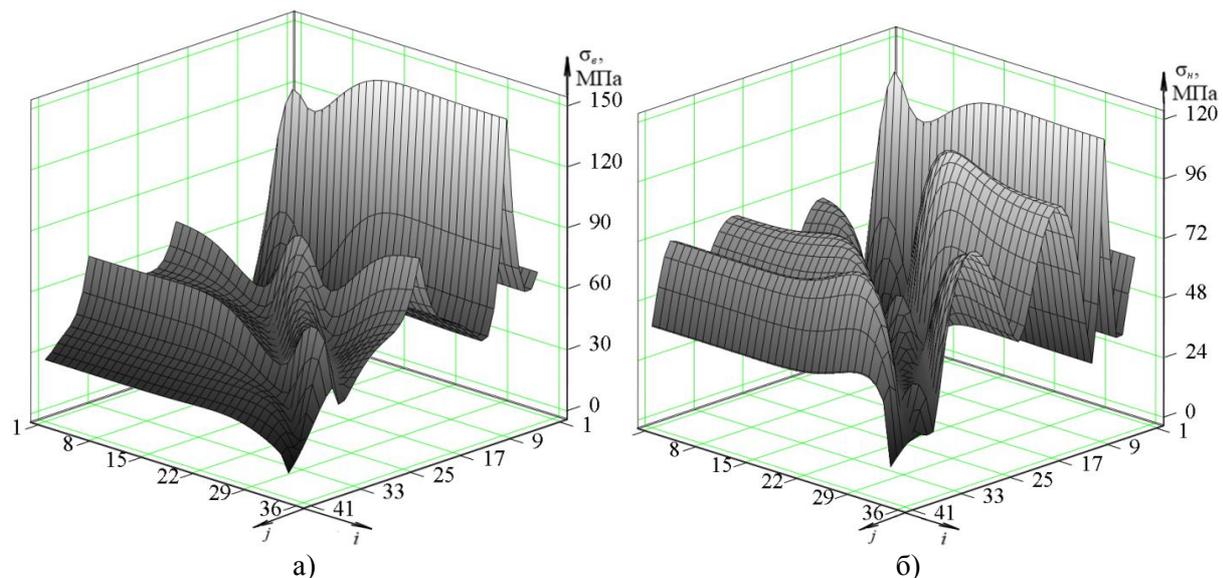


Рисунок 3 — Зависимость напряжений  $\sigma$  от номера навиваемого  $i$ -го витка и номера  $j$ -й канавки

Исходя из полученных результатов видно, что наиболее опасными расчетными случаями являются положения головного каната с 18-й по 34-ю канавки.

На рисунке 4 представлены напряжения в конечно-элементной модели заклиненной части барабана ЦР – 6х3,4/0,6 для наиболее опасного расчетного случая.

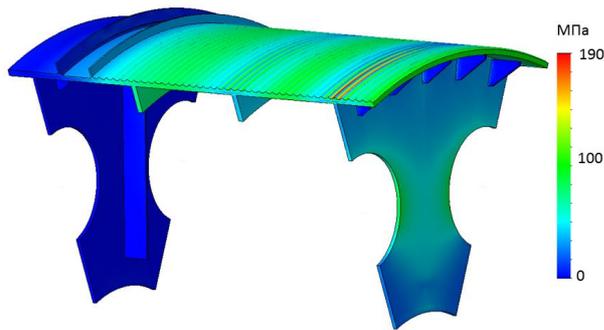


Рисунок 4 — Расчет напряженно-деформированного состояния барабана машины типа ЦР

Так как задача приведена к осесимметричной постановке, для сокращения количества конечных элементов и времени расчета исследовалась 1/8 часть барабана. В качестве граничных условий применены: жесткая заделка центральных отверстий лобовин в местах соединения со ступицами,

условие симметрии на боковых гранях барабана, исключающее любые перемещения в окружном направлении. В качестве внешних нагрузок применены радиально направленные силы на внутренних кромках канавок, равные по величине погонным силам  $P$ .

Из анализа напряжений в конечно-элементной модели барабана ЦР – 6х3,4/0,6 (рис. 5) видно, что максимальные напряжения распределены по доньшкам канавок вблизи правой лобовины и достигают максимального значения 190 МПа, которое значительно выше предельно допустимого.

Для проверки адекватности метода определения расчетных нагрузок сравним напряжения в верхнем (рис. 6, а) и нижнем (рис. 6, б) слоях конструктивно-ортотропной оболочки и твердотельной модели заклиненной части барабана, рассчитанной при помощи МКЭ средствами SolidWorks Simulation. Из сопоставления графиков напряжений профилированного барабана и конструктивно-ортотропной оболочки (рис. 6, а, б), нагруженных одними и теми же усилиями, следует, что характер кривых взаимно подобен, но напряжения в осредненной оболочке ниже, чем в конечно-элементной модели.

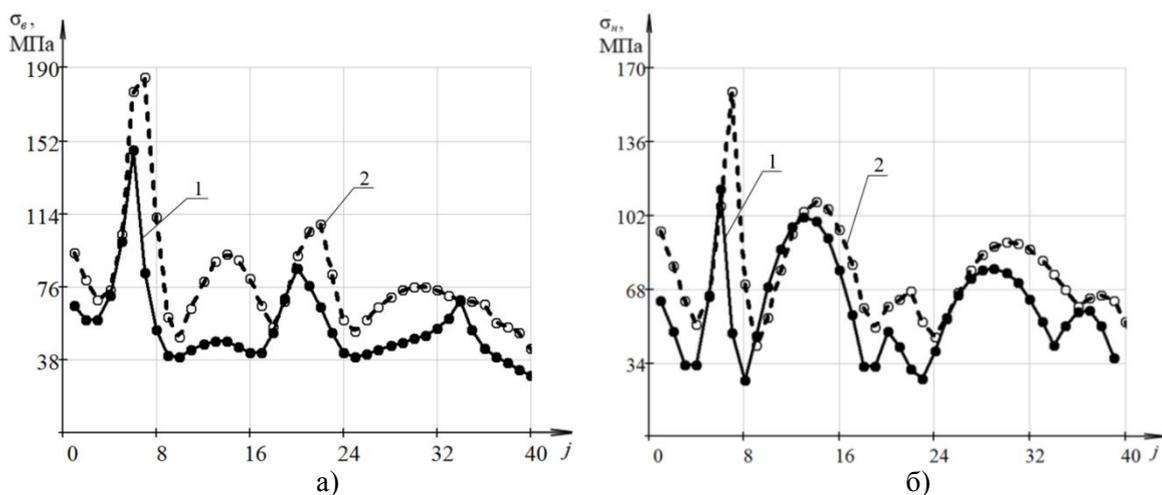


Рисунок 5 — Напряжения в верхнем (а) и нижнем (б) слоях оболочки, полученные с помощью: 1 — математической модели конструктивно-ортотропной оболочки; 2 — конечно-элементного анализа твердотельной модели барабана.

Это объясняется тем, что в профилированной обечайке в основании гребешка возникают касательные напряжения, которые не учитываются в конструктивно-ортотропной оболочке, а продольные усилия действуют только по доньшкам канавок. Суммарные продольные усилия в верхней части оболочки и в обечайке при нагружении одинаковым моментом должны быть равными. Но так как в профилированной обечайке это усилие действует только по доньшкам канавок, а в оболочке по всей дуге, соответственно в оболочке напряжения должны быть меньшими по величине, чем в профилированной обечайке. Таким образом, математическая модель конструктивно-ортотропной оболочки позволяет получить осредненные напряжения, которые будут немного ниже реальных, но дают возможность качественно оценить характер распределения напряжений.

Математическая модель была реализована в виде вычислительного алгоритма с использованием математических моделей деформирования подкрепленного барабана и намотки каната. Кроме того, были разработаны алгоритмы построения матрицы податливости и определения расчетных нагрузок при намотке – размотке каната, а также алгоритм определения напряжений в барабане. Реализация всех этих алгоритмов на языке MathCAD и использование их при расчете и конструировании барабанов ШПМ позволяет с минимальными трудозатратами выбирать расчетный случай для проведения уточненного расчета методом конечных элементов.

Над параметрической моделью барабана ШПМ ЦР – 6х3,4/0,6 в среде SolidWorks Simulation был проведен вычислительный эксперимент, в ходе которого изменялась приведенная радиальная жесткость лобовины  $Z$  и измерялись приведенные к асимптотическим максимальные напряжения в обечайке барабана  $\Gamma$ . Из анализа зависимости (рис.6) следует, что в базовой конструкции ( $Z = 0,2$ ) заклиненной части барабана ШПМ ЦР – 6х3,4/0,6 напряжения выше предельно допустимых. Снижение

значения приведенной радиальной жесткости лобовины  $Z$  до значения 0,13 позволяет снизить максимальные напряжения на 20%, обеспечив достаточный запас прочности конструкции барабана.

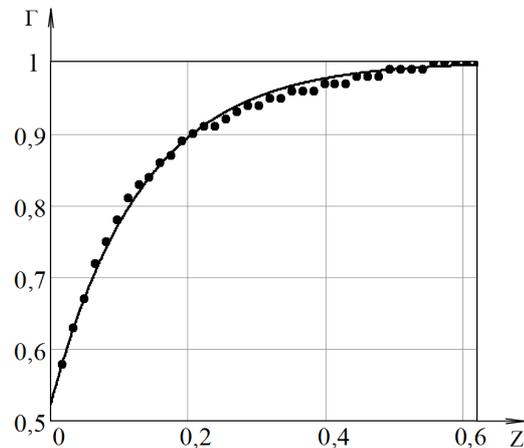


Рисунок 6 — Зависимость максимальных напряжений от радиальной жесткости лобовины

#### Выводы.

1. Графики напряжений в профилированном барабане, определенных методом конечных элементов и по предложенному авторами методу, качественно подобны, количественное отличие объясняется тем, что в профилированной обечайке в основании гребешка возникают касательные напряжения.

2. В предложенном методе математическая модель конструктивно-ортотропной оболочки позволяет получить осредненные напряжения, которые дают возможность выбрать расчетный случай для последующего расчета НДС барабана при помощи МКЭ.

3. Разработанный метод определения расчетных нагрузок при намотке-размотке каната на цилиндрический барабан реализован в виде вычислительного алгоритма, позволяющего рассчитывать и проектировать рациональные конструкции цилиндрических барабанов ШПМ на основе анализа зависимостей между обобщенными параметрами барабанов и напряжениями в конструктивно-ортотропной оболочке.

**Библиографический список**

1. Заболотный К. С. Обоснование компьютерной модели барабана и расчетных нагрузок шахтной подъемной машины / К. С. Заболотный, А. Л. Жупиев, Е. Н. Соснина // Геотехническая механика: Межведомственный сб. науч. трудов / Ин-т геотехнической механики им. Н. С. Полякова НАН Украины. — Днепропетровск, 2011. — Вып. 92. — С. 275–278.
2. Заболотный К. С. Разработка полумпирического метода построения обобщенной параметрической модели барабана подъемной машины / К. С. Заболотный, А. Л. Жупиев, М. А. Рутковский // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. — Х. : ХНАДУ, 2012. — № 57. — С. 239–243.
3. Рутковский М. А. Математическая модель деформирования обечайки барабана под действием канатной нагрузки / М. А. Рутковский, К. С. Заболотный // Математичне моделювання. — 2012. — №2 (27). — С.71–73.

*Рекомендована к печати д.т.н., проф. ДонГТУ Корнеевым С. В.,  
д.т.н., проф. НГУ Франчуком В. П.*

Статья поступила в редакцию 13.03.14.

**к.т.н. Рутковский М. О.** (Державний ВНЗ «НГУ», м. Дніпропетровськ, Україна)

**к.т.н. Рутковский О. Ю.** (ДонДТУ, м. Алчевськ, Україна)

**ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ У БАРАБАНИ ШАХТНОЇ ПІДНІМАЛЬНОЇ МАШИНИ**

*У роботі проведено теоретичне дослідження впливу геометричних і жорсткісних характеристик барабана шахтної піднімальної машини на характер зміни його напружено-деформованого стану під дією канатного навантаження з урахуванням впливу ослаблення натягу від навитих витків каната.*

**Ключові слова:** шахтна піднімальна машина, барабан, розрахункові навантаження, напруги.

**Rutkovsky M. O.** Candidate of engineering sciences (State HIGH SCHOOL "NSU", Dnepropetrovsk, Ukraine)

**Rutkovsky O. Yu.** Candidate of engineering sciences (DonSTU, Alchevsk, Ukraine)

**WORKLOAD ESTIMATION IN MINE WINDER HOISTING DRUM**

*The work is devoted to the theoretical research of geometric and rigidity characteristics of the supported design of a mine winder hoisting drum impact on the type of its stressed-deformed condition change under the influence of the rope load with the account of tension easing from the rope winding.*

**Key words:** a mine winder, hoisting drum, design loads, workload.